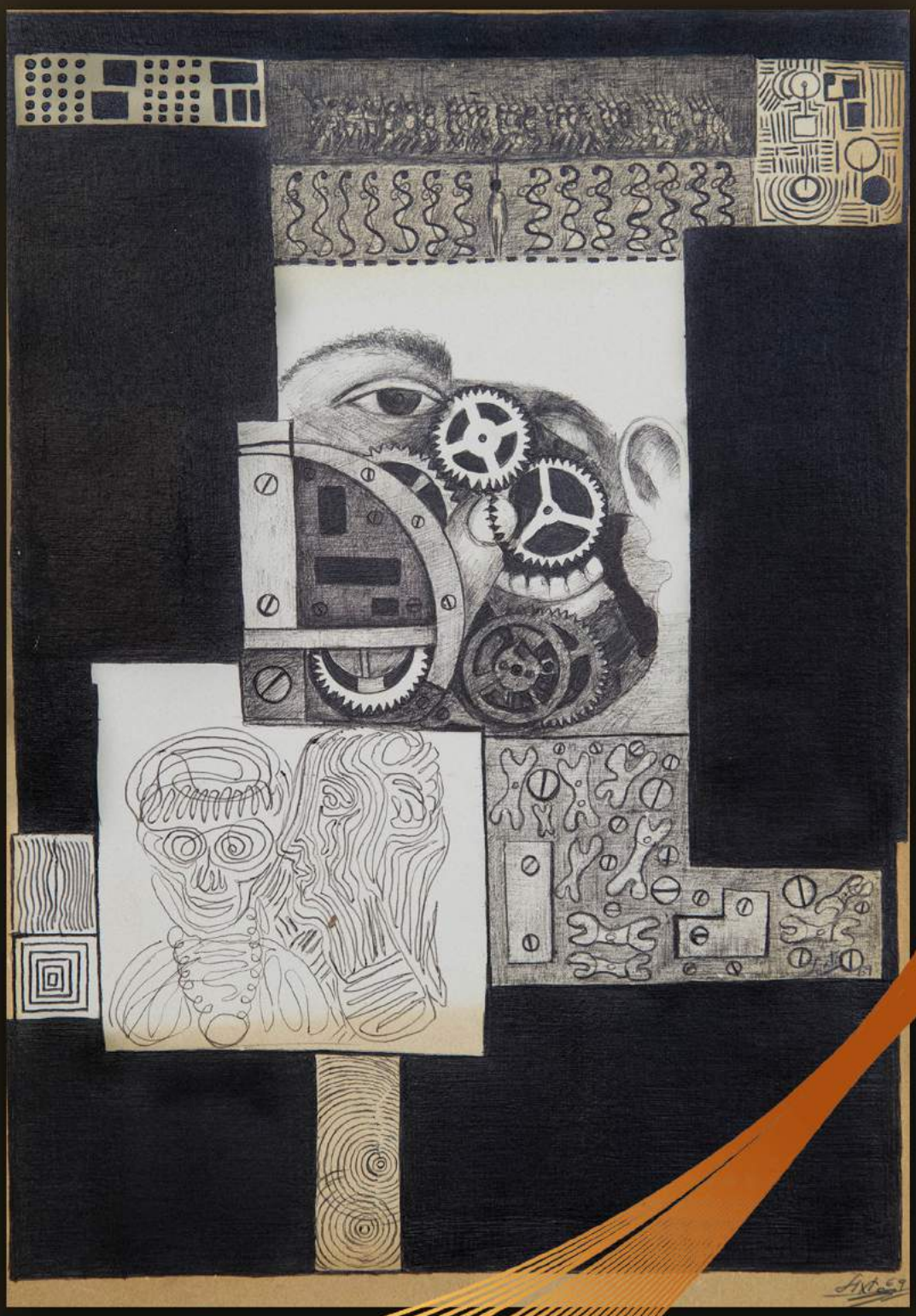
XXI CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



LIBRO DE ARTÍCULOS

Varios autores

UNIVERSITAS Miguel Hernández

XXI CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
Libro de artículos

Editores:
Emilio Velasco Sánchez, Presidente
• Miguel Sánchez Lozano. Vicepresidente
• Ramón Peral Orts, Secretario
• Grupo AME (Applied Mechanical Engineering):
  o Héctor Campello Vicente
  o Nuria Campillo Davó
  o David Clar García
  o Abel R. Navarro Arcas
  o Miguel Ángel Oliva i Meyer
  o Carolina Senabre Blanes
  o Óscar Cuadrado Sempere

ISBN:
978-84-16024-37-7

Edita:
Universidad Miguel Hernández de Elche

Maquetación:
Servicio de Innovación y Apoyo Técnico a la Docencia y a la Investigación UMH

Nota del editor:
Los textos de esta publicación y su revisión ortográfica son responsabilidad de los/as autores/as

Fecha de edición:
07/11/2016

UNIVERSITAS Miguel Hernández

L'HOME I LA MÀQUINA

A partir de 1966, en la ciudad de Elche, se presenta la formación de un grupo de artistas con el propósito de renovar la plástica valenciana de la postguerra bajo el nombre de Grup d'Elx y abordar de manera activa una serie de soluciones estéticas y sociales de los problemas del arte, acercando a las clases populares el lenguaje artístico y compartiendo, no sólo los problemas de arte de la época, sino los problemas generales de la sociedad española del momento, y en concreto de la ilicitana.

Sixto Marco [Elche 1916–Elche 2002] impulsa esa iniciativa, aunque cada artista camina por su cuenta: como ya escribiera el crítico de arte Aguilera Cerni "El Grup d'Elx no es un equipo, ni tan siquiera responde a un único criterio de tendencia", y avanza en recoger en sus trabajos los testimonios de la puntualidad de los acontecimientos, denuncias políticas, diferencias sociales y culturales.

La obra de la portada "L'Home i la màquina" es un dibujo a bolígrafo que corresponde al periodo de la década de los setenta en el que Sixto Marco se centra, casi exclusivamente, en la temática política y social.

Imagen cedida al XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica – Elche 2016 por Sixto M. Marco Lozano, Dr. Ingeniero Industrial por la Universidad Miguel Hernández de Elche e hijo del artista

PATROCINADORES

INFORMACIÓN GENERAL

ORGANIZACIÓN

Comité de Honor

Sr. D. Jesús Tadeo Pastor Ciurana
Rector Magnífico de la Universidad Miguel Hernández de Elche

Sr. D. Manuel Miguel Jordán Vidal
Vicerrector de Investigación e Innovación de la Universidad Miguel Hernández de Elche

Sr. D. José Luis San Román García
Presidente de la Asociación Española de Ingeniería Mecánica

Sr. D. Miguel Ángel de la Casa Lillo
Director de la Escuela Politécnica Superior de Elche de la Universidad Miguel Hernández de Elche

Comité Organizador Local

Emilio Velasco Sánchez (Presidente)

Miguel Sánchez Lozano (Vicepresidente)

Ramón Peral Orts (Secretario)

Grupo AME (Applied Mechanical Engineering):
David Abellán López
Héctor Campello Vicente
Nuria Campillo Davó
David Clar García
Sixto M. Marco Lozano
Abel R. Navarro Arcas
Miguel Ángel Oliva i Meyer
Carolina Senabre Blanes
Óscar Cuadrado Sempere

Consejo Rector de la Asociación Española de Ingeniería Mecánica

José Luis San Román García (Presidente)
Universidad Carlos III de Madrid

Juana Mayo Núñez (Vicepresidenta)
Universidad de Sevilla

Alfonso Fernández del Rincón (Secretario)
Universidad de Cantabria

Carolina Álvarez de Caldas
Universidad Carlos III de Madrid

Salvador Cardona Foix
Universidad Politécnica de Cataluña

Juan Ignacio Cuadrado Iglesias
Universidad Politécnica de Valencia

Alfonso Hernández Frías
Universidad del País Vasco

José Luis Muñoz Sanz
Universidad Politécnica de Madrid

María Prado Novoa
Universidad de Málaga

Emilio Velasco Sánchez
Universidad Miguel Hernández de Elche

Comité Científico

David Abellán López
José Vicente Abellan Nebot
Enrique Alcalá Fazio
Oscar Altuzarra Maestre
Enrique Amezua San Martín
Francisco Aparicio Izquierdo
Mariano Artes Gómez
Moisés Batista Ponce
Juan Antonio Cabrera Carrillo
José Antonio Calvo Ramos
Héctor Campello Vicente
Nuria Campillo Davó
Salvador Cardona Foix
María Teresa Carrascal Morillo
Cristina Castejón Sisamon
Juan Jesús Castillo Aguilar
David Clar García
Francisco J. Cuadrado Aranda
Juan Ignacio Cuadrado Iglesias
Óscar Cuadrado Sempere
Silvia De La Flor López
Francisco David Denia Guzmán
Vicente Díaz López
Javier Echavarri Otero
Alfonso Fernández Del Rincón
José Esteban Fernández Rico
Francesc Ferrando Piera
Francisco Javier Fuenmayor Fernández
Alfonso Fuentes Aznar
Juan Carlos García Prada
Ernesto García Vadillo
Ignacio González Pérez
Rubén González Rodríguez
Antolín Esteban Hernández Battez
Alfonso Hernández Frías
Salvador Ivorra Chorro
Felipe Jiménez Alonso
Lluïsa Jordi Nebot
Aitzol Lamikiz Mentxaka
Rafael López García
Mariano Marcos Bárcena
Óscar Martel Fuentes
Andrés Jesús Martínez Donaire
Juana María Mayo Núñez
Mª Henar Miguélez Garrido
José Luis Muñoz Sanz
Abel R. Navarro Arcas
Miguel Ángel Oliva I Meyer
Francisco Javier Páez Ayuso
José Ignacio Pedrero Moya
Esteban Peña Pitarch
Ramón Peral Orts
Antonio Pérez González
Publio Pintado Sanjuan
María Prado Novoa
María Beatriz Ramírez Berasategui
David Rodríguez Salgado
Jordi Romeu Garbí
Higinio Rubio Alonso
Lourdes Rubio Ruiz De Aguirre
Justo Ruiz Calvo
Javier Ruiz Ramírez
Ana Sáenz Nuño
Jorge Salgero Gómez
José Luis San Román García
Miguel Sánchez Lozano
Francisco Sánchez Marín
Joaquín Luis Sancho Bru
Mariano Saura Sánchez
Carolina Senabre Blanes
María Del Carmen Serna Moreno
Antonio Simón Mata
Javier Trujillo Vilches
Emilio Velasco Sánchez
Fernando Viadero Rueda
José Luis Viesca Rodríguez
Manuel Alejandro Yánez Santana

ÍNDICE DE ÁREAS TEMÁTICAS

I - BIOMECÁNICA **20**

Estado tensional del fémur a partir de imágenes de densitometría ósea, mediante uso de mallados cartesianos de elementos finitos, para evaluación de riesgo de fractura osteoporótica 21
Influencia de un modelo multicuerpo del pie en la estimación de los parámetros de un modelo de contacto pie-suelo durante la marcha 29
Estudio comparativo de tornillos interferenciales para la reconstrucción del ligamento cruzado anterior 37
Estimación de propiedades elásticas de tejidos blandos mediante técnicas numéricas basadas en el método del gradiente 43
Estimación de posturas de agarre en base a ACP y RN 51
Biometrología trazable sin contacto 59
Análisis experimental y numérico del comportamiento de un fémur artificial 67
Propiedades dinámicas de la seda de araña 75
Parámetros antropométricos y mecánicos de los afectados por la osteogénesis imperfecta para evaluar su seguridad en vehículos 82
Simulador de inmersiones de gran profundidad 90
Sistema de valoración del equilibrio de bajo coste para el peritaje médico forense de daños neurológicos 97
Desarrollo de plantillas instrumentadas de bajo coste para medición de la pisada 105
Componentes principales aplicados al estudio de la dinámica del pie supinado y normal durante la marcha 113
Comparación resistente de dos implantes intramedulares tras realización de una artrodesis metatarso-falángica para aliviar la patología del dedo en garra 121
Simulación de la mano después de un ictus 129
Evaluación funcional de la mano mediante reducción dimensional de su cinemática .. 137
Determinación paramétrica de los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas de los dedos 145
Anclajes con tornillos de prótesis mecanizada personalizada: Análisis mediante simulación numérica y aplicaciones clínicas 153
Comparación de dos diseños de dedo protésico subactuado: tendón vs. sistema articulado 161
Influencia del paso de rosca de tornillos en sistemas con placas de osteosíntesis. Estudio biomecánico 169
Diseño de dispositivos ortoprotésicos personalizados mediante análisis biomecánico y herramientas CAE 175
Medida de deformación mediante correlación de imágenes en 3D para caracterización biomecánica en hemimandíbulas de conejo 181

Nueva técnica de fijación invertida para el LCA: estudio biomecánico in vitro en modelo porcino 189
Diseño, control y evaluación de una ortesis activa de bajo coste para la marcha de lesionados medulares 196
Diseño y fabricación multiescala de dispositivos médicos para interacción a nivel celular y tisular 202

II - CINEMÁTICA COMPUTACIONAL 211

Eficiencia de una formulación cinemática computacional basada en Ecuaciones de Grupo 212
Una propuesta de fórmula de velocidades de sucesión 220
Manipuladores paralelos de traslación con pares Pa2 228
Análisis de la capacidad multioperacional de manipuladores paralelos 236
Eficiencia de la paralelización multihilo en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo basado en Ecuaciones de Grupo 244

III - EDUCACIÓN EN INGENIERÍA 253

Uso de MATLAB en la enseñanza de los flujos en canales abiertos para un aprendizaje metacognitivo 254
Aprendizaje Cooperativo y Co-Evaluación en el aula de ingeniería. Propuesta de un Entorno Virtual de Aprendizaje y de un nuevo rol del profesor 262
Construcción de un equipo flexible de laboratorio para el ensayo de turbinas hidráulicas de acción 270
Revisión de algunos mecanismos de barras propuestos por Artobolevski 278
Diseño e impresión de modelos 3D de transmisiones epicicloidales para ayuda a la docencia 286
Plataforma para el diseño de uniones estructurales mediante perfiles tubulares de acero 294
Actividad lúdica en el proceso enseñanza-aprendizaje en la ingeniería mecánica 302
Estrategias blended-learning en laboratorios del Grado en Ingeniería Mecánica: una experiencia positiva 310

IV - DINÁMICA DE SISTEMAS MULTICUERPO 319

Observador de estados basado en modelo multicuerpo aplicado a un vehículo automóvil 320
Modelo dinámico de una motocicleta con rigidez lateral 328
Formulaciones dinámicas en coordenadas naturales para la aproximación basada en Ecuaciones de Grupo 335

V - FIABILIDAD Y MANTENIMIENTO 344

Detección y localización automática de defectos en rodamientos basada en WPT y SVM 345
Mantenimiento necesario en instalaciones de GLP 353
Gestión del Mantenimiento de equipos biomédicos y Producción más Limpia en instituciones de salud de Medellín, Colombia 361
Estimación del estado mecánico de maquinaria agrícola en funcionamiento mediante el análisis automático de vibraciones 366
Desarrollo de un sistema predictivo a través microntroladores y sensores de bajo costo para la programación de las actividades de mantenimiento en sistemas de aire acondicionado 374

Aplicación de la intensidad sonora en el monitorizado de engranajes epicicloidales ... 379
Modelo de sistematización de un plan de mantenimiento atendiendo a la seguridad. 387

VI - HISTORIA DE LAS MÁQUINAS Y LOS MECANISMOS 395

Estudio de una herramienta de bajo coste para la digitalización de piezas del Museo de Ingeniería, Tecnología e Industria de la Universidad Politécnica de Cartagena ... 396
Aplicación de la Ingeniería Asistida por Ordenador a los Ingenios Mecánicos Antiguos. Recuperación virtual de un Molino Harinero 404
Estudio Histórico - Tecnológico del Carro que apunta al Sur 412
La síntesis de generación de trayectorias en Agustín de Betancourt 420
El "Curso de Construcción de Máquinas" del Profesor Cipriano Segundo Montesino ... 428
Nuevas Tecnologías aplicadas a la difusión de Mecanismos Históricos: Impresión 3D del Artificio de Juanelo Turriano 436
Reconstrucción virtual del motor Hispano-Suiza 15 Cr con compresor centrífugo 444
Diseño de sistema mecánico para el montaje de la jácena de la tramoya aérea del Misteri d'Elx 452
Contributions of Leonardo da Vinci in Mechanisms Design 459

VII - INGENIERÍA DE FABRICACIÓN Y METROLOGÍA 468

Metodología para la adaptación y validación experimental de modelos ingenieriles .. 469
Simulación del comportamiento mecánico de los procesos por fotopolimerización de resinas destinadas a la fabricación aditiva mediante estereolitografía láser: Influencia en la calidad de la pieza 477
Solución combinada para la fabricación y reparación de turbocomponentes 485
Soldadura láser remota de acero galvanizado: Análisis del proceso en función de los parámetros de entrada 493
Caracterización del desgaste de grano en el rectificado con muelas de alúmina monocristal 502
Análisis paramétrico de la geometría de la viruta en el mecanizado en seco de aleaciones de aluminio aeronáutico 510
Texturizado láser con pulsos de larga duración 518
Estudio comparativo del comportamiento térmico de diferentes disipadores de calor para impresoras 3D a través de MEF 526
Modelización del baño fundido de una pieza de AISI 304 irradiada por un láser 534
Caracterización del proceso de rebabado automático con turbinas neumáticas 542
Un sistema de micro pulverización de aceites vegetales en mecanizado por impulsión controlada de la dosificación 550
Diseño de una pieza test para la evaluación cinemática de máquinas de impresión 3D 556
Auto-calibración del sistema de posicionamiento de una plataforma de movimiento en 2D 564
Análisis de la estabilización térmica inicial de los Laser Trackers 571
Optimización del mango de una pinza de cirugía laparoscópica comercial mediante la simulación en SolidWorks de su comportamiento material y funcional 578
Comparación de la rugosidad superficial obtenida en mecanizado con y sin multiplicador de velocidad en fresadora 584
Mediciones de piezas multi-material mediante Tomografía Computarizada 592
Materiales recomendados por las Normas Internacionales para utilizar en una instalación de GLP 599
El caudalímetro de Coriolis como medidor volumétrico para la transferencia de custodia en la logística de hidrocarburos 607
Diseño robusto de un proceso de conformado de chapa aeronáutica 615

Formulación simplificada del problema de generación virtual de engranajes cilíndricos rectos mediante disco de rectificado 621
Rehabilitación y modernización del rugosímetro marca Taylor Hobson modelo Talysurf 5 del laboratorio de Metrología de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE .. 629
Comparación de trayectorias espirales en vaciados 637
Especificación geométrica de piezas en 3D mediante un brazo de medición para su verificación y calibración 645
Incremental sheet forming with tool steel SAE 1045 653
Determinación de la incertidumbre de verificación de máquina herramienta por el método de Monte Carlo 660
Metodología para la caracterización numérica de bóvedas circulares fabricadas por conformado superplástico 668
Generación de texturas superficiales por fresado en cinco ejes 676
Estudio de los factores de transmisión de la variabilidad dimensional en la fabricación de baldosas cerámicas 684
Influencia de los defectos geométricos en la superficie de contacto de un disipador de calor, orientado a la asignación de sus tolerancias de fabricación 692
Actualización/retrofiteado de una máquina de una coordenada 700
Análisis de la energía específica de corte en el rectificado plano basado en el modelo de la tasa de material removido 708
Caracterización de propiedades mecánicas de piezas en ABS en función de parámetros de proceso de manufactura aditiva FDM 716
Estudio experimental de las fuerzas de corte durante el mecanizado con aleaciones de titanio 723
Desarrollo de una RNA para controlar un proceso de conformado en caliente 731
Estudio preliminar del Rendimiento Funcional de piezas fabricadas por FDM 739
Estudio experimental del efecto de bruñido sobre la vida a fatiga de probetas de acero AISI 1038 747
Aumento de la competitividad, la sostenibilidad y la sustentabilidad en la obtención de artículos metálicos por el método de vertido vibratorio 753
Mecanizado de alta velocidad en aleaciones base Nickel (HRSA) con herramientas CBN 761

VIII - INGENIERÍA FERROVIARIA 769

Introducción de materiales ligeros en la construcción de partes estructurales en cajas ferroviarias: Roll2Rail e integración con otros Proyectos Europeos 770
Validación de un modelo computacional eficiente de vehículos ferroviarios a escala con resultados experimentales 778
Estudio del contacto en la interacción rueda/carril y rueda/rodillo en bancos de ensayos ferroviarios 787
Modelo de elastómero empleado en suspensiones de trenes de alta velocidad 794
Optimización de modelos en elementos finitos de los maniquíes Hybrid-III percentiles 50% y 95% para su aplicación en transporte ferroviario 802
Modelo de interacción dinámica del vehículo ferroviario completo con ejes y vía flexible en curva 810
Mejora del modelo de interacción dinámica vehículo-vía en el dominio de alta frecuencia 818
Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con la presencia de grietas en ruedas ferroviarias 826
Influencia de la interacción suelo-estructura en el comportamiento dinámico de puentes bajo trenes de alta velocidad 834

IX - INGENIERÍA DE VEHÍCULOS Y TRANSPORTE **843**

Estudio mediante extensiometría del comportamiento dinámico de la banda de rodadura de un neumático 844
Detección del tipo de carretera mediante Lógica Borrosa 852
Evaluación de algoritmos de control para sistemas ABS en motocicletas 860
Estudio del comportamiento de un sistema salvacunetas para mejorar la seguridad vial 868
Nuevas metodologías para la inspección técnica del sistema de dirección 876
El atropello en vía interurbana, ¿previsto en homologación? 884
Estudio de amortiguadores inerciales para automóviles por medio de simulaciones multi-cuerpo 892
Comparativa de datos de frenada sobre bancos de freno de ITV del tipo: Maha, Vteq y Ryme 900
A new methodology to assess sound power level of tyre/road noise under laboratory controlled conditions in drum test facilities 908
Influencia de la variación del diámetro y el ancho de rueda en las medidas de frenada sobre banco de rodillos de ITV 916
Guiado de un vehículo autónomo mediante la detección de los límites del carril usando un escáner láser 924
Mejora del posicionamiento de vehículos de carretera en áreas de mala cobertura GPS 932
Estudio del comportamiento del cuerpo de válvulas de un amortiguador de alto rendimiento 940
Sistema de control antivuelco para furgoneta utilizando lógica difusa y suspensión activa 948
Caracterización teórico-experimental de un atenuador de impacto de estructura de panel de abeja de aluminio para un vehículo tipo formula 956
Diseño de un estimador del ángulo de balanceo de vehículos industriales mediante redes neuronales 964
Análisis de la inscripción en curva de un vehículo industrial a la luz del nuevo Reglamento nº 79 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa 972
Ensayos de choque de autobús con maniquíes de impacto de tamaños adultos e infantiles 980
Simulación y ensayo de contenedores de baterías para vehículos eléctricos bajo solicitaciones de choque 988
Metodología para la medida de la energía consumida en las maniobras de acceso y salida de turismos empleando el sistema de captura de movimiento Kinect 996
Influencia de la agresividad en la conducción en el consumo de energía de un vehículo eléctrico 1002
Modelización y validación del sistema de frenos de un monoplaza tipo formula student mediante msc adams 1010
Análisis experimental de la influencia de distintos factores en la resistencia a la rodadura de los neumáticos nuevos y recauchutados 1018
Estudio de sensibilidad de las propiedades de un biocombustible sobre los parámetros de inyección mediante simulación con Boost-Hydsim 1025
Diseño y parametrización de un sistema de aerodinámica activa para una motocicleta 1033
TMD ajustable en frecuencia aportando rigidez positiva o negativa mediante imanes permanentes 1041

X - MÁQUINAS Y MECANISMOS **1050**

Nueva metodología para el desarrollo de secuencias de atornillado óptimas en uniones RTJ 1051
Rediseño del perfil de levas desmodrómicas utilizadas en mecanismos complejos de barras 1059

Estudio de la influencia de la desalineación axial en las tensiones de flexión de las transmisiones de piñón-cremallera 1067
Metodología de análisis dinámico de mecanismos. Aplicación a la simulación del deslizamiento de un bípedo 1075
Evaluación de la formulación de esfuerzos de contacto hidrodinámicos en transmisiones mediante engranajes operando con bajo nivel de carga 1083
Análisis cinemático de un robot flexible accionado por cables 1091
Diseño y modelado de un triciclo para niños con problemas motrices mediante herramientas CAD 3D 1099
Análisis de la eficiencia en transmisiones con correcciones y modificaciones de perfil . 1106
Estudio de los parámetros mecánicos de un sistema de elevación antibalanceo en reeving de ocho cables 1114
Estudio mecánico de un Generador Eólico de Eje Vertical basado en el análisis dimensional 1122
Estudio de una bomba-turbina integral 1130
Prototipo de un sistema de refrigeración por adsorción química a partir del uso de energía solar 1137

XI - MECÁNICA COMPUTACIONAL **1146**

Influencia del comportamiento poroelástico del fondo marino en la rigidez dinámica de cimentaciones pilotadas para aerogeneradores offshore 1147
Análisis acoplado de jaulas de cultivo marino mediante FEM no lineal 1153
Modelización numérica de la adherencia de armaduras en hormigón convencional y de alta resistencia 1161
Modelización numérica del comportamiento a punzonamiento de losas de hormigón armado 1169
Análisis computacional de la estructura cinemática de sistemas multicuerpo espaciales 1177
ETSIDI-Rap: Impresora 3D portátil de código abierto 1185
Resolución del problema paramétrico de la configuración estática de la catenaria ferroviaria 1193
Ventilation of a Bus Central Station 1201
Analysis and modeling of combustion in biomass furnace 1209
Simulación geométrica de la adaptación del tejido de fibra de carbono al molde 1216
Simulación numérica del comportamiento de un polímero sometido a un campo eléctrico 1223
Fisión de gotas de metano sometidas a un campo eléctrico 1230
Simulación numérica de una burbuja ascendente en un medio compuesto por líquido lixiviado 1237
Aporte al estudio cinemático del flujo de agua en pilas de puentes 1245
Comparación entre técnicas de modelización para una barrera de ensayos de choque. Validación a partir de datos experimentales. 1253
Optimización estructural considerando costes y emisiones asociados al proceso de corte por chorro de agua 1261

XII - MECÁNICA DE FRACTURA Y FATIGA **1270**

Estudio de la relajación de tensiones residuales con cargas de fatiga en acero de temple y revenido sometido a shot peening 1271
Determinación del estado tensional de una biela de bicicleta frente a las cargas de trabajo 1279
Estudio del comportamiento a fatiga en compensadores para tubos cuadrados 1287

Metodología experimental para la estimación del tamaño y la forma de la zona plástica en el vértice de grieta 1295
Automatización y optimización de la determinación numérica del Factor de Intensidad de Tensiones en ejes fisurados 1304
Estimación mediante Redes Neuronales del Factor de Intensidad de Tensiones en un eje giratorio fisurado 1312
Modelización multiescala del comportamiento interfacial nanopartícula-matriz en nanocomposites poliméricos de grafeno 1320
Análisis del efecto de la adición de fibras de acero al comportamiento de hormigones sometidos a cargas cíclicas de flexotracción 1328

XIII - MECÁNICA EXPERIMENTAL 1337

Caracterización termomecánica de la aleación con memoria de forma NiTiCu mediante ensayos a tracción, compresión y torsión 1338
Análisis experimental de la resistencia a la penetración de cuchillo en tejidos de alto rendimiento 1346
Medida de mapa de desplazamientos 3D de componentes de gran tamaño sometidos a vibración empleando la técnica FP+2D-DIC 1353
Análisis numérico-experimental del comportamiento modal de una viga biapoyada usando dic-3d 1360
Caracterización geométrica del daño producido por impacto en estructuras mediante la técnica de Correlación Digital de Imágenes 1368
Optimización de actuadores termo-mecánicos con polímeros termoestables con memoria de forma 1375
Análisis de las propiedades mecánicas de polímeros con memoria de forma mediante microdureza instrumentada 1383
Determinación de la mezcla óptima de arcilla para el mejorar la calidad del bloque h-10 en la industria ceramica 1391

XIV - MICROMÁQUINAS, MECATRÓNICA Y ROBÓTICA 1400

Empleo del principio de equivalencia de energía para la obtención de un modelo dinámico lineal dependiente de los parámetros inerciales y de fricción de un manipulador paralelo 1401
Torso humanoide con estructura inspirada en la anatomía humana usando manipuladores paralelos 1409
Análisis mecatrónico de la influencia de la elasticidad de una máquina herramienta en las prestaciones dinámicas de sus servoaccionamientos 1417
Desarrollo de un algoritmo de visión artificial mejorado basado en la captura de posicionamiento LEDs en micromecanizado 1425
Diseño y simulación de un prototipo de mano protésica de bajo coste 1432
Controlador de dos etapas para guiado de vehículos autónomos submarinos en entornos cambiantes 1440

XV - PROYECTOS CON EMPRESAS 1449

Diseño de encofrado de aluminio para vivienda unifamiliar 1450
Optimización de una unidad BMU aplicando metodologías de Diseño Generativo en Máquinas. Un caso de colaboración Universidad-Empresa 1458
Diseño mecánico de un robot para inspección por ultrasonidos de cadenas de líneas de fondeo 1466

Influencia del consumo energético en la optimización de la selección de equipos para un proceso de molienda 1474
Recubrimientos superficiales mediante aerografía 3D low-cost 1482

XVI - RUIDO Y VIBRACIONES **1490**

Sistema de caracterización dinámica de estructuras ferroviarias 1491
Clasificación de factores asociados a la incertidumbre del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones 1499
Análisis experimental mediante el uso de DIC 2D de una viga sometida a vibración y su comparación con resultados numéricos 1507
Análisis de las frecuencias naturales de un componente de automoción empleando DIC 3D en alta velocidad 1515
EEMD y EMD para la mejora del análisis de señales de impacto-eco 1523
Comparación numérica de técnicas modales para la simulación acústica de dispositivos de escape con monolito 1531
Método del Componente Virtual para la caracterización de las uniones en estructuras máquinas-herramienta 1539
Caracterización y análisis de un sistema de rigidez variable con actuadores lineales neumáticos 1547
Utilización del espectro compuesto para la detección de desequilibrios rotantes en maquinaria agrícola 1555
Aplicaciones del análisis modal experimental de vibraciones en agitadores de destiladores industriales 1563
Técnicas acústicas avanzadas para la identificación de defectos funcionales en equipos dinámicos 1571
Caracterización de mesa de vibraciones mediante análisis espectral 1579
Análisis acústico experimental de husillos a bolas precargados de alta velocidad 1583
Diagnóstico de fallos en engranajes mediante análisis clúster y técnicas de envolvente 1587
A dynamical multibody approach for guitar modelling incorporating string geometric nonlinear effects 1593

XVII - SOSTENIBILIDAD Y MEDIO AMBIENTE EN INGENIERÍA MECÁNICA **1602**

Influencia en la huella hídrica en la fabricación de hormigón con escoria de cobre y polvo de humo 1603
Influencia en la huella hídrica en la fabricación de hormigón con escoria de acero inoxidable 1611
Caracterización mecánica de tableros de "Arundo donax L.": Estudio comparativo entre el proceso seco y húmedo de prensado en frío 1618
Utilización de materiales alternativos en los procesos de fundición de metales ferrosos y no ferrosos 1626
Estudio mediante CFD de la influencia de parámetros característicos en la eficiencia de la etapa de preenfriamiento en aerorefrigeradores 1631
Diseño y Construcción de una unidad de biodigestión experimental para aplicaciones en bioenergía 1639
Análisis y evaluación de la información meteorológica disponible para la prospección del recurso eólico en el perfil costero Ecuatoriano 1647
Definición del contexto en diseño de máquinas. Metodología para máquinas apropiadas 1655

XVIII - TRIBOLOGÍA **1662**

Cálculo de capacidad de carga estática de rotulas esféricas radiales libres de mantenimiento 1663
Ensayo y fabricación de texturas elípticas para la mejora del coeficiente de fricción lubricado en contactos puntuales 1671
Resolución de las ecuaciones de Reynolds-Carreau para el cálculo del espesor de película en contactos TEHD lineales 1679
Par de fricción en rodamientos de vuelco de cuatro puntos de contacto: estudio de las limitaciones de las formulaciones actuales mediante elementos finitos 1687
Modelo térmico transitorio de engranajes cilíndricos en condiciones de lubricación mixta 1695
Investigación en la influencia del contenido en Cr de aleaciones NiCrBSi sobre el par rozante Acero F-5220 templado en aceite en la modelización del comportamiento tribológico en medios lubricados. (Curva de Stribeck) 1703
Caracterización reológica de lubricantes empleando un tribómetro 1711
Efecto de la rugosidad en ensayos de desgaste adhesivo severo "Galling" en Acero Inoxidable 304 1719
Influencia de la tribología en problemas de indentación de materiales magneto-electro-elásticos 1724
Erosión por partícula sólida del acero inoxidable AISI 304 sometido a flujos incidentes de chorro con giro 1732
Comportamiento tribológico de recubrimientos de NiCrBSi dopados con WC y plaqueados con láser mediante ensayos de desgaste en seco bola-placa 1739
Comportamiento tribológico de pares recubiertos por PVD lubricados con líquidos iónicos basados en el anión FAP- utilizado como aditivo 1747
Medida de la superficie de contacto en suelas con tecnología de alta-velocidad 1755

XIX - OTROS **1764**

Estudio comparativo de sistemas de condensación en ciclos de potencia termosolares 1765
Estudio de sistema desecante comercial en aplicaciones domésticas 1773

ÍNDICE DE AUTORES **1782**

BLOQUE I

BIOMECÁNICA

Estado tensional del fémur a partir de imágenes de densitometría ósea, mediante uso de mallados cartesianos de elementos finitos, para evaluación de riesgo de fractura osteoporótica

J.J. Ródenas[1], J.J. Sánchez-Taroncher[1], A. Alberich-Bayarri[2], L. Martí-Bonmati[2]

[1] *Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica (CIIM). Universitat Politècnica de València.* *jjrodena@mcm.upv.es, jussanta@upvnet.upv.es*

[2] *Área Clínica de Imagen Médica y Grupo de Investigación Biomédica en Imagen GIBI230. Hospital Universitario y Politécnico e Instituto de Investigación Sanitaria La Fe. Valencia. alberich_ang@gva.es, marti_lui@gva.es*

La osteoporosis, caracterizada por una disminución de la densidad mineral ósea, es responsable de millones de fracturas a nivel mundial. La prueba de referencia para esta enfermedad es la densitometría, con diagnósticos basados en parámetros estadísticos, obtenidos de una imagen radiográfica, que cuantifican el riesgo de fractura del paciente. Sus resultados no son lo suficientemente precisos dado que alrededor del 40% de los pacientes con diagnóstico de riesgo de fractura bajo terminan sufriendo fractura osteoporótica. Resulta pues razonable buscar técnicas que proporcionen diagnósticos más precisos. Se ha desarrollado una técnica de análisis, denominada cgFEM, basada en el uso de mallados cartesianos de elementos finitos (EF) que permite generar fácilmente modelos de EF a partir de imágenes médicas. En cgFEM la imagen se coloca dentro de una estructura jerárquica de mallas cartesianas anidadas y se usa un procedimiento de h-refinamiento automático que ajusta el tamaño de los elementos de la malla en base a la distribución de los valores de los pixeles de cada elemento. Toda la información de la imagen se tiene en cuenta durante la creación de las matrices de rigidez de elemento a través de funciones que correlacionan el valor de cada pixel con las propiedades mecánicas del material. La colaboración multidisciplinar de este trabajo ha permitido desarrollar una adaptación inicial de cgFEM para obtener, con mínima intervención del usuario, modelos de EF de fémur a partir de las imágenes del densitómetro. El análisis numérico mediante cgFEM proporciona una representación del estado tensional del cuello del fémur que puede ser utilizada para mejorar la evaluación del riesgo de fractura osteoporótica.

1. Introducción

La osteoporosis es una enfermedad progresiva de los huesos caracterizada por una disminución de la densidad mineral ósea. Esta enfermedad produce un deterioro en la microarquitectura del hueso además de que la cantidad y variedad de proteínas en el hueso se ven alteradas. Estas irregularidades hacen que el hueso sea menos resistente y más frágil por lo que tiene menos resistencia ante los esfuerzos que ha de soportar en las caídas produciéndose microfracturas y fracturas con relativa facilidad. Las fracturas se suelen producir mayoritariamente en las vértebras lumbares, en la cadera y en la muñeca, aunque en los hombres también son comunes las fracturas frágiles de costillas. De las anteriores, las fracturas de cadera son las más importantes y por eso nos centraremos en ellas.

Existen diversos métodos para la diagnosis de la osteoporosis como la radiografía convencional u otros biomarcadores. Sin embargo, la Universidad de Washington [1] afirma que la densitometría ósea es considerada la prueba de referencia para esta enfermedad y con la que se clasifica el tipo de osteoporosis medido. El valor que se obtenga de densidad ósea al realizar la prueba se determinará el riesgo de fractura del paciente. Según [2] el 40% de los pacientes que han sufrido una fractura por osteoporosis tras la prueba habían sido diagnosticados con un riesgo de fractura bajo, lo que denota una precisión bastante baja a la hora de realizar diagnósticos con esta técnica. Con este proyecto se pretende buscar un nuevo método de diagnóstico utilizando la información obtenida mediante la imagen médica que se crea durante la prueba diagnóstica.

El resultado de las densitometrías se basa en la absorción de rayos X. La imagen de rayos X obtenida (ver figuras 1 y 2a) es usada para determinar un valor medio de densidad mineral ósea en la zona de análisis, pero después no se utiliza más. Es decir, tras condensar toda la información de la imagen en un único valor escalar, la imagen deja de utilizarse convirtiéndose en un "residuo" digital. Así pues, la imagen es una herramienta que se está

infrautilizando en la evaluación del riesgo de fractura que puede tener el paciente. Esta contiene información local sobre la densidad ósea medida en la densitometría que se representa según el nivel de gris que se muestra en cada píxel. Esta información se podrá utilizar para asignar propiedades resistentes en cada región y analizar posibles defectos locales que puedan inducir la fractura del hueso, defectos estos que quedan sin reflejar en el valor de la densidad mineral ósea dado que el tratamiento estadístico de la imagen usado para evaluarla proporciona un valor promedio que puede ocultar los déficits locales de densidad mineralizada.

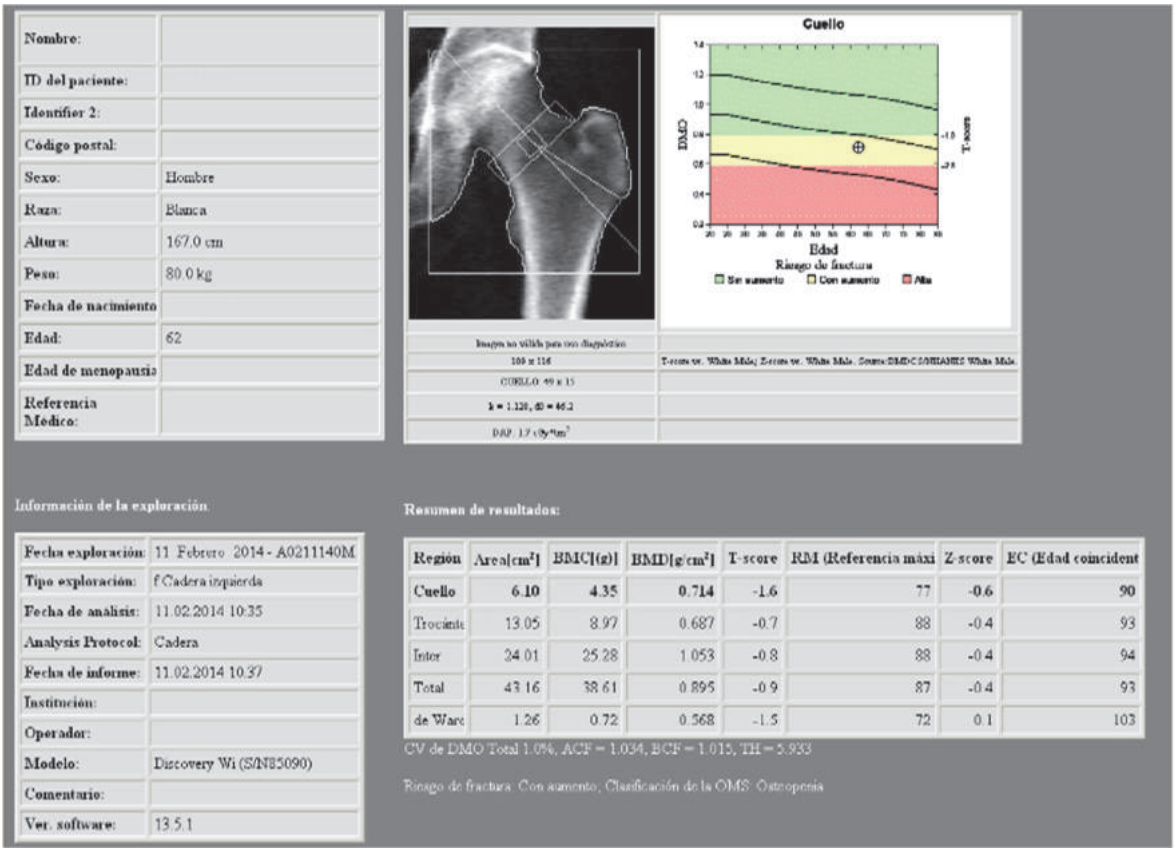


Figura 1: Informe de la densitometría extraído del archivo DICOM.

Las imágenes DXA (Dual-energy X-ray absorptiometry) provenientes de las densitometrías pueden ser reutilizadas para realizar un análisis mecánico mediante la metodología de análisis denominada *cg*FEM desarrollada en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Materiales de la UPV. Esta metodología se basa principalmente en la utilización de mallas cartesianas de elementos finitos (EF), independientes de la geometría del componente a analizar, y en una eficiente estructura jerárquica de datos [3]. Esta metodología de análisis ha sido implementada para 2D en un código también denominado *cg*FEM [3],[4] íntegramente desarrollado en Matlab. Para los desarrollos presentados en este artículo se han realizado diversas modificaciones, expuestas posteriormente, que permiten procesar los informes de las densitometrías de los pacientes y poder realizar así el análisis de EF sobre la imagen DXA.

La ventaja principal de los análisis mediante *cg*FEM es que se tiene en cuenta toda la información de la imagen generada durante la prueba diagnóstica. Esta información, incluso a nivel de pixel, será tenida en cuenta en el análisis de EF, lo que proporcionará el mapa de comportamiento de todo el hueso, a diferencia del resultado de la prueba actual, que proporciona simplemente un valor escalar.

Por otra parte, con los análisis de EF resulta posible realizar diversos tipos de estudios, tales como aplicar distintos tipos de cargas. Esto permitiría obtener un conjunto de resultados de los que extraer información útil para evaluar el comportamiento del hueso bajo distintas cargas funcionales, información esta que podría ser utilizada para realizar un diagnóstico más preciso.

2. Materiales y métodos

El software *cg*FEM tiene la capacidad de realizar análisis de EF a partir de la información contenida en imágenes médicas. Para ello utiliza los niveles de gris de las imágenes como base para asignar las propiedades del material.

Al programa original se le ha implementado un módulo que tiene como función interpretar las imágenes de las densitometrías para poder realizar posteriormente un análisis de EF sobre ellas. El módulo ha sido desarrollado de forma que sea lo más automatizado posible para un fácil uso, que permita su fácil implementación en la práctica clínica, y para poder tratar un gran número de densitometrías de manera automática.

2.1. Procesado de la imagen DXA

La imagen DXA que será analizada está incluida en el informe de la densitometría (ver figura 1) almacenado como un archivo DICOM. El programa reconoce automáticamente la imagen DXA dentro del informe, así como, usando técnicas OCR, ciertos datos incluidos en éste, como el peso del paciente o el modelo del densitómetro, los cuales se almacenarán junto los datos de la cabecera DICOM para su posible uso en el estudio estadístico del riesgo de fractura.

El software realiza un procesado sobre la imagen de la densitometría para prepararla para el análisis de EF y definir el modelo del problema. Como se aprecia en la figura 2a), la imagen DXA contiene líneas auxiliares de color claro. El programa detecta estas líneas automáticamente de forma que sirvan de ayuda para definir el contorno del fémur, hallando así la geometría del modelo. Tener las líneas identificadas también es útil para eliminarlas posteriormente ya que para realizar el análisis de EF se necesita una imagen "limpia" del hueso como la mostrada en la figura 2d. Dado que el fabricante del densitómetro usado no facilita las imágenes "raw" (originales), se desarrolló un procedimiento para eliminarlas. Para ello, a cada píxel de las líneas se le asigna un nivel de gris mediante un promedio de los valores de los píxeles próximos, ponderado en función de la inversa de la distancia a los mismos, sin tener en cuenta los que forman parte de estas líneas.

Dentro del preproceso, es necesario que el usuario interactúe con el programa para definir la cabeza y el eje longitudinal del fémur, ya que éstos no están delimitados por las líneas auxiliares. Determinados estos parámetros se podrá hallar el *Neck Shaft Angle* que es el ángulo que forman el eje de la cabeza del fémur (definido en la imagen) con el eje longitudinal del fémur. Este ángulo se almacena para trabajar con densitometrías del mismo paciente ya que es siempre el mismo para cada persona.

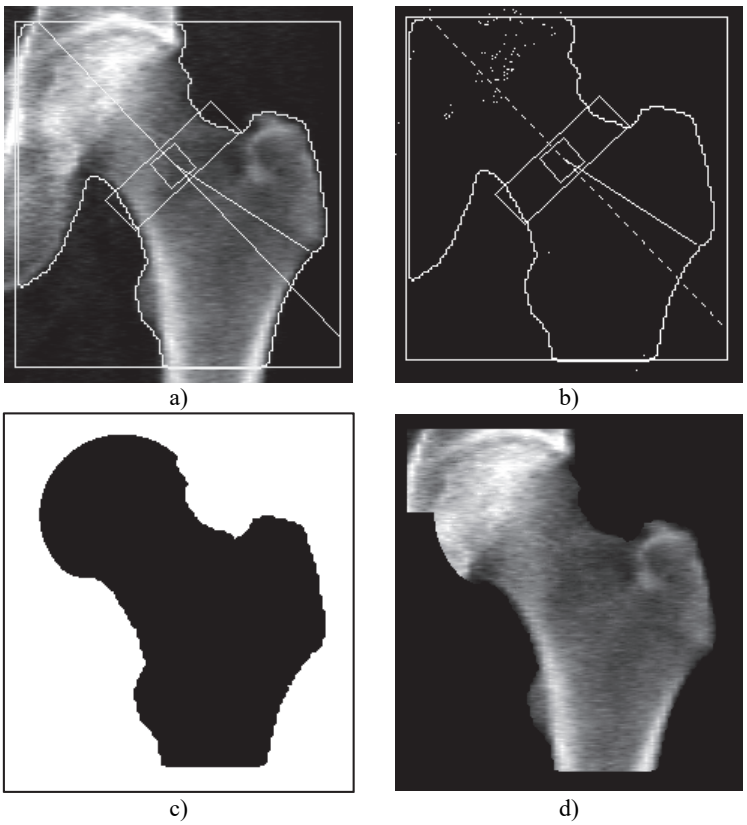


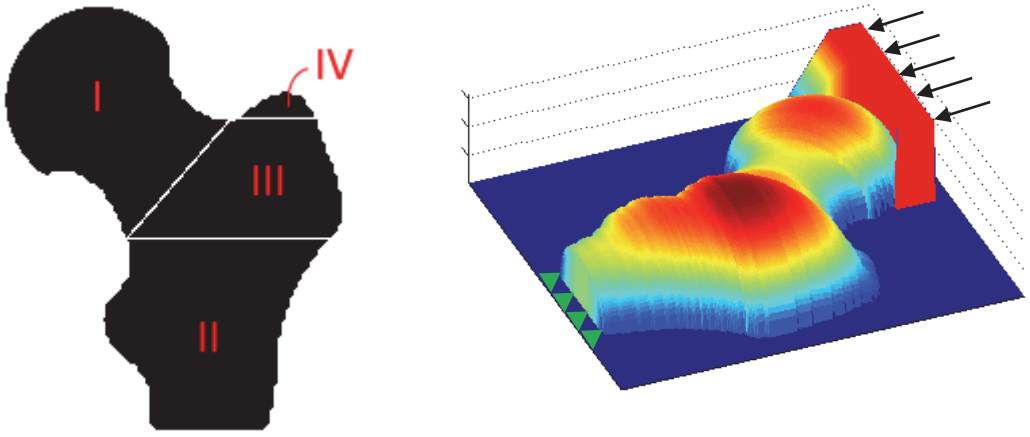
Figura 2: Procesado de la imagen. a) Imagen de la densitometría. b) Imagen lógica con los puntos que contienen píxeles del color de las líneas auxiliares. c) Imagen lógica del contorno del fémur. d) Imagen final tras el procesado.

Para definir el contorno del fémur se crea una matriz o imagen lógica donde a las posiciones correspondientes a píxeles de las líneas auxiliares se asigna el valor "1" (ver figura 2b), añadiéndose también los puntos relacionados

a la cabeza del fémur definida por el usuario. Con esta información es posible, mediante el comando *fill* de Matlab, y tras eliminar los puntos que quedaban dentro en el interior del hueso correspondientes a las líneas auxiliares (ver figura 2b), obtener la imagen lógica del contorno del fémur representada en la figura 2c.

2.2. Definición del modelo

La geometría del modelo vendrá dada por el contorno del fémur que se ha definido. Además, dado que la imagen del densitómetro es una imagen 2D y a fin de mejorar en la medida de lo posible los resultados de los análisis, se ha generado un modelo 2.5D que, siendo un modelo bi-dimensional, considere el espesor del hueso en cada punto para así tener en cuenta la tri-dimensionalidad del hueso en la medida de lo posible. Para realizar el cálculo de espesores se ha dividido el fémur en cuatro zonas, tal y como se muestra en la figura 3a, que pueden ser identificadas de manera automática. En cada una de ellas se ha aplicado un procedimiento adecuado para regenerar el espesor del hueso, de forma que el modelo sea lo más próximo a la realidad posible. Se ha de tener en cuenta que se ha definido una zona adicional que tiene como función transmitir la carga desde la zona superior. La geometría 2.5D final del modelo reconstruido se puede ver en la figura 3b.



a) b)

Figura 3: Generación del modelo 2.5D (a) División del fémur en zonas para obtener espesores. (b) Geometría 2.5D final del fémur y condiciones de contorno.

Las condiciones de contorno de Neumann y de Dirichlet, se han definido de forma que se puedan automatizar fácilmente. Las primeras consisten en una presión uniforme aplicadas sobre una línea horizontal por encima del fémur, ubicada sobre el recuadro exterior formado por las líneas auxiliares. Así se ha considerado una carga uniformemente distribuida equivalente al peso del paciente, alineada con el eje longitudinal del fémur anteriormente definido, tal y como se muestra en la figura 3b. Por otra parte, las condiciones de contorno de Dirichlet se han aplicado sobre una línea horizontal en la parte inferior del fémur, también ubicada sobre el recuadro exterior, restringiendo tanto los desplazamientos horizontales como los verticales, figura 3b.

Para definir las propiedades del material el programa se basará en los niveles de gris de la imagen. Para asignar correctamente las propiedades resistentes en cada punto de la imagen, en primer lugar hay que relacionar los niveles de gris de la imagen y la densidad ósea del fémur [5]. Esta relación vendrá dada por función lineal que relaciona los valores de ambos parámetros, que varían entre 0 y 255 para los niveles de gris y entre 0 y 1.2 g/cm^3 para la densidad mineral ósea y está definida por la ecuación (1).

$$\rho(graylevel) = \frac{1.2}{255} \cdot graylevel\ g/cm^3 \tag{1}$$

Así pues, teniendo la densidad mineral identificada para cada nivel de gris, se puede obtener el módulo elástico para cada píxel de la imagen mediante una función definida a tramos (2) que lo relaciona con la densidad ósea[6].

$$E(\rho) = \begin{cases} 33900\rho^{2.2} & \rho \leq 0.27 \\ 11164\rho - 1112 & 0.27 < \rho < 0.6 \\ 15597\rho^{2.01} & \rho \geq 0.6 \end{cases} \tag{2}$$

Por otro lado, el coeficiente de Poisson tendrá un valor constante de 0.3 ya que no hay ninguna relación entre este parámetro y la densidad ósea [7].

Para tener en cuenta las propiedades de material asociadas a cada nivel de gris en cada pixel, en el proceso de integración de la matriz de rigidez de cada elemento de la malla, *cg*FEM considera que cada uno de los pixeles

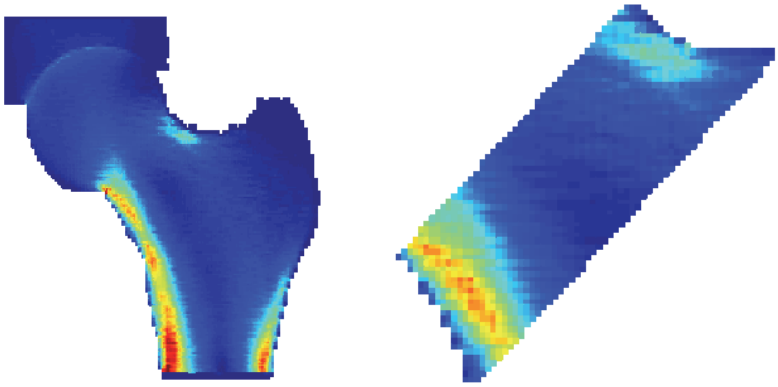
corresponde a un punto de integración, que tendrá asociadas propiedades de material en función del nivel de gris del pixel. Se obtienen así matrices de rigidez que representan el comportamiento homogeneizado de todos los píxeles contenidos en el elemento.

2.3. Muestra de imágenes

Las densitometrías sobre las que se han realizado los análisis fueron proporcionadas por los autores de este trabajo pertenecientes al Hospital Universitari i Politècnic La Fe de València, tras haber sido anonimizadas. Éstas se pueden dividir en tres bloques según el tipo de pacientes: *a)* pacientes que sufrieron fractura por osteoporosis después de la densitometría, *b)* pacientes a los que se les ha realizado un trasplante hepático y *c)* pacientes que no han sufrido fractura hasta el momento. En el caso *b)* de pacientes con trasplante hepático se tendrán varias densitometrías por cada paciente dato que tras realizarse la operación se inicia un seguimiento para ver como evoluciona el paciente.

3. Resultados

Una vez realizado el análisis de EF al modelo que se ha definido a partir de cada DXA, el programa proporciona una serie de resultados que sirven para estudiar el riesgo de fractura de los pacientes y los distintos factores que pueden influir en éste, uno de ellos son las tensiones. Resulta conveniente representar las tensiones obtenidas mediante una tensión uniaxial equivalente. Para ello se ha considerado la tensión equivalente de Tresca (S), habiéndose comprobado que los resultados obtenido con tensiones equivalentes de von Mises y Rankine proporcionan conclusiones similares a las obtenidas mediante la tensión equivalente seleccionada. Las tensiones calculadas, que pueden ser representadas gráficamente, son las que se obtienen al aplicar una carga equivalente al peso del paciente. Las tensiones evaluadas al aplicar una carga unitaria serán denominadas tensiones normalizadas y serán representadas como S_{norm}. Las tensiones resultantes proporcionadas por *cg*FEM no son las tensiones reales ya que se obtienen a partir de una imagen 2D de la cual no se puede extraer la información real del tejido. Las tensiones obtenidas se pueden calificar por tanto solamente como *indicadores de tensión*. Pese a que no representa las tensiones reales, S podrá utilizarse para realizar comparativas entre pacientes.



a) b)

Figura 4: Ejemplo de representación del indicador de tensión S.
a) En todo el hueso, b) En el cuello del fémur.

A efectos de representación gráfica que podría incluirse en el informe clínico, *cg*FEM permite elegir entre representar el modelo entero, figura 4a, o solamente la zona del cuello, ver figura 4b, ya que esta es la más crítica. *Cg*FEM almacena la tensión máxima encontrada en la zona del cuello para ser usada posteriormente en la comparación de resultados entre pacientes.

Por otra parte, *cg*FEM mide el diámetro mínimo del cuello del fémur. Este parámetro es también interesante ya que los diagnósticos de las densitometrías no tienen en cuenta la geometría del hueso y puede ser un valor interesante para realizar los estudios de riesgo de fractura.

En las tablas 1 y 2 se muestran los resultados obtenidos para algunos de los análisis realizados. La tabla 1 contiene los datos para un mismo paciente al que se le han realizado cuatro densitometrías en distintos momentos de tiempo. Los resultados mostrados en la tabla 2 pertenecen a pacientes distintos. Las tensiones aparecen en las tablas en las columnas S y S_{norm}, que corresponden a las tensiones considerando el peso del paciente y a las normalizadas respectivamente.

Tabla 1: Resultados para un mismo paciente a lo largo del tiempo

	BMD (g/cm^2)	**Peso** (kp)	**Tensión máxima**		**Diámetro del cuello del fémur** (mm)
			S	S_{norm}	
Paciente 1.1	0.802	85	2344.01	27.58	38.17
Paciente 1.2	0.746	87	2687.08	30.89	38.17
Paciente 1.3	0.694	89	3380.63	37.98	38.17
Paciente 1.4	0.714	80	2243.60	28.04	38.17

Tabla 2: Resultados obtenidos para varios pacientes

	BMD (g/cm^2)	**Peso** (kp)	**Tensión máxima**		**Diámetro del cuello del fémur** (mm)
			S	S_{norm}	
Paciente 2	0.609	76	3119.24	41.04	34.32
Paciente 3	0.597	50	2254.38	45.09	32.14
Paciente 4	0.761	58	5790.68	99.84	28.98
Paciente 5	0.762	80	2699.16	33.74	35.72
Paciente 6	0.778	63	2314.82	36.74	30.13
Paciente 7	0.592	60	2241.09	37.35	33.62
Paciente 8	0.532	49	2213.60	45.18	32.21
Paciente 9	0.528	63	3256.33	51.69	33.13
Paciente 10	0.525	50	2800.26	56.01	30.65
Paciente 11	0.523	70	4411.80	63.03	31.94

4. Discusión

Al analizar las densitometrías de pacientes con trasplante hepático, se observa que la tensión normalizada es, en términos generales, inversamente proporcional a la densidad mineral ósea. Esto es razonable dado que, con mayor densidad ósea, siendo la geometría externa del hueso constante por tratarse del mismo paciente, se esperarán tensiones máximas en la zona de hueso cortical menores dado que al aumentar la rigidez del hueso trabecular se reduce la tensión máxima que soporta el cortical. En la tabla 1 se muestran los resultados para uno de los pacientes donde se puede apreciar como a medida que disminuye la densidad ósea la tensión normalizada aumenta y, por tanto, el riesgo de fractura. Sin embargo, en el último análisis el paciente recupera densidad ósea posiblemente gracias a los tratamientos médicos a los que está sometido. A su vez, la tensión normalizada disminuye en mayor proporción que las subidas medidas en los análisis anteriores. Esto puede haberse debido a que la regeneración de la masa ósea se haya producido de una forma más uniforme, dando para menores valores de densidad menores tensiones normalizadas y por tanto menor riesgo de fractura. Posteriormente se estudiará cómo puede influir la distribución de la masa ósea en las posibles fracturas.

En cambio, al comparar los resultados de varios pacientes se observa que no existe tal correlación entre la densidad mineral ósea y la tensión normalizada. Esto indica que las tensiones calculadas no dependen únicamente de la densidad ósea por lo que habrá otros factores que influyen en el análisis.

4.1. Influencia del peso

El peso es un factor determinante en las fracturas de cadera dado que al andar el peso del cuerpo se apoya sobre una pierna. Es por ello que uno de los resultados mostrado por el programa son las tensiones en el hueso cuando se le aplica al modelo una carga equivalente al peso. Se puede ver la influencia comparando los resultados de los pacientes 2 y 3 mostrados en la tabla 2. Ambos tienen una densidad mineral ósea y una tensión normalizada muy parecidas. No obstante, la diferencia de pesos es considerable derivando en tensiones mucho mayores para el paciente con mayor peso. Así pues, con el método desarrollado es posible extraer dos diagnósticos. El primero mediante las tensiones en las que se tiene en cuenta el peso del paciente que se podrán relacionar con el riesgo de fractura debido a cargas debidas al proceso de marcha. El segundo, mediante la tensión normalizada, podría asociarse al riesgo de fractura frente cargas de impacto recibidas por el paciente.

4.2. Influencia de la geometría del hueso

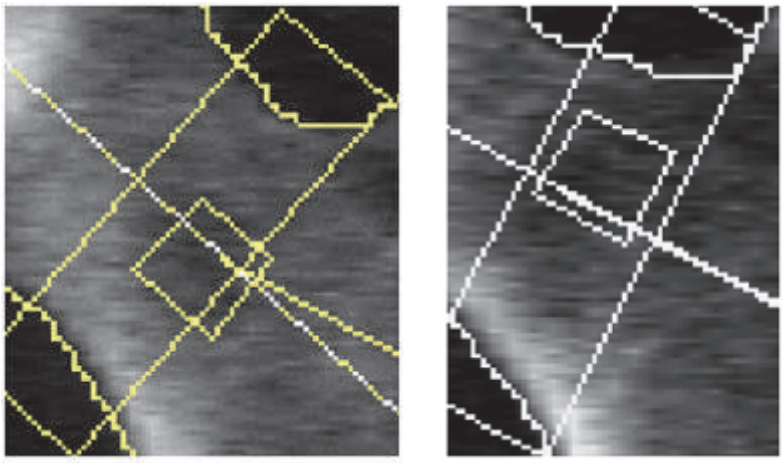
Un factor que no tiene en cuenta las densitometrías a la hora de realizar los diagnósticos es la geometría del fémur. Las tensiones normalizadas en pacientes con la misma densidad mineral ósea pueden ser muy distintas debido a este factor ya que los momentos de inercia del hueso serán diferentes. Un ejemplo claro de la influencia de la geometría se puede ver al comparar los resultados obtenidos en los pacientes 4 y 5 en la tabla 2. La densidad mineral ósea medida mediante la densitometría fue similar para ambos, pero los diámetros del cuello del fémur, expresados en mm, son muy distintos. Esta diferencia de geometría conlleva a obtener en el análisis de EF unas

tensiones normalizadas diferentes teniendo el paciente con menor diámetro un mayor riesgo de fractura frente al mismo nivel de carga.

Por otra parte, observando los casos de los pacientes 6 y 7 en la tabla 2 se observa que tenemos dos pacientes con densidad ósea diferente. A pesar de esto, las tensiones normalizadas en este caso son similares ya que el paciente con menor densidad ósea tiene un diámetro del cuello del fémur mayor compensando de esta forma la falta de masa ósea.

4.3. Influencia de la distribución de la masa ósea

La tabla 2 muestra los resultados de un grupo de pacientes, del paciente 8 al 11, con densidad mineral ósea similar, pero con tensiones normalizadas diferentes para cada uno de ellos. Centrando la atención en el de más y en el de menos tensión normalizada, al observar las respectivas imágenes de las densitometrías se puede apreciar que el de menor tensión, figura 5a, tiene una distribución más uniforme de la masa ósea en el cuello del fémur, es decir, el color en la zona del cuello es más homogéneo. En cambio, en el de mayor tensión aparece una zona más clara (que representa mayor densidad ósea) en la parte inferior del cuello del fémur y un color más oscuro en el resto, figura 5b. Al hacer la media de la densidad, los colores oscuros se compensan con la zona blanca por lo que se obtiene como resultado la misma densidad ósea que con el otro paciente. Sin embargo, dado que el análisis mediante EF realizado con *cg*FEM sí que tiene en cuenta la distribución de la densidad ósea los resultados finales obtenidos son distintos. Así, con una distribución poco uniforme de densidad mineral ósea se obtienen unas tensiones normalizadas mayores, y por tanto mayor riesgo de fractura, dado que la falta de masa ósea en la parte superior hace que la parte inferior tenga que soportar más carga.



a) b)

Figura 5: Diferencias en la distribución de densidad mineral ósea en el cuello del fémur.
a) Distribución uniforme de la masa ósea. b) Distribución poco uniforme de la masa ósea.

5. Conclusiones

La técnica desarrollada permite el análisis sobre las imágenes DXA de las densitometrías de forma que se pueda extraer información adicional al mero valor medio de densidad mineral ósea de esta prueba médica. Se ha constatado que el método propuesto puede tener automáticamente en cuenta factores que hasta el momento no se consideraban a la hora de realizar diagnósticos de osteoporosis, como la geometría del hueso o la distribución de la masa ósea a lo largo de este. Así pues, la técnica mostrada sienta las bases para diseñar un método alternativo que proporcione diagnósticos más precisos que los logrados hasta ahora mediante la densitometría ósea.

Hay que tener en cuenta que los resultados presentados corresponden a los de una versión inicial de la técnica con la que se pretendía comprobar que se puede extraer información extra de las imágenes provenientes de la densitometría para mejorar los diagnósticos. Es por esto que quedan abiertas muchas líneas de trabajo con las que mejorar y perfeccionar este método ya que por ahora presenta algunas limitaciones. Una de ellas, y posiblemente la más importante, es la dependencia de las líneas auxiliares para crear el modelo. El módulo desarrollado genera la geometría, así como la carga y las condiciones de contorno, apoyándose en las líneas auxiliares. El hecho de depender de esta información proporcionada por el densitómetro puede complicar el proceso dado que en ciertos casos se obtienen geometrías irregulares debido a una incorrecta ubicación de las líneas auxiliares que están definiendo el contorno del fémur. Una forma de afrontar este problema, con la que ya se está trabajando, es la de utilizar técnicas de registro que permitirían identificar el contorno del hueso de cada paciente a partir de una imagen

de referencia. Este planteamiento eliminaría la necesidad de utilizar las líneas auxiliares y permitiría conseguir una mayor automatización del programa. Evidentemente resultaría también deseable una implicación de los fabricantes de densitómetros mayor que la conseguida hasta la fecha.

Hay que recordar que las tensiones mostradas en los resultados no son las tensiones reales ya que se parte de una imagen 2D de la cual no se puede extraer la información real del tejido. Sin embargo, pueden servir como indicadores de tensión con los que comparar los resultados entre pacientes.

Finalmente es necesario indicar que se ha comprobado que hay factores como tabaquismo, sexo del paciente… que influyen en el riesgo de fractura osteoporótica. Por lo tanto, los resultados obtenidos a través del análisis mediante *cg*FEM deberán de formar parte de los parámetros que, junto con otros como los anteriormente reseñados, habrán de tenerse en cuenta para proporcionar un diagnóstico más preciso.

6. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer la financiación de este artículo recibida a través del proyecto DPI2013-46317-R del Ministerio de Economía y Competitividad y la recibida de la Generalitat Valenciana y de la Universitat Politècnica de València.

7. Referencias

[1] University of Washington. “Osteoporosis and Bone Physiology”. https://courses.washington.edu/bonephys/ (Última consulta 15/06/2016).

[2] F.W.Wehrli, P.K.Saha, B.R. Gomberg, et al. Role of magnetic resonance for assessing structure and function of trabecular bone. Top Magn Reson Imaging 13 (2002):335–55

[3] E. Nadal. Cartesian grid FEM (cgFEM): High performance *h*-adaptative FE analysis with efficient error control. Application to structural shape optimization, Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, Valencia, (2014).

[4] L. Giovannelli, O. Marco, J.M. Navarro, E. Giner, J.J. Ródenas. Direct Generation of finite element models from medical images using Cartesian grids. Publicado en Computational Vision and Medical Image Processing. VIPIMAGE 2013. Ed CRC Press. Taylor & Francis Group. ISBN 978-1-138-00081-0.

[5] S.H. Pettersen. Subject Specific Finite Element Analysis of Bone for evaluation of the healing of a leg lengthening and evaluation of femoral stem design, Tesis Doctoral, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, (2009).

[6] E. Verhulp, B. van Rietbergen, R. Huiskes. Comparison of micro-level and continuum-level voxel models of the proximal femur, Journal of Biomechanics, 39, (2006), 2951-2957.

[7] D. C. Wirtz, N. Schiffers, T. Pandorf, K. Radermacher, D. Weichert, R. Forst. Critical evaluation of known bone material properties to realize anisotropic FE-simulation of the proximal femur, Journal of Biomechanics, 33, (2000), 1325-1330.

Influencia de un modelo multicuerpo del pie en la estimación de los parámetros de un modelo de contacto pie-suelo durante la marcha

J. Ojeda Granja[1], J. Mayo Núñez[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. Universidad de Sevilla.joaquinojeda@us.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. Universidad de Sevilla. juana@us.es*

Una correcta estimación de las fuerzas de contacto entre el pie y el suelo durante la marcha humana es crucial a la hora de implementar algoritmos que permitan simular el movimiento. Uno de los procedimientos más utilizados en la definición de los parámetros del contacto es el uso de técnicas de sistemas multicuerpo y captura de movimiento basada en cámaras de infrarrojos y plataformas de fuerza. Resolviendo un problema dinámico inverso se puede calcular la cinemática del sujeto. Distintas leyes de contacto para el modelado de la fuerza normal de contacto basadas en la ley de Hertz se pueden encontrar en la literatura. Aplicando técnicas de optimización se pueden calcular los valores de los parámetros del contacto pie-suelo que minimizan el error entre las fuerzas de reacción calculadas por el modelo y las medidas por las plataformas. Estudios previos han resuelto este problema en el caso de que el pie se modele como un único sólido rígido. No obstante, esta hipótesis no es demasiado realista dada la complejidad del pie. En este trabajo se propone estimar los parámetros de contacto pie-suelo aplicando el modelo Oxford al pie. Este modelo considera el pie como tres segmentos, retropié, mediopie y antepie, unidos por distintas restricciones cinemáticas. Los resultados sugieren que una cinemática más realista alcanzada con el modelo Oxford del pie proporciona un mejor modelado del contacto pie-suelo durante la marcha.

1. Introducción

En biomecánica, el uso de las técnicas de dinámica inversa está ampliamente extendido para el análisis del movimiento. A partir de una captura del movimiento es posible obtener las fuerzas y momentos en las diferentes articulaciones [1]. El análisis dinámico inverso, por lo tanto, no es predictivo. Por el contrario, el análisis dinámico directo se puede usar para simular cambios y predecir comportamientos. El análisis dinámico directo puede constituir una herramienta muy eficaz para que los especialistas decidan el mejor tratamiento para un paciente, ya que permite anticipar los resultados de una operación quirúrgica u otro tipo de tratamiento, así como optimizar el diseño de una órtesis o prótesis. El análisis dinámico directo puede ser útil para predecir movimiento en otros campos como la fisioterapia, podología o ciencia de los deportes. A pesar de su utilidad, la simulación predictiva no se ha extendido suficientemente por varias razones. Una de ellas es su elevado coste computacional [2], aunque este problema es cada vez menor debido al aumento constante de la potencia de los ordenadores. Otra importante limitación es la inestabilidad de los algoritmos matemáticos cuando se analiza más de un ciclo en la marcha [3]. Finalmente, la principal limitación es la falta de un modelo validado que describa las fuerzas de contacto entre los pies y el suelo [4]. El trabajo presentado en este artículo incide sobre este último aspecto.

En la literatura existen varios modelos de contacto pie-suelo. Algunos autores usan restricciones cinemáticas para modelar el contacto [5]. Meglan [6] introdujo el primer modelo de simulación de la marcha humana que no impone restricciones cinemáticas entre el pie y el suelo. El modelo más frecuentemente utilizado es un modelo de fuerza puntual que modela la fuerza de contacto en función de la penetración entre las dos superficies en contacto. Para modelar la superficie del pie se pueden usar sofisticadas técnicas de ajuste, aunque el coste computacional de éstas puede penalizar la eficiencia global del método. Por esta razón, muchos autores optan por representar la superficie del pie mediante geometrías simples como esferas [7,8] o discos [9], entre otras. La fuerza total de contacto se divide en una componente normal y otra tangencial. La fuerza normal de contacto es función de la distancia entre los puntos potencialmente en contacto y las propiedades de los materiales de ambas superficies. La fuerza tangencial se modela mediante modelos clásicos de fricción. Para seleccionar los valores de los parámetros tanto de la geometría como de las propiedades de los materiales algunos autores utilizan el

método de prueba y error [7]. Otra técnica [10] consiste en utilizar algoritmos de optimización para identificar los valores de los parámetros a partir de ensayos *in vivo* e *in vitro* [11,12]. Otros autores [8,13] obtienen los valores de los parámetros minimizando las diferencias entre las fuerzas de contacto calculadas y las medidas experimentalmente. Este último procedimiento, que es el que se va a usar en este trabajo, estima adecuadamente los parámetros del modelo normal. Sin embargo no existen evidencias de que haya sido capaz, hasta el momento, de ajustar los parámetros del modelo de fricción para reproducir la fuerza de contacto tangencial medida experimentalmente.

Lugrís et al. [13] ajustaron los valores de los parámetros de contacto usando este último procedimiento en un trabajo donde trataban el problema de la indeterminación en la fase de doble apoyo de la marcha. Las fuerzas normales y los momentos asociados a ellas calculados con los valores de los parámetros ajustados mostraban una buena correlación con los medidos experimentalmente en las plataformas de fuerzas. Sin embargo, el procedimiento tenía dos problemas. El principal consistía en que, como ya se ha comentado, no era posible ajustar el modelo de fricción. El segundo era que las fuerzas y momentos de contacto calculados con los parámetros ajustados presentaban discontinuidades en sus pendientes. Pàmies-Vilà et al. [8] trataron de evitar estos problemas usando una aproximación al problema a través de la dinámica directa, aunque tampoco consiguieron ajustar los parámetros del modelo de fricción para correlacionar las fuerzas de contacto tangenciales calculadas y medidas experimentalmente con las plataformas de fuerza. Los errores obtenidos con la aproximación directa eran del mismo orden que los obtenidos mediante dinámica inversa [13], aunque el comportamiento de la dinámica directa era más suave, reduciéndose las discontinuidades en las pendientes.

En este trabajo se ha optado por usar el método basado en la dinámica inversa por ser computacionalmente más eficiente y tener el mismo orden de aproximación que el basado en la dinámica directa. Además, como mostrarán los resultados numéricos, no aparece el problema de las discontinuidades de las pendientes. Se usan esferas para modelar la superficie del pie. Los parámetros de diseño son los centros y radios de las esferas, así como los valores de los parámetros de las leyes de contacto empleadas. El objetivo principal del trabajo es comparar los modelos de contacto normal obtenidos con un modelo de pie monosegmento y un modelo de pie multisegmento. Los resultados numéricos mostrarán que la zona más difícil de modelar corresponde a las fase final del apoyo, cuando el pie está a punto de separarse del suelo. El modelo monosegmento predice una excesiva penetración de la punta del pie en el suelo lo que conduce a fuerzas de contacto irreales.

2. Materiales y métodos

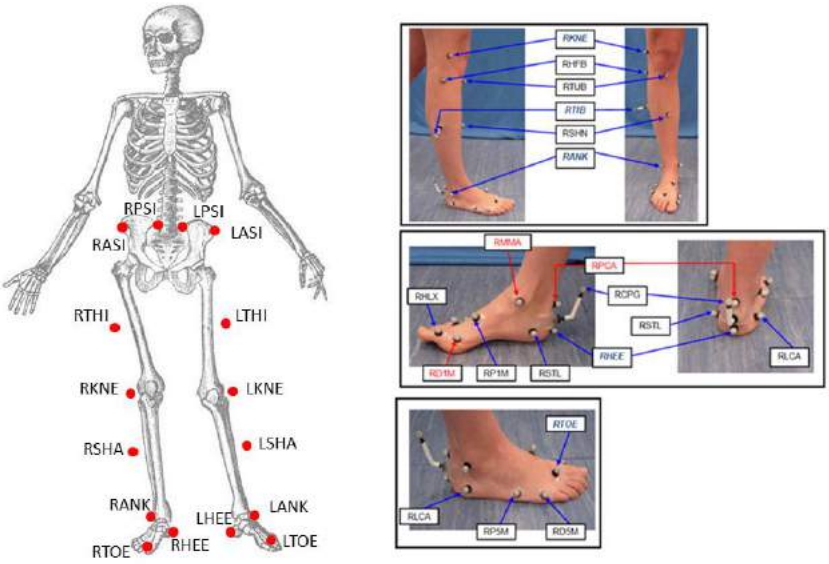
2.1. Datos experimentales

Se han realizado una serie de capturas de movimiento en el laboratorio de análisis de marcha. En primer lugar se ha realizado una captura estática, con el sujeto colocado en la posición anatómica, para determinar los parámetros antropométricos y mecánicos del modelo tales como la ubicación de los centros de gravedad o las inercias de cada segmento. A continuación se ha pedido al sujeto que camine a una velocidad libremente escogida donde se ha capturado 1 ciclo de marcha definido a partir del contacto de talón derecho con el suelo. Se ha ubicado sobre el sujeto un conjunto de marcadores de forma que sobre la misma medida se pueda procesar con los distintos modelos estudiados en este trabajo. Las medidas se han obtenido con un sistema VICON® compuesto por 6 cámaras de infrarrojos. Las sesiones se han llevado a cabo sobre un sujeto varón adulto sin patologías en la marcha. Los resultados obtenidos con el sistema han sido filtrados con un filtro Butterworth de ida y vuelta con una frecuencia de corte de 15 Hz. Para el análisis de los resultados se han procesado los datos utilizando un modelo de tren inferior formado por 7 sólidos en el caso del modelo Plug-in-Gait (pelvis, muslos, piernas y pies) y 11 en el caso del modelo Oxford del pie (pelvis, muslos, piernas, retro-pies, medio-pies y ante-pies). En la sección 3 se comparan los resultados cinemáticos obtenidos con cada uno de los modelos.

2.2. Modelo biomecánico

El modelo Plug-in-Gait [1] (PiG) se basa en la definición de la posición y orientación de un segmento utilizando un número mínimo de marcadores (ver figura 1(a)). Este modelo considera el pie como un modelo monosegmento (ver figura 2(a). En este trabajo se compara este modelo con uno multi-segmento, en concreto con el modelo Oxford del pie [ ](OFM). Este modelo es una extensión del Plug-in-Gait donde se considera el pie como un modelo multisegmento. Este modelo está compuesto por tres cuerpos (ver figura 2(b)). El retropié, que define la parte posterior del pie incluyendo el talón y que está únido a la pierna (tibia y peroné). El antepié, que define la parte anterior del pie (incluyendo los dedos). El mediopié, que define la parte central del pie y está único, por la parte posterior con el retropié y por la parte anterior con el antepié. Al igual que con el Plug-ig-Gait model, los distintos segmentos tienen permitidos los 6 grados de libertad relativos. Adicionalmente a los

marcadores del Plug-in-Gait se añaden una serie de marcadores adicionales (ver figura 1(b). De esta forma, el llamado modelo Oxford del pie no es más que el modelo Plug-in-Gait con marcadores adicionales.



(a) (b)

Figura 1: (a) Protocolo PiG. (b) Protocolo OFM.



(a) (b)

Figura 2: (a) Modelo PiG. (b) Modelo OFM.

2.3. Problema de contacto

El análisis del problema de contacto entre el pie y el suelo se ha llevado a cabo usando mediante modelos de sistemas multicuerpo y una formulación elástica. Las superficies de contacto se han definido como plano ideal modelando el suelo y un conjunto de esferas simulando la superficie de la planta del pie. El número de esferas así como sus radios y localizaciones pueden ser ajustados para obtener una mejor aproximación de la superficie plantar. La interacción entre el pie y el suelo se ha evaluado analizado en cada paso de tiempo el posible contacto entre las esferas y la superficie plana. Esta interacción depende de las posiciones globales de los elementos durante la simulación y se ha evaluado mediante la penetración δ. Esta penetración se define mediante la ecuación 1.

$$\boldsymbol{\delta} = R_i - d_N \quad (1)$$

Donde d_N es el módulo de la componente normal del vector **d** que define la posición global del centro de una esfera de radio R_i que modele parte de la superficie del pie (ver figura 1). Para evaluar la fuerza de contacto normal también se ha considerado el amortiguamiento. Debido a ello, es necesario calcular la componente normal de la velocidad relativa entre el pie y el suelo (ver ecuación 2). Así, el parámetro $\dot{\delta}$ evalua con el signo y el módulo de la velocidad relativa normal $\mathbf{v_N}$ (ver ecuación 3).

$$\mathbf{v_N} = \mathbf{v^P} - \mathbf{v^C} \quad (2)$$

$$\dot{\delta} = \boldsymbol{signo}(\mathbf{v_N})|\mathbf{v_N}| \quad (3)$$

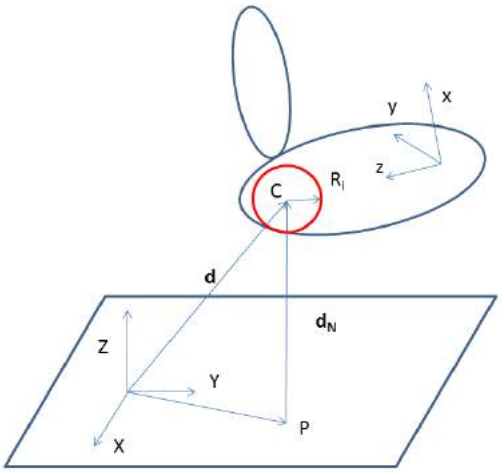


Figura 3: Esquema que representa la posición relativa entre el pie y el suelo.

Los valores de la fuerza normal de contacto, $\mathbf{F_N}$, se han obtenido implementando el modelo propuesto por Wojtyra [] (ver ecuación 4).

$$F_N = \begin{Bmatrix} 0 & si & \delta < 0 \\ k\delta - c\dot{\delta} & si & \delta \geq 0 \end{Bmatrix} \tag{4}$$

Donde k y c son los parámetros de rigidez y amortiguamiento, respectivamente. Debido a que la fuerza de reacción al inicio del contacto debe ser nula, se ha modelado el coeficiente de amortiguamiento como función de la pseudo-penetración p_z (ver ecuación 5).

$$c = \begin{cases} c_{max}\left(\frac{3}{h^2}p_z^2 - \frac{2}{h^3}p_z^3\right) & si \quad p_z < h \\ c_{max} & si \quad p_z \geq h \end{cases} \tag{5}$$

Donde p_z se define como $p_z = \max(0,\delta_N)$ y h es una constante fijada en este trabajo en 0.01.

Los parámetros del modelo de contacto requeridos para definir la fuerza normal han sido obtenidos mediante un ajuste de los valores de la fuerza de contacto proporcionados por el modelo a los valores de las fuerzas de reacción obtenidos experimentalmente con las plataformas de fuerza. El proceso de ajuste se ha llevado a cabo mediante un algoritmo de optimización evolutiva conocido como estrategia de evolución adaptativa basada en la matriz de covarianza (ref) de una forma similar a la llevada a cabo por Pàmies-Vila y colaboradores[ ].

La función objetivo del algoritmo de optimización minimiza la diferencia entre los datos de la plataforma de fuerza y los valores proporcionados por el modelo de contacto. En el modelo se han considerado 6 esferas. En el caso del modelo multi-segmento, se han asignado dos esferas a cada segmento (ver figura 4). Las variables de diseño del algoritmo son las coordenadas locales de los centros de las esferas, el radio de cada esfera, la rigidez, k, y el coeficiente de amortiguamiento máximo, c_{max}, de cada esfera. En resumen, un total de 36 variables de diseño. Se considera que la fuerza de contacto es nula cuando no existe contacto con el suelo. Se han usado las plataformas de fuerza para identificar el comienzo y el final de la fase de apoyo del pie. La ecuación 6 muestra la función objetivo definida en el algoritmo de optimización.

$$Min\ F = \mathbf{w}^T \cdot \mathbf{NRMSE}\left(\mathbf{GRF}^{mod}, \mathbf{GRF}^{exp}\right) \tag{6}$$

Donde **GRF**s son matrices que contienen los vectores correspondientes a la fuerza normal de contacto y a los dos momentos (ver ecuación 7). Los momentos asociados a la fuerza normal han sido calculados en el centro de la plataforma de fuerza en el plano Z = 0. Los superíndices de cada vector indican si están calculados mediante el modelo de contacto u obtenidos experimentalmente de la plataforma de fuerza.

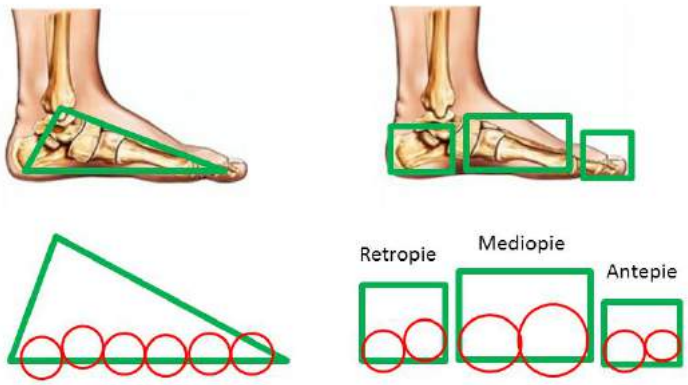
$$\mathbf{GRF}^T = [F_N \quad M_X \quad M_Y] \tag{7}$$

NRMSE es un vector que contiene el error cuadrático medio calculad entre los vectores $\mathbf{GRF}^{mod}$ y $\mathbf{GRF}^{exp}$ (ver ecuación 8).

$$\mathbf{NRMSE} = \frac{1}{\boldsymbol{rank}(\mathbf{GRF}^{exp})}\sqrt{\frac{1}{N}\sum_{j=1}^{N}(\mathbf{GRF}^{exp}(j) - \mathbf{GRF}^{mod}(j))^2} \tag{8}$$

El vector **w** (ver ecuación 9) permite definir distintos pesos para cada una de las componentes del vector **NRMSE**.

$$\mathbf{w} = [1 \quad 1 \quad 1] \tag{9}$$

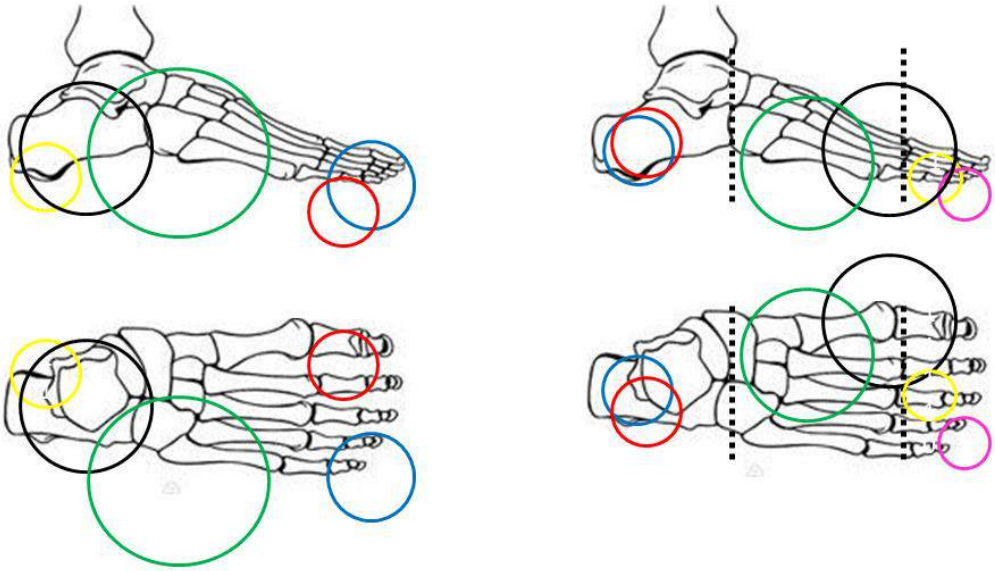


(a) (b)

Figura 4: Número de esferas y distribución según el modelo biomecánico usado. (a) PiG. (b) OFM.

3. Resultados

En esta sección se muestran los resultados obtenidos con ambos modelos, PiG y OFM. En primer lugar, en la figura 5 y en las tablas 1 y 2, se muestran los resultados obtenidos al resolver el problema de optimización con ambos modelos. En el caso del PiG, sólo se han activado 5 de las 6 esferas modeladas.



(a) (b)

Figura 5: Localización y dimensiones de cada una de las esferas obtenidas con (a) el modelo PiG y (b) el modelo OFM.

Tabla 1: Rigidez y coeficiente de amortiguamiento máximo para cada una de las esferas obtenidos con el modelo PiG

PiG					
k(10^4N/m)	0.51	20	0.20	10	15.42
c_{max}(10^3Ns/m)	0.002	6.24	0.002	4.52	11.29

Tabla 2: Rigidez y coeficiente de amortiguamiento máximo para cada una de las esferas obtenidos con el modelo OFM

OFM						
k(10^4N/m)	8.06	20	6.94	6.59	0.20	0.20
c_{max}(10^3Ns/m)	12.33	0.002	0.002	0.97	2.46	10.15

En la figura 6 se muestran las evoluciones temporales de la fuerza normal de contacto y los dos momentos asociados obtenidos con ambos modelos y comparadas con los resultados experimentales.

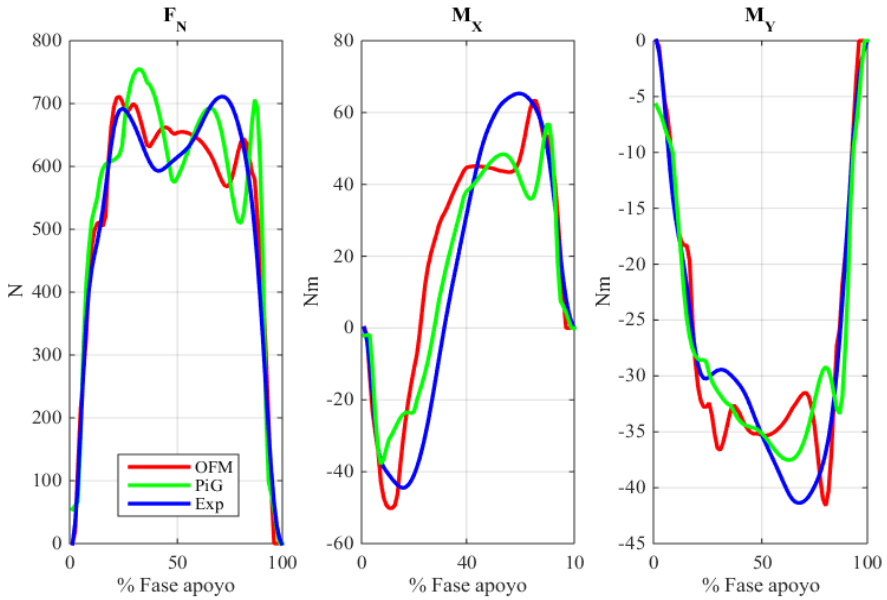


Figura 6: Evolución temporal de la fuerza normal de contacto $\mathbf{F_N}$ y los dos momentos asociados $\mathbf{M_X}$ y $\mathbf{M_Y}$ obtenidas con ambos modelos y comparadas con los resultados experimentales.

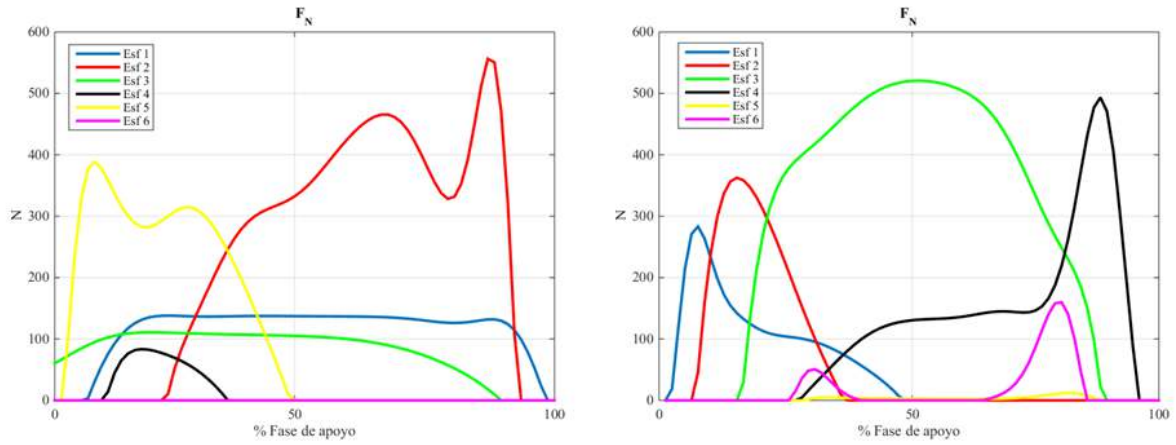
En la tabla 3 se muestran los errores cometidos en la estimación cada componente con cada uno de los modelos. Evaluando la gráfica y la tabla se observa que se obtiene una mejor aproximación de la fuerza normal de contacto con el modelo multisegmento. Nótese que con el modelo PiG tanto $\mathbf{F_N}$ como $\mathbf{M_Y}$ comienzan con valores distintos de cero. Esto indica que con este modelo el contacto comienza antes del que se observa experimentalmente. En ambos modelo existe una zona donde los resultados numéricos se alejan más de los experimentales. En concreto, entre el 70 y el 80% de la fase de apoyo existe una diferencia importante en ambos casos. No obstante, se aprecie un mejor ajuste del modelo OFM en la fase final del apoyo.

Tabla 3: Errores de la fuerza de reacción con el suelo (FRS) obtenidos con los modelos PiG y OFM.

FRS	**Error PiG (%)**	**Error OFM** (%)
F_N	11.63	7.73
M_X	13.07	17.46
M_Y	9.22	10.05

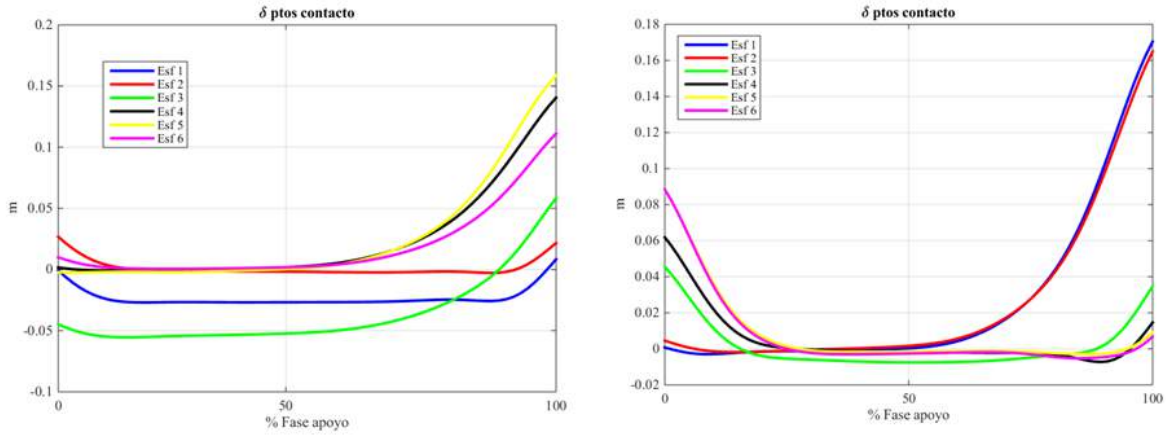
En la figura 7 se analiza la contribución de cada una de las esferas a la resultante de la fuerza normal de contacto. El análisis de la figura 7(a) pone de manifiesto las limitaciones del modelo monosegmento. Se puede observar como la esfera 3 se activa antes de que se inicie la fase de apoyo, lo cual no tiene sentido físico. Además, la esfera 6 no se activa. En el OFM, sin embargo, todas las esferas se activan en mayor o menor medida. No obstante, ambos modelos presentan un mayor error en torno al 70-80% de la fase de apoyo si bien con el OFM parece ajustarse un poco mejor.

La figura 8 muestra la indentación que se produce con cada una de las esferas durante la fase de apoyo del pie en ambos modelos.



(a) (b)

Figura 7: Contribución de cada una de las esferas a la resultante de la fuerza normal de contacto. (a) PiG. (b) OFM.



(a) (b)

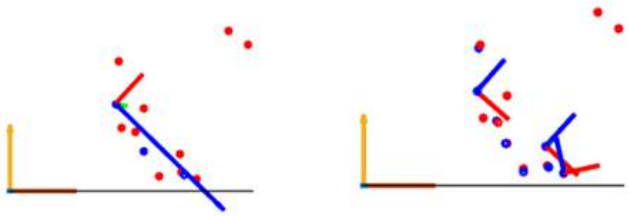
Figura 8: Indentación de cada una de las esferas durante la fase de apoyo del pie. (a) PiG. (b) OFM.

Se puede observar en la figura 8 que las indentaciones obtenidas con el modelo OFM son más realistas que las proporcionadas por el PiG. En el OFM se obtiene una indentación máxima del orden de 1 cm, lo cual está de acuerdo con los valores encontrados en la literatura relativos a la deformación del tejido blando de la planta del pie [ ]. No obstante, en el PiG, se llega a obtener una identación superior a los 5 cm.

La principal razón que justifica las diferencias entre ambos modelos se puede encontrar en las cinemáticas del pie obtenidas con un modelo monosegmento y multisegmento. En la figura 9 se observa un detalle de la cinemática del pie en uno de los instantes finales de la fase de apoyo. Con el modelo multisegmento se puede reproducir el movimiento relativo existente entre el mediopie y el antepie, tal y como se observa en la figura. Sin embargo, en el modelo monosegmento este movimiento no está permitido, lo cual produce una mayor indentación del antepie en el suelo (ver figura 9(a)). Esta indentación no es realista y provoca un mayor error en la estimación de la fuerza de contacto en la segunda mitad de la fase de apoyo del pie.

4. Conclusiones

En este trabajo se ha implementado un procedimiento para estimar los parámetros de un modelo de contacto entre el pie y el suelo durante la marcha humana. Además, se han comparado dos modelos de pie distintos considerando el pie como un único sólido rígido o como un sistema multicuerpo compuesto de tres segmentos. Los resultados indican que el modelo multisegmento proporciona unos resultados más realistas ya que la cinemática usada para estimar los parámetros se ajusta mejor a los datos experimentales.



(a) (b)

Figura 9: Cinemática del pie obtenida con: (a) Modelo monosegmento PiG. (b) Modelo multisegmento OFM.

5. Referencias

[1] D.A. Winter. The biomechanics and motor control of human movement, 3rd ed. Wiley, New York, (2005). ISBN: 0-471-44989-X.

[2] F.C. Anderson, M.G. Pandy. Dynamic optimization of human walking, Journal of Biomechanical Engineering., 1, (2001), 381-390.

[3] M. Peasgood, E. Kubica, J., McPhee. Stabilization of a dynamic walking gait simulation. ASME Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2, (2007), 65-72.

[4] W. Aerts, F. De Groote, J.V. Sloten, I. Jonkers. Modeling foot-ground interaction with foot surface contour and elastic foundation modeling. Proceedings of the 11th International Symposium, Computational Methods in Biomechanics. Salt Lake City, Utah, USA, (2013).

[5] T.W. Dorn, Y-C. Lin, M.G. Pandy. Estimates of muscle function in human gait depend on how foot-ground contact is modelled, Computational Methods in Biomechanics, 15, (2012), 657-668.

[6] D.A. Meglan. A 3D passive mechanical model of human foot for use in locomotion synthesis. Proceedings of NACOB II: The Second North American Congress on Biomechanics, Chicago, USA, (1992).

[7] P. Moreira, M.P.T. Silva, P. Flores. Ground foot interaction in human gait: modelling and simulation. Proceedings of 7th Euromec Solid Mechanics Conference, Lisbon, Portugal, (2009).

[8] R. Pàmies-Vilà, J.M. Font-LLagunes, U. Lugrís, J. Cuadrado. Parameter identification method for a three-dimensional foot-ground contact model. Mechanism and Machine Theory, 75, (2014), 107-116.

[9] M. Millard, A. Kecskemethy. A 3D foot ground model using disk contacts. Interdisciplinary Applications of Kinematics, Springer, (2015) 161-169.

[10] H.C. Guller, N. Berme, R.S. Simon. A viscoelastic sphere model for the representation of plantar soft tissue during simulations. Journal of Biomechanics, 31, (1998) 847-853.

[11] G. Valiant. A determination of the mechanical characteristics of the human heel pad in vivo, Tesis Doctoral, The Pennsylvania State University, Pennsylvania, United States, (1984).

[12] P. Aerts, R.F. Ker, D. De Clercq, D.W. Ilsley, R. McN. Alexander. The mechanical properties of the human heel pad: a paradox resolved. Journal of Biomechanics, 11, (1995), 1299-1304.

[13] U. Lugrís, J. Carlín, R. Pàmies-Vilà, J.M. Font-LLagunes, J. Cuadrado. Solution methods for the double-support indeterminacy in human gait. Multibody System Dynamics, 30, (2013), 247-263.

[14] R.B. Davis, S. Ounpuu, D. Tyburski, J.R. Gage. A gait analysis data collection and reduction technique, Human Movement Science, 10, (1991), 575-587.

[15] J. Stebbins, M. Harringtong, N. Thompson, A. Zavatsky, T. Theologis. Repeteability of a model for measuring multi-segment foot kinematics in children, Gait and Posture, 23, (2006), 401-410.

[16] M. Wojtyra. Multibody simulation model of human walking, Mechanics Based Design of Structures and Machines: An International Journal, 31, (2003), 357-379.

[17] N. Hansen. The CMA evolution strategy: A comparing review, Studies in fuzziness and Soft Computing, 192, (2006), 75-102.

[18] L.A. Gilchrist, D.A. Winter. A two-part viscoelastic foot model for use in gait simulations, Journal of Biomechanics, 29, (1996), 795-798.

Estudio comparativo de tornillos interferenciales para la reconstrucción del ligamento cruzado anterior

O. Martel Fuentes[1], A. Yánez Santana[2], A. Cuadrado Hernández[3], G. Garcés Martín[4]

[1]Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Las Palmas de G.C. email: oscar.martel@ulpgc.es

[2]Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Las Palmas de G.C. email: alejandro.yanez@ulpgc.es

[3]Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Las Palmas de G.C. email: alberto.cuadrado@ulpgc.es

[4]Hospital Perpetuo Socorro. email: ggarces@imqc.es

La reconstrucción del Ligamento Cruzado Anterior (LCA) es la intervención más común en la cirugía de rodilla. Consiste básicamente en taladrar un túnel en la tibia y otro en el fémur, colocar un injerto y fijarlo mediante algún dispositivo a los túneles óseos. El dispositivo considerado estándar es el tornillo interferencial, tanto metálico como de material bioabsorbible. Varios estudios han demostrado que ambos son equivalentes en cuanto a sus resultados clínicos, aunque el material bioabsorbible presenta la ventaja de su osteointegración completa, lo que facilita la posibilidad de una segunda reconstrucción.

La longitud y el diámetro de los tornillos interferenciales varía, y los fabricantes (Arthrex, Stryker, DePuy) suelen ofrecer longitudes entre 23 y 35 mmm y diámetros entre 6 y 12. Sin embargo, una de las variables que se pueden modificar para tratar de mejorar el agarre es cambiar el perfil de la rosca, así como su paso. Mitek Sport Medicine (DePuy Mitek Inc., MA, USA) han diseñado un tornillo, el Milagro Advance, con una forma de rosca que permite una inserción el doble de rápido que con un tornillo tradicional. El fabricante indica que además este tornillo mejora la capacidad de fijación, sin embargo, no hemos encontrado ningún estudio publicado que avale esta tesis. Por tanto el objetivo de este trabajo fue la comparación de este nuevo tornillo con el tornillo tradicional. Para mantener la imparcialidad, hemos usado los dos tipos de tornillo del mismo fabricante.

Se han utilizado huesos porcinos y tendones bovinos con los dos tipos de tornillo. Se han realizado ensayos cíclicos de 1.000 ciclos con la carga variando de 50 a 250 N (n=10 para cada tipo de tornillo). En los ensayos no se ha detectado diferencia significativa en el comportamiento biomecánico entre los dos tornillos. Por tanto, se puede concluir que los dos tornillos tienen igual comportamiento cuando se simula un protocolo de rehabilitación acelerada.

1. Introducción

La rodilla es la mayor articulación del cuerpo humano. Es una articulación con forma de bisagra, en primera aproximación, que está sujeta a constantes esfuerzos de flexión, cargas pulsantes y giros. Así, las lesiones agudas de ligamentos de rodilla (Figura 1) con movimiento patológico afectan al 0.6 por 1000 de la población general, y de éstas, la lesión del ligamento cruzado anterior (LCA) es la más común [1].

Cuando se produce la rotura del LCA hay que tener presente que la cicatrización espontánea del mismo no es viable, debido a la imposibilidad de formación u organización de un hematoma y a que la movilidad articular, aún siendo mínima, tiende a separarlos [2]. Por tanto, o se interviene (tratamiento quirúrgico) o se deja la rodilla con el LCA roto (tratamiento conservador). La decisión de seguir uno u otro tratamiento depende de numerosos factores a tener en cuenta por el cirujano y el propio paciente. Cuando se toma la decisión de intervenir el LCA se puede optar por reparar el ligamento original, sin embargo, salvo en caso de avulsión de alguna de las inserciones óseas o de rotura cercana a las mismas, la reparación es difícil, el potencial de cicatrización escaso, y los resultados clínicos mediocres [3]. Por estas razones, lo habitual es realizar una reconstrucción del LCA utilizando un injerto, bien del propio paciente, autoinjerto, bien de otro paciente, aloinjerto. También se puede usar un injerto con material aloplástico, es decir, con tejido no vivo, polímeros sintéticos generalmente. Lo usual es emplear un autoinjerto tendinoso, dada su biocompatibilidad y ausencia de inmunogenicidad, normalmente el tendón rotuliano o los tendones de la pata de ganso.

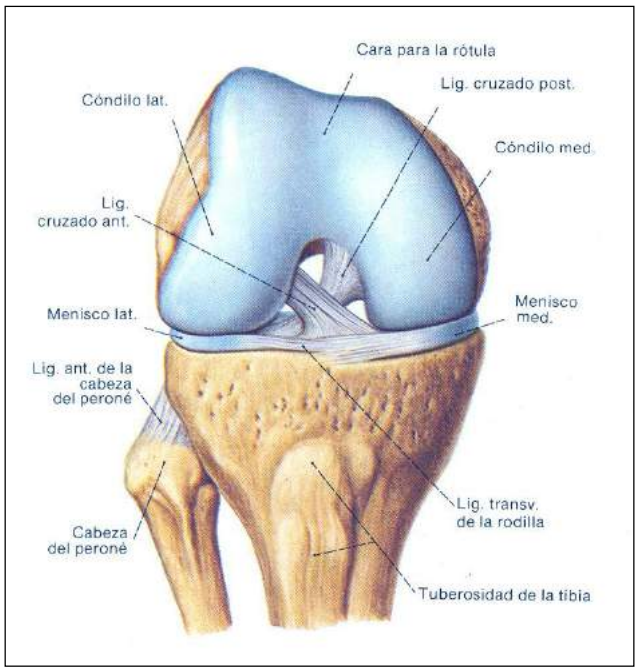


Figura 1: Ligamentos cruzados de la articulación de la rodilla derecha

La biomecánica médica ha ido desarrollando diversos dispositivos para la fijación del LCA. Entre estos elementos destacan las grapas, los tornillos con arandela metálica, los tornillos interferenciales, las suturas atadas a un poste, los broches y el tornillo transversal. Todos ellos han sido desarrollados y validados experimentalmente, y se distribuyen por distintas compañías fabricantes. En la actualidad, el tornillo interferencial (figura 2) es considerado el standard con el que se hace la reconstrucción y los fabricantes tienen diferentes diseños en distintos materiales. Además, la tendencia actual es el uso de material bioabsorbible, de forma que en el caso de una segunda rotura se pueda realizar otra intervención al estar el hueso totalmente reconstruido. Por otra partre, el comportamiento del tornillo interferencial bioabsorbable es tan bueno como el metálico [4].

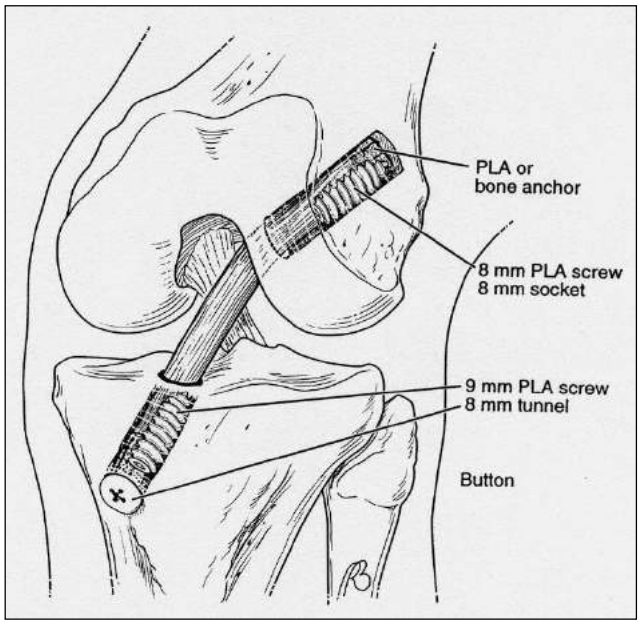


Figura 2: Uso tibial y femoral de tornillos interferenciales de material absorbible.

La longitud y el diámetro de los tornillos interferenciales varía, y los fabricantes (Arthrex, Stryker, DePuy) suelen ofrecer longitudes entre 23 y 35 mmm y diámetros entre 6 y 12. Sin embargo, una de las variables que se pueden modificar para tratar de mejorar el agarre es cambiar el perfil de la rosca, así como su paso. DePuy Mitek ha diseñado un tornillo, Milagro Advance, con un perfil de rosca que permite una inserción en el túnel óseo el doble de rápido que los tornillos tradicionales. A pesar de que el fabricante indica que este tornillo da lugar a una fijación

más resistente del injerto de LCA, hasta donde sabemos no existe ningún estudio que lo haya determinado. Por tanto el próposito de este estudio es comparar el comportamiento in-vitro de este tornillo con otro tradicional. Para mantener la imparcialidad, compararemos dos tornillos del mismo fabricante. La hipótesis es que ambos tornillos tienen el mismo comportamiento.

2. Materiales y Métodos

Para este estudio se usaron 20 tendones extensores digitales de bovino y el mismo número de tibias porcinas. Se utilizó tendón bovino porque simula bien las propiedades biomecánicas de los tendones semitendinoso y gracilis usados en la reconstrucción del LCA. Los tendones se extrajeron justo después del sacrificio de los animales, fueron envueltos en una gasa empapada de solución salina normal y empaquetados en bolsas individuales. Las tibias se obtuvierón de una carnicería local y se eliminaron el peroné y la mayor parte de los tejidos blandos. Asimismo, se secciónó la parte distal de las tibias para poder adaptarlas a una mordaza hecha a medida. Los tendones y los huesos se congelarón a -20ºC y 12 horas antes de los ensayos se dejaron descongelar a temperatura ambiente. Los especímenes se mantuvierón húmedos durante todo el periodo de manipulación usando un nebulizador con solución salina normal.

Se midió el diámetro de los tendones con un calibrador de tendones. Para poder comparar ambos sistemas de fijación en las mismas condiciones, sólo se usaron los tendones que doblados pasaron por el agujero de 9 mm de diámetro, pero no por el de 8,5 mm. A cada rama del tendón se cosió una sutura para tener mayor facilidad de manejo. Se midieron doblados porque es cómo se introdujeron en el túnel óseo. En las tibias se practicaron túneles óseos de 9 mm de diámetro, entrando por la tuberosidad tibial y saliendo por la parte superior de la tibia, aproximadamente por la zona de la inserción natural del LCA. Los túneles así creados forman 45º con el eje longitudinal de la tibia.

Los dos tipos de tornillos interferenciales fueron el Milagro® IS y el Milagro® Advance IS (Figura 3), ambos de 9 x 30 mm de material bioabsorbible BIOCRYL® RAPIDE® (30% β-fosfato tricálcico, 70% poliláctico coglicólido) y del mismo fabricante (DePuy Mitek, Inc. Raynham, MA, USA). Con cada tipo de tornillo se hicieron 10 reconstrucciones del LCA, siguiendo exactamente el mismo protocolo con ambos. Se dobló el tendón para utilizar un injerto doble dentro del túnel óseo. A continuación se introdujo el injerto en el túnel óseo con la ayuda de las suturas. Se introdujo despúes el tornillo con ayuda de una llave Allen, dejando un lazo de aproximadamente 30 mm fuera del túnel, que simula la distancia intraarticular del LCA intacto [5]. Además, este lazo sirve para unirlo al gancho de la mordaza superior de la máquina. Durante la inserción e aplicó una tensión manual al injerto, como suele ser usual en la práctica clínica. Cada reconstrucción de LCA se fijó a la máquina de tracción (EFH/5/FR, Microtest S.A., Madrid, España), de forma que se permite ejercer tracción en la dirección del túnel tibial, lo que representa el peor escenario de carga (Figura 4).



Figura 3: Milagro (izquierda) y Milagro Advance (derecha).

Se realizaron 20 reconstrucciones de LCA siguiendo el protocolo anterior, 10 para cada tipo de tornillo. Sobre cada reconstrucción se realizó un ensayo cíclico a 1 Hz, entre 50 y 250 N durante 1.000 ciclos. La frecuencia de 1 Hz se eligió porque simula la frecuencia normal al caminar [6]. Inicialmente se mantuvo la carga mínima (50 N) durante 60 segundos y los primeros 10 ciclos se consideraron de precondicionamiento. Al final de los 1.000 ciclos se aplicó una carga final a una velocidad de 0,5 mm/s hasta el fallo. Durante todos los ensayos, los especímenes se mantuvieron húmedos con el nebulizador. Se registraron los datos de 1 ciclo cada 100 a una velocidad de muestreo de 100 Hz. Los datos fueron obtenidos del sensor de desplazamiento y de la célula de carga de la propia máquina.

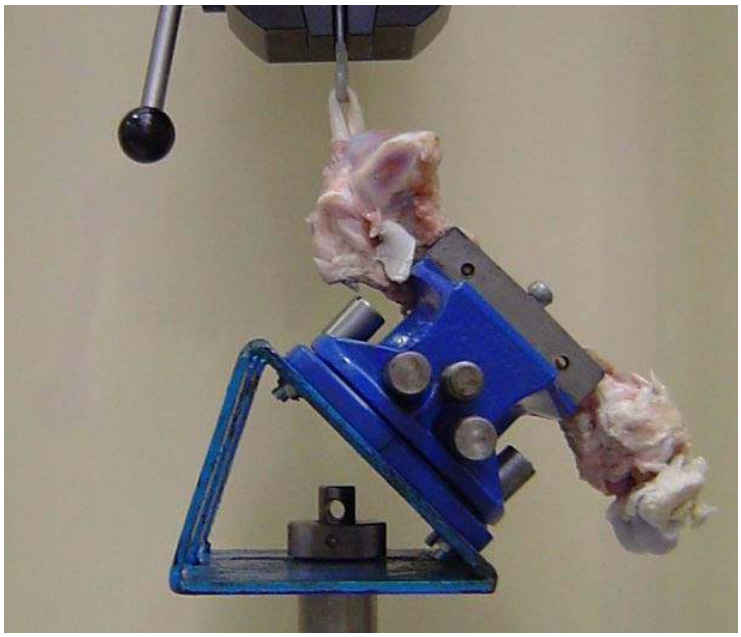


Figura 4: Tibia with the ACL reconstruction mounted on the testing machine.

Con los datos obtenidos se determinaron dos tipos de resultados en la parte cíclica del ensayo, la rigidez y el desplazamiento residual. La rigidez se obtuvo como la pendiente de la linea que conecta el máximo y el mínimo punto de la gráfica fuerza-desplazamiento para un determinado ciclo de carga. Concretamente la rigidez se obtuvo para el ciclo 100 y para el ciclo 1.000. El desplazamiento residual se definió como el desplazamiento en el ciclo 1.000 para la carga mínima (50N), considerando que el desplazamiento se fijó en cero después de los ciclos de precondicionamiento, es decir, al principio del undécimo ciclo. En la parte final del ensayo se obtuvieron tres resultados, la carga última de rotura, la carga de fluencia y la rigidez final. La carga última es simplemente el máximo valor de carga obtenido en el ensayo. La rigidez final se definió como la pendiente de la parte lineal de la gráfica fuerza-desplazamiento, asumiendo la linealidad cuando el coeficiente de correlación por mínimos cuadrados era de 0.99 o mayor. Finalmente, la carga de fluencia se definió como la carga que hay en la intersección de la gráfica fuerza-desplazamiento y la recta para determinar la rigidez desplazada un 0,2%, que corresponde a un alargamiento de unos 0,06 mm. La comparación entre los resultados de los dos tipos de tornillo se realizó con una comparación de medias t Student, asumiendo un nivel de significación de 0.05.

3. Resultados

Uno de los especímenes del grupo de los tornillos Milagro fallo en el ciclo 11 y otro de los tornillos Milagro Advance falló en el ciclo 214, el resto de las 9 reconstrucciones de cada tipo de tornillo completaron correctamente la parte cíclica del ensayo y se sometieron al ensayo a extracción final. Los resultados de los 9 ensayos válidos se pueden observar en la Tabla 1. Como muestran los valores de *p*, no se obtuvieron diferencias significativas para ninguno de los resultados analizados entre los dos tornillos. Cuando se compara la rigidez en el ciclo 100 con la rigidez en el ciclo 1.000 para cada tipo de tornillo, se observa que no existe existe diferencia significativa para el Milagro Advance ($p = 0{,}215$) y que si existe para el Milagro ($p < 0{,}001$).

Tabla 1: Resultados de los ensayos

	Milagro	**Milagro Advance**	***p***
Rigidez en el ciclo 100 (N/mm)	256.4 ± 50.7	259.4 ± 69.4	0,906
Rigidez en el ciclo 1.000 (N/mm)	280.3 ± 56.4	275.2 ± 65.0	0,788
Desplazamiento residual (mm)	6.25 ± 5.66	5.13 ± 4.56	0,616
Carga de fluencia (N)	482.2 ± 120.2	495.9 ± 131.3	0,820
Rigidez final (N/mm)	277.8 ± 71.7	244.5 ± 64.6	0,079
Carga última de rotura (N)	656.6 ± 178.7	648.9 ± 169.7	0,920

4. Discusión y conclusiones

La principal conclusión de este estudio es que los dos tornillos tienen el mismo comportamiento in-vitro cuando se les somete a un protocolo que simula una rehabiltación acelerada. En efecto, el rango de carga 50-250 N es el

más usado cuando se realizan ensayos biomecánicos de sistemas de fijación de injertos de LCA [5,7] y simula las fuerzas que se dan en el LCA durante la fase terminal de la extensión pasiva de la rodilla [8]. Además, los 1.000 ciclos han sido usados también por varios investigadores [7,9] y representan aproximadamente una semana de flexo-extensión de la rodilla en un programa de rehabilitación de la reconstrucción del LCA [7]. Por tanto el protocolo de ensayos que hemos seguido representa el protocolo estándar de rehabilitación acelerada de la reconstrucción de LCA [9]. En los ensayos también se detectó el fallo de un tornillo Milagro y de otro Milagro Advance, esto es el 10% de los ensayados en cada caso. Por tanto, aunque sería recomendable hacer un estudio más exhaustivo sobre la fiabilidad de ambos dispositivos, estos resultados nos permiten sugerir que la posibilidad de que ocurra un fallo en la reconstrucción de LCA es similar con ambos dispositivos. Además, esta probabilidad de fallo está dentro del rango de fallo clínico descrito para la reconstrucción del LCA [10].

Los valores obtenidos para la carga de fluencia, el desplazamiento residual y la rigidez son similares a los obtenidos por otros autores que han seguido protocolos similares con tornillos interferenciales [5,9]. Se observa además que la rigidez en el tornillo Milagro Advance no aumenta significativamente a lo largo de los ciclos de ensayo, y si lo hace para el tornillo Milagro. Este aumento, aunque no es muy grande, puede deberse a que el injerto se va "enganchando" más a los filetes de rosca del tornillo Milagro que del Milagro Advance a lo largo del ensayo, y por tanto su comportamiento sería mejor a largo plazo. Sin embargo, la rigidez final no mostró diferencia significativa ($p = 0{,}079$), aunque el valor de p es el menos concluyente de todos los obtenidos. En cuanto a la carga última de rotura, creemos que aunque es un parámetro muy usado por numerosos autores, carece de validez, ya que en la mayor parte de los casos, esta se produce a un valor de deslizamiento que hace que en un caso clínico se considere que ha habido fallo de la reconstrucción.

Es importante destacar que los resultados que hemos obtenido son de un estudio in-vitro sobre un modelo animal, por lo que no son directamente extrapolables a los casos clínicos. Utilizamos hueso porcino y algunos autores han indicado que la tibia porcina subestima el deslizamiento del injerto y sobreestima la carga de fallo de los sistemas de reconstrucción de LCA y que el tronillo interferencial se comporta peor en tejido humano que en tejido animal [11]. Sin embargo, como el objetivo del presente estudio fue comparar los dos sistemas de fijación pensamos, al igual que otros autores [5], que la similitud de comportamiento de ambos tornillos se mantendrá con especímenes humanos, aunque con valores distintos. Por tanto, creemos que las conclusiones de este estudio son válidas.

5. Referencias

[1] K.C. Miyasaka, D.M. Daniel, M.L. Stone, P. Hishman. The incidence of knee ligament injuries in the general population, American Journal Knee Surery, 4, (1991), 3-8.

[2] L. Munuera. Introducción a la traumatología y la cirugía ortopédica. Mc-Graw-Hill Interamericana, 1996. ISBN: 84-486-0136-X.

[3] T.D. Sisk. Lesiones de la rodilla. Capítulo 33 en Campbell: Cirugía ortopédica. 8ª edición. Editorial Médica Panamericana, 1993. ISBN: 9788480863926.

[4] C.E. Emond, E.B. Woelber, S.K. Kurd, M.G. Ciccotti, S.B. Cohen. A comparison of the results of anterior cruciate ligament reconstruction using bioabsorbable versus metal interference screws: a meta-analysis. Journal of Bone and Joint Surgery. American volumen, 93(6), (2011), 572-580.

[5] M. Prado, B. Martín-Castilla, A. Espejo-Reina, J.M. Serrano-Fernández, A. Pérez-Blanca, F. Ezquerro. Close-looped graft suturing improves mechanical properties of interference screw fixation in ACL reconstruction. Knee Surg Sports Traumatol Arthroscopy, 21(2), (2013), 476-484.

[6] M. Honl, V. Carrero, E. Hille,E. Schneider, M.M. Morlock. Bone-patellar tendon-bone grafts for anterior cruciate ligament reconstruction: an in vitro comparison of mechanical behavior under failure tensile loading and cyclic submaximal tensile loading. American Journal of Sport Medicine, 30(4), (2002), 549-557.

[7] C.H. Brown, D.R. Wilson, A.T. Hecker, M. Ferragamo. Graft-bone motion and tensile properties of hamstring and patellar tendon anterior cruciate ligament femoral graft fixation under cyclic loading. Arthroscopy, 20(9), (2004), 922-935.

[8] K.L. Markolf, J.F. Gorek, J.M. Kabo et al. Direct measurement of resultant forces in the anterior cruciate ligament. An in vitro study performed with a new experimental technique, Journal of Bone and Joint Surgery, 72A, (1990), 557-567.

[9] L. Camarda, G. Pitarresi, S. Moscadini, G. Marannano, A. Sanfilippo, M. D'Arienzo. Effect of suturing the femoral portion of a four-strand graft during an ACL reconstruction. Knee Surg Sports Traumatol Arthroscopy, 22(5), (2014), 1040-1046.

[10] G. Samitier, A.I. Marcano, E. Alentorn-Geli, R. Cugat, K.W. Farmer, M.W. Moser. Failure of Anterior Cruciate Ligament Reconstruction. Archives of Bone and Joint Surgery, 3(4), (2015), 220-240.

[11] J.T. Nurmi, H. Sievänen, P. Kannus et al.. Porcine Tibia Is a Poor Substitute for Human Cadaver Tibia for Evaluating Interference Screw Fixation. American Journal of Sport Medicine, 32, (2004), 765-771.

Estimación de propiedades elásticas de tejidos blandos mediante técnicas numéricas basadas en el método del gradiente

E. Nadal[1], M.J. Rupérez[1], S. Martínez-Sanchis[1], C. Monserrat[2], M. Tur[1], F.J. Fuenmayor[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica.

Universitat Politècnica de València

{ennaso,mjrupere}@upvnet.upv.es, sanmars1@upv.es {matuva,ffuenmay}@mcm.upv.es

[2]Dpto. de Sistemas Informáticos y Computación. Universitat Politècnica de València

cmonserr@dsic.upv.es

La simulación numérica del comportamiento mecánico de tejidos blandos en el campo de la medicina es un campo de estudio que ha despertado gran interés en la comunidad científica. El comportamiento de dichos tejidos cambia de paciente a paciente y en numerosas ocasiones no es posible realizar experimentos directos sobre el tejido para determinar sus propiedades elásticas. Para tal fin, en el presente trabajo se propone un método para hallar dichas propiedades asumiendo un modelo constitutivo de Mooney-Rivlin. Dicho método se basa en la información proporcionada por imágenes médicas en dos situaciones de deformación del órgano y, mediante un proceso de optimización basado en el gradiente se obtienen, con precisión, las propiedades elásticas del modelo constitutivo. Los experimentos numéricos realizados demuestran la validez del método para el ejemplo utilizado.

1. Introducción

Día a día dos mundos que *a priori* podrían parecer distantes como la medicina y la mecánica están cada vez más unidos. Desde ya hace varios años, se ha tratado de simular numéricamente el comportamiento mecánico de órganos humanos para mejorar el diagnóstico de lesiones, para planificar con exactitud biopsias, para simuladores quirúrgicos utilizados en el aprendizaje, para la preparación de intervenciones u otros procedimientos clínicos, … [1-4]. Dichas simulaciones numéricas requieren algoritmos avanzados para obtener una simulación realista y con el nivel de precisión adecuado para garantizar el aprendizaje de los futuros cirujanos o la planificación correcta de una intervención quirúrgica. Ciertos autores han conseguido ya simulaciones numéricas con suficiente precisión de órganos humanos [5,6] basadas en modelos de comportamiento de material hiperelásticos lineales como Kirchhoff-Saint Venant o no lineales como neoHokean. Otros autores, sin embargo, consideran que es posible hallar modelos de comportamiento del material que se ajusten con mayor precisión al comportamiento de los órganos humanos tales como el modelo propuesto por Mooney-Rivlin de orden 2 o 3 [7].

Independientemente del modelo de material que se considere adecuado para la simulación numérica del comportamiento mecánico del órgano, es fundamental conocer cuáles son las constantes elásticas del modelo que mejor ajustan la simulación al comportamiento real del órgano de un paciente en concreto. Este proceso es actualmente uno de los grandes retos en el campo de la biomecánica ya que sin las constantes elásticas adecuadas que definan correctamente el modelo constitutivo del órgano no será posible conocer con exactitud su comportamiento ni garantizar la precisión de las simulaciones numéricas. Para hallar dichas constantes se requiere de un proceso de optimización. Ciertos autores [7] proponen el uso de rutinas de optimización basadas en algoritmos genéticos para hallar el valor de dichas constantes a partir imágenes médicas del hígado de un paciente en dos estados de deformación diferente. Este enfoque pretende evitar así la medida invasiva de la respuesta mecánica del órgano y permite, además, que la determinación de estas constantes elásticas del modelo constitutivo sea específica de paciente y pueda realizarse in vivo.

Basándonos en este trabajo, se propone obtener las constantes elásticas del modelo constitutivo de un hígado de un paciente anónimo a partir de dos imágenes médicas del hígado recogidas mediante Tomografías Axiales Computerizadas (TAC). Una de ellas correspondiente al estado de inhalación total y otra al estado de exhalación total. Estas imágenes fueron proporcionadas por el Servido de Radiodiagnóstico del Hospital Universitari i

Politècnic La Fe de València y fueron segmentadas (aislando el hígado del resto de órganos del abdomen) usando el software comercial, Simpleware®, el cual también proporcionó la malla de elementos usada para la simulación numérica realizada mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF). El modelo constitutivo que se asume para modelar el comportamiento mecánico del hígado en este trabajo es un modelo de Mooney-Rivlin de segundo orden.

Para hallar las constantes que definen el modelo constitutivo se plantea el uso de una función objetivo definida como la suma de las distancias euclídeas entre ciertos puntos de control del hígado deformado real, y la posición final de dichos puntos obtenida mediante la simulación numérica para ciertos valores para las constantes elásticas del modelo constitutivo. El conjunto de constantes elásticas que minimicen esta función objetivo, son tomados como el conjunto de constantes elásticas que definen el modelo constitutivo del órgano. A diferencia de trabajos previos [7] donde algoritmos genéticos fueron usados en rutinas de optimización, en el presente trabajo se plantea el uso de algoritmos de optimización basados en el gradiente para minimizar la función objetivo. A diferencia de los algoritmos genéticos, cuyo coste computacional es notoriamente mayor, los algoritmos basados en el gradiente tienen el inconveniente de que pueden converger a mínimos locales. Dicha problemática no ha tenido lugar en las simulaciones realizadas por el momento. No obstante, técnicas para paliar esta indeseable característica del método existen en la literatura [8] y podrían ser aplicables en caso de ser necesario.

Para probar la bondad de las técnicas desarrolladas, se lleva a cabo un experimento sintético cuyo punto de partida es la imagen del hígado del paciente en exhalación total, la cual se asume como el estado inicial del hígado sin deformar a partir del cual se construye la geometría del modelo. La imagen del hígado en inhalación total se utiliza para definir el estado deformado. La superficie del hígado en este estado se usa para definir las condiciones de contorno de la simulación numérica desde el estado sin deformar. En concreto, se calculan los desplazamientos que hay que imponer a los nodos del contorno mediante un método de registro. Por último, se asume un conjunto de constantes elásticas para el modelo que son las constantes a determinar. Con esta información, se realiza una deformación de referencia con la que se compararon las distintas simulaciones MEF que se llevan a cabo variando las constantes elásticas del modelo. De este modo, al aplicar los desplazamientos obtenidos con el método de registro sobre el contorno externo del hígado, se conocen las posiciones finales de ciertos puntos de control definidos *a priori* y, por tanto, se pude realizar una búsqueda ciega de parámetros del modelo constitutivo mediante el algoritmo propuesto que, a diferencia de aquellos basados en algoritmos genéticos, tiene un coste computacional sustancialmente menor.

En el presente trabajo, después de la introducción se establece el modelo constitutivo y la formulación del problema elástico en la sección 2. La sección 3 se dedica a la formulación del problema de optimización que se validar en los ejemplos numéricos de la sección 4. Finalmente, en la sección 5 se destacan los aspectos más importantes del trabajo.

2. Problema elástico y modelo constitutivo

En el presente trabajo se considera el problema elástico en grandes desplazamientos mediante la formulación Lagrangiana total. Además, se considera el modelo de material de Mooney-Rivlin de segundo orden, la extensión al modelo de tercer orden resulta trivial siguiendo el mismo planteamiento. La solución al problema elástico que se plantea pasa por hallar el campo de desplazamientos $\mathbf{u}$ compatible con las condiciones de contorno de Dirichlet tal que iguale el trabajo virtual de las fuerzas internas con el trabajo virtual de las fuerzas externas, $\delta W_{int}(\mathbf{u}) = \delta W_{ext}$. No obstante, en el presente trabajo, la parte del contorno afectada por condiciones de contorno de Neumann es nula, es decir, todo el contorno externo está sometido a condiciones de contorno de Dirichlet. Por otro lado, se desprecia cualquier tipo de fuerza volumétrica, en primera aproximación. Todo ello da lugar a que el trabajo virtual de las fuerzas externas sea nulo. Con lo cual, el problema anterior es equivalente a resolver el problema $\delta W_{int}(\mathbf{u}) = 0$ satisfaciendo $\mathbf{u}$ las condiciones de Dirichlet. Dicho problema en el caso de estudio es no lineal y se resuelve mediante el método de Newton-Raphson. El proceso para hallar la matriz de rigidez tangente asociada al método de Newton-Raphson se detalla en los siguientes apartados.

2.1. Medidas de deformación. Deformación de Green

La figura 1 representa la configuración inicial (en general no deformado) de un sólido y su posición deformada.

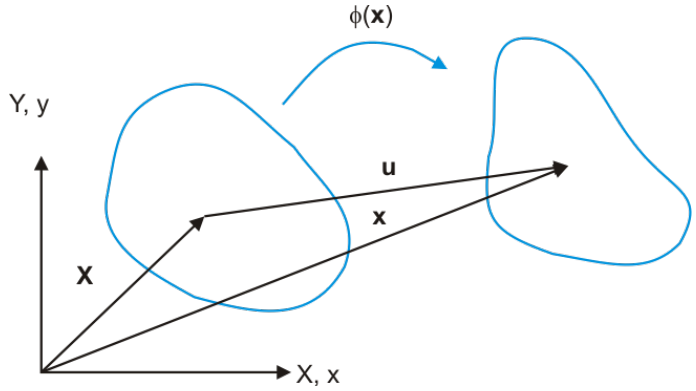


Figura 1: Definición de sistemas de coordenadas.

La descripción lagrangiana se define como:

$$\phi(\mathbf{X}) = \mathbf{X} + \mathbf{u}(\mathbf{X}). \tag{1}$$

donde **X** es la posición de un punto en la configuración inicial, **x** es la posición del punto en la configuración deformada y **u** es el desplazamiento de dicho punto. Bajo esta formulación, el gradiente de deformación (matriz jacobiana de la transformación de la configuración inicial a la final) se puede escribir del siguiente modo:

$$\mathbf{F} = \nabla\phi(\mathbf{X}) = \mathbf{I} + \nabla\mathbf{u}(\mathbf{X}) = \mathbf{I} + \mathbf{D}. \tag{2}$$

Finalmente se puede obtener el tensor de deformación de Green como:

$$\mathbf{E} = \frac{1}{2}(\mathbf{F}^T\mathbf{F} - \mathbf{I}) = \frac{1}{2}(\mathbf{C} - \mathbf{I}). \tag{3}$$

2.2. Medidas de tensión

Las medidas de tensión se pueden realizar en la configuración deformada, dando lugar al tensor de tensiones verdaderas o de Cauchy $\boldsymbol{\sigma}$. En cambio, si consideramos expresarlas en la configuración de referencia encontramos el primer tensor de tensiones de Piola-Kirchhoff $\mathbf{P}$. La relación entre los tensores de tensiones de Cauchy y el primer tensor de Piola-Kirchhoff es la siguiente:

$$\mathbf{P} = J_F\boldsymbol{\sigma}\mathbf{F}^{-T}, \tag{4}$$

donde $J_F = \det(\mathbf{F})$. Finalmente se define también el segundo tensor de tensiones de Piola-Kirchoff $\mathbf{S}$ como:

$$\mathbf{S} = \mathbf{F}^{-1}\mathbf{P}, \tag{5}$$

que en este caso es simétrico. También se puede establecer la relación entre $\mathbf{S}$ y $\boldsymbol{\sigma}$ como:

$$\begin{aligned} \mathbf{S} &= J_F\mathbf{F}^{-1}\boldsymbol{\sigma}\mathbf{F}^{-T} \\ \boldsymbol{\sigma} &= J_F^{-1}\mathbf{F}\mathbf{S}\mathbf{F}^T \end{aligned}. \tag{6}$$

2.3. Formulación lagrangiana total

La formulación de trabajos virtuales puede realizarse en la configuración de referencia, dando lugar a la formulación lagrangiana total. La expresión del trabajo de las fuerzas internas en la configuración inicial para un desplazamiento virtual arbitrario es:

$$\delta W_{int} = \int_{\Omega_0} \mathbf{P} : \nabla\delta\mathbf{u}\, \mathrm{d}\Omega. \tag{7}$$

Utilizando (5), se obtiene que:

$$\mathbf{P} : \nabla\delta\mathbf{u} = \mathbf{S} : \frac{1}{2}(\mathbf{F}^T\nabla\delta\mathbf{u} + \nabla^T\delta\mathbf{u}\mathbf{F}), \tag{8}$$

donde se ha utilizado el hecho de que el producto del tensor simétrico por la parte antisimétrica de otro tensor es cero. El tensor de Green asociado al desplazamiento virtual es:

$$\delta\mathbf{E} = \frac{1}{2}(\mathbf{F}^T\nabla\delta\mathbf{u} + \nabla^T\delta\mathbf{u}\mathbf{F}). \tag{9}$$

De esta forma el segundo tensor de Piola-Kirchhoff es conjugado con el de Green y por lo tanto el trabajo virtual de las fuerzas internas se puede expresar como:

$$\delta W_{int} = \int_{\Omega_0} \mathbf{S} : \delta\mathbf{E}\ \mathrm{d}\Omega. \tag{10}$$

Finalmente la matriz de rigidez tangente, $\mathbf{K}_T$, puede obtenerse a partir de (10), aplicando la variación del trabajo virtual de las fuerzas internas y linealizando la ecuación constitutiva, $\mathbf{S} = \mathcal{D}\mathbf{E}$:

$$\Delta\delta W_{int} = \delta\mathbf{u}\mathbf{K}_T\Delta\mathbf{u} = \int_{\Omega} \delta\mathbf{E} : \mathcal{D}\Delta\mathbf{E} + \nabla^T\delta\mathbf{u}\mathbf{S} : \nabla\Delta\mathbf{u}\mathrm{d}\Omega, \tag{11}$$

siendo $\Delta\mathbf{E}$ y $\Delta\mathbf{u}$ los correspondientes incrementos.

2.4. Modelo hiperelástico de Mooney-Rivlin

Las relaciones constitutivas de un material son aquellas que permiten evaluar las tensiones a las que se encuentra sometido un material a partir de su estado de deformación. En este trabajo se considera el modelo de Mooney-Rivlin en el que la densidad de energía de deformación se define como:

$$W(J_1, J_2, J_3) = A_{01}(J_1 - 1) + A_{10}(J_2 - 1) + \frac{K}{2}(J_3 - 1)^2, \tag{12}$$

donde A_{10}, A_{01} y K son las propiedades elásticas del modelo constitutivo, siendo K el módulo de incompresibilidad. J_1, J_2 y J_3 son los invariantes reducidos del tensor de deformaciones de Green-Lagrange $\mathbf{C}$, que se definen como:

$$J_1 = \frac{I_1}{I_3^{\frac{1}{3}}}, J_2 = \frac{I_2}{I_3^{\frac{2}{3}}} \text{ y } J_3 = I_3^{\frac{1}{2}}, \tag{13}$$

siendo I_1, I_2 e I_3 los invariantes del tensor de Green-Lagrange. Con ello, el segundo tensor de tensiones de Piola-Kirchhoff se puede escribir como:

$$\mathbf{S} = \frac{\partial W}{\partial \mathbf{E}} = A_{01}\frac{\partial J_1}{\partial \mathbf{E}} + A_{10}\frac{\partial J_2}{\partial \mathbf{E}} + K(J_3 - 1)\frac{\partial J_3}{\partial \mathbf{E}}. \tag{14}$$

Finalmente, la matriz $\mathcal{D}$ de la ecuación constitutiva para el modelo de Mooney-Rivlin se define como:

$$\mathcal{D} = \frac{\partial^2 W}{\partial \mathbf{E}^2} = A_{01}\frac{\partial^2 J_1}{\partial \mathbf{E}^2} + A_{10}\frac{\partial^2 J_2}{\partial \mathbf{E}^2} + K\frac{\partial J_3}{\partial \mathbf{E}} \otimes \frac{\partial J_3}{\partial \mathbf{E}} + K(J_3 - 1)\frac{\partial^2 J_3}{\partial \mathbf{E}^2}, \tag{15}$$

3. Estimación de propiedades elásticas. Optimización

A partir del modelo en grandes deformaciones con el material propuesto en la sección 2 del presente trabajo se puede evaluar el comportamiento mecánico de un hígado con precisión [5-7]. No obstante, las constantes elásticas del modelo constitutivo no son conocidas y accesibles de manera directa. Por ello se establece, en este trabajo, un procedimiento para evaluar las constantes elásticas del modelo de material de Mooney-Rivlin usando un proceso de optimización basado en el gradiente a partir de la información proporcionada por imágenes médicas en dos posiciones extremas del hígado en un proceso de deformación natural del mismo como es la respiración. Se eligen, por tanto, los estados de inhalación y exhalación total. El proceso consta de los siguientes pasos: *i*) segmentación y mallado del hígado en el estado de exhalación, *ii*) segmentación del hígado el en estado de inhalación (deformado), *iii*) definición de las condiciones de contorno de Dirichlet de los nodos del contorno externo del hígado mediante el registro de los contornos del hígado usando el algoritmo Coherent Point Drift [9], *iv*) identificación de puntos de control en ambas geometrías.

Una vez realizado este análisis previo, se establece la función objetivo (16) como la suma de la distancia euclídea entre las posiciones de los N puntos de control reales (o de referencia) en el hígado deformado con la posiciones de los puntos de control predichas mediante el modelo numérico para ciertos valores de las propiedades elásticas del material, A_{10} y A_{01}:

$$f(A_{01}, A_{10}) = \sum_{i=1}^{N} ||\mathbf{x}_i(A_{01}, A_{10}) - \mathbf{x}_i^{ref}||^2. \tag{16}$$

Notar que para los casos presentados en este trabajo, el valor del módulo de incompresibilidad K se toma a partir de la literatura [7] ya que se puede evaluar con precisión en ensayos *in vitro*. Para hallar las constantes elásticas restantes se resuelve el siguiente problema de optimización:

$$\min_{A_{01},A_{10}} f(A_{01}, A_{10})$$

sujeto a:

$$A_{01}^{min} \leq A_{01} \leq A_{01}^{max}$$

$$A_{10}^{min} \leq A_{10} \leq A_{10}^{max}. \tag{17}$$

Para resolver el problema de minimización planteado en (17) se pueden considerar distintos tipos de aproximaciones como algoritmos genéticos o algoritmos basados en el gradiente. Los algoritmos genéticos [7] son capaces de evitar en la mayoría de las situaciones caer en mínimos locales, no obstante, su coste computacional es elevado ya que requieren la realización de gran cantidad de simulaciones. Esto implica, resolver gran cantidad de veces el problema elástico en grandes deformaciones planteado en la sección 2 para diversos valores de A_{01} y A_{10} con el fin de conocer el valor de la función objetivo. Por otro lado, los métodos basados en el gradiente son mucho más eficientes a nivel computacional ya que permiten obtener un óptimo con pocas iteraciones, es decir, con pocas evaluaciones de la función objetivo. Por el contrario, pueden llegar a mínimos locales ya que no son capaces de conseguir mínimos globales de manera garantizada a no ser que se usen técnicas avanzadas. A pesar de ello, en los ejemplos numéricos utilizados se ha llegado siempre al mínimo global si necesidad de utilizar técnicas mejoradas basadas en el método del gradiente.

Para aplicar el método del gradiente es necesario plantear un análisis de sensibilidades de la función objetivo con respecto a las variables a optimizar:

$$\frac{\partial f}{\partial A_{01}} = 2\sum_{i=1}^{N}(\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_i^{ref})\frac{\partial \mathbf{x}_i}{\partial A_{01}}$$
$$\frac{\partial f}{\partial A_{10}} = 2\sum_{i=1}^{N}(\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_i^{ref})\frac{\partial \mathbf{x}_i}{\partial A_{10}}. \tag{23}$$

Utilizando la relación $\mathbf{x} = \mathbf{X} + \mathbf{u}$, la ecuación (23) se puede reescribir como:

$$\frac{\partial f}{\partial A_{01}} = 2\sum_{i=1}^{N}(\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_i^{ref})\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial A_{01}}$$
$$\frac{\partial f}{\partial A_{10}} = 2\sum_{i=1}^{N}(\mathbf{x}_i - \mathbf{x}_i^{ref})\frac{\partial \mathbf{u}_i}{\partial A_{10}}. \tag{24}$$

Para el presente problema elástico con el modelo de material de Mooney-Rivlin, el análisis de sensibilidades conduce a que:

$$\mathbf{K}_T\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial A_{01}} = -\frac{\partial \mathbf{K}_T}{\partial A_{01}}\mathbf{u}$$
$$\mathbf{K}_T\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial A_{10}} = -\frac{\partial \mathbf{K}_T}{\partial A_{10}}\mathbf{u}, \tag{25}$$

donde $\mathbf{K}_T$ se evalúa en la posición de equilibrio según la ecuación (11). Como se puede observar, el análisis de sensibilidades resulta en un problema lineal ya que se realiza en torno a la posición de equilibrio. Además, teniendo en cuenta (15) y (18) se observa que la matriz tangente depende linealmente de las propiedades elásticas del material. Por ello, $\frac{\partial \mathbf{K}_T}{\partial A_{01}}$ se puede evaluar del mismo modo que $\mathbf{K}_T$ pero imponiendo $A_{01} = 1$ y $A_{10} = K = 0$. De modo similar se puede hallar $\frac{\partial \mathbf{K}_T}{\partial A_{10}}$.

4. Ejemplos numéricos

La validación de la técnica numérica se hace a través de las imágenes obtenidas mediante dos estudios de TAC realizados a un paciente anónimo, en los estados de inhalación y exhalación total, tal y como se ha indicado anteriormente (figura 2). La malla usada para la discretización del hígado contiene 49080 nodos con 216601

elementos, que en este caso son tetraedros lineales. Las condiciones de contorno corresponden a condiciones de contorno de Dirichlet sobre todos los nodos del contorno externo. Dichas condiciones se han obtenido mediante el algoritmo de registro Coherent Point Drift [9] a partir de las imágenes del hígado en su posición inicial y deformada. Para el experimento numérico, con el ánimo de validar el método propuesto se genera una solución de referencia con los valores $\bar{A}_{01} = 0.17$ y $\bar{A}_{10} = 0.19$, fijando el valor $K = 10$. A partir de esta solución de referencia, se lanza una búsqueda ciega de los parámetros A_{01} y A_{10} partiendo de unos valores iniciales arbitrarios siguiendo el procedimiento descrito en la sección 3. El intervalo de búsqueda para ambos parámetros se fija en [0.1,0.2]. Se realizan diversos experimentos con diferente número de puntos de control, elegidos en este caso de manera aleatoria para determinar el número mínimo de puntos de control necesarios para garantizar cierta precisión en la obtención de los parámetros del modelo constitutivo. Los resultados obtenidos de muestran en la tabla 1.

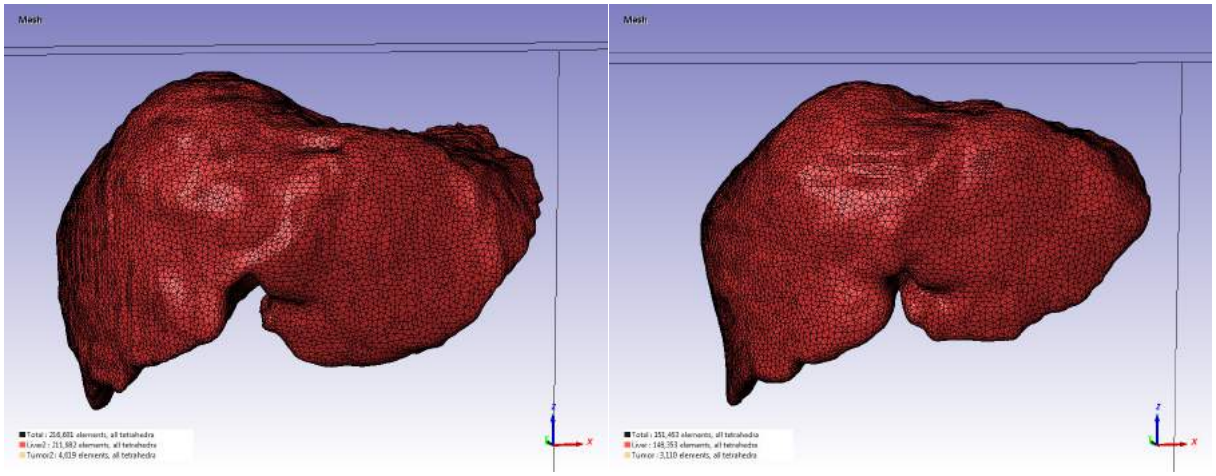


Figura 2: La imagen de la izquierda muestra la geometría sin deformar del hígado y la imagen de la derecha la geometría deformada que se toma como referencia.

Como se puede puede observar en la tabla 1, independientemente del número de puntos de control, el procedimiento es capaz de hallar con precisión las constantes elásticas del modelo constitutivo del problema de referencia. Estos puntos están escogidos de manera aleatoria de entre los nodos de discretización de la malla de elementos finitos. En un caso real este proceso no es posible, pero si es posible detecar las posiciones iniciales y finales de ciertos puntos característicos como por ejemplo las bifurcaciones del árbol hepático, la posición de ciertos tumores de pequeño tamaño o el contorno de tumores de mayor tamaño. Por ello se considera un segundo test, utilizando el mismo hígado con un tumor de pequeño tamaño tal y como se muestra en la figura 3. El hecho de usar la superficie del tumor para establecer los puntos de control es debido a que en la práctica, mediante el uso de la técnica de registro Coherent Point Drift, se puede conocer la posición de dichos puntos en la posición deformada y así encontrar las constantes elásticas del modelo constitutivo. En este caso, a pesar de que todos los puntos de control se concetran en una zona determinada, obtenemos de nuevo los valores prescritos tras la búsqueda ciega: $A_{01} = 0.16999965$ y $A_{10} = 0.19000098$.

Tabla 1: Valor de la función objetivo y de los parámetros obtenidos en la búsqueda ciega.

Puntos de control	A_{01}	A_{10}	Función objetivo
50	0.17000084	0.18999970	2.0596e-16
10	0.17000095	0.18999951	8.0715e-17
5	0.16999974	0.19000092	9.7722e-16
2	0.17000183	0.18999863	3.3773e-17

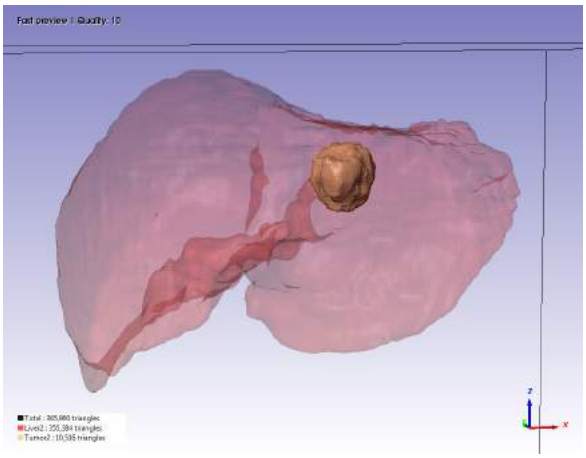


Figura 3: Imagen del hígado con el tumor en el interior. Los nodos de la superficie del tumor se han tomado como puntos de control.

5. Discusión

La investigación presentada en este trabajo ha demostrado que es posible estimar las constantes elásticas de un modelo constitutivo capaz de simular el comportamiento mecánico de un hígado humano durante la respiración, ya que se han obtenido a partir de dos estados de deformación de este proceso como son la inhalación total y exhalación total. De este modo, suponiendo que el proceso de respiración es un proceso cuasiestático, se podría monitorizar la posición de pequeñas lesiones en el hígado o de ciertas estruturas que vayan a ser intervenidas a partir de esta información. Cabe destacar también que el modelo ha sido obtenido con la información procedente de imágenes médicas, esto es sin medir de manera invasiva la respuesta mecánica del hígado. La relevancia de los resultados obtenidos es muy alta, dado que se pone de manifiesto que es posible obtener un modelo para la simulación de la deformación que sufre el hígado con la respiración específico de paciente e in vivo. Sin embargo, para extender esta metodología a un paciente real, nos encontramos con ciertas limitaciones como son la elección del modelo constitutivo que mejor represente el comportamiento del hígado, la elección de los puntos de control para minimizar la función de coste, así como el alto coste computacional que las simulaciones MEF llevan consigo.

Por otro lado, es importante resaltar que el estado del hígado humano en exhalación total no es un estado sin deformar ya que el hígado está dentro del abdomen sometido a distintos estados de carga casi imposibles de modelar, por tanto, el modelo constitutivo que obtengamos al determinar las constantes elásticas, no será nunca el modelo constitutivo real del comportamiento elástico del hígado ante cualquier estado de carga, si no sólo un modelo que nos permite predecir el estado de deformación del hígado en cualquier fase de la respiración, lo que, por otro lado, es fundamental en cierto tipo de intervenciones como las biopsias de pequeñas lesiones hepáticas.

6. Conclusiones

El objetivo del presente trabajo consiste en caracterizar las propiedades elásticas de un hígado a partir de imágenes médicas. Se asume que el comportamiento del hígado se puede describir mediante un modelo de Mooney-Rivlin de segundo orden, luego se necesitarán hallar las dos constantes del modelo constitutivo. Para tal fin, se propone un proceso de optimziación basado en el método del gradiente cuya función objetivo es la distancia euclídea de ciertos puntos de control entre una solución de referencia y la solución para cierto valor de dichos parámetros. Los resultados muestran que con muy pocos puntos de control es posible hallar con precisión los parámetros que definen el modelo constitutivo.

7. Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación recimida por el MINECO con los proyectos DPI2013-40859-R y DPI2013-46317-R, así como la participación de los doctores Rafael López Adújar, Eugenia Pareja Ibars y Sara Brugger del Hospital Universitari i Politècnic La Fe de Valencia.

8. Referencias

[1] K.K. Brock, S.J. Hollister, L.A. Dawson, J.M. Balter, Technical note: creating a four-dimensional model of the liver using finite element analysis. Mechanical physics. 29(7) (2002):1403-1405.

[2] B.D. Senneville, M. Ries, G. Maclair, C. Moonen. MR-guided thermotherapy of abdominal organs using a robust pca-based motion descriptor. IEEE T. Med. Imaging. 30(11) (2011):1987-1995.

[3] A. Mena, D. Bel, I. Alfaro, D. Gonzalez, E. Cueto, and F. Chinesta. Towards a pancreatic surgery simulator based on model order reduction. Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences. (2015) 2:31.

[4] E. Cueto, F. Chinesta. Real time simulation for Computational Surgery: A review. Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences. (2014) 1-11.

[5] S. Niroomandi, D. Gonzalez, I. Alfaro, F. Bordeu, A. Leygue, E. Cueto, F. Chinesta. Real-time simulation of biological soft tissues: a PGD approach. International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering. 29(5)(2013): 586-600.

[6] S. Niroomandi, D. Gonzalez, I. Alfaro, E. Cueto, F. Chinesta. Model order reduction in hyperelasticity: a Proper Generalized Decomposition approach. International Journal for Numerical Methods in Engineering. 96(3)(2013):129-149.

[7] F. Martínez Martínez. Determining the Biomechanical Behaviour of the Lover using Medical Image Analysis and Evolutionary Computation. Tesis doctoral. Universitat Politècnica de València, (2014).

[8] J.A. Snyman. Practical Mathematical Optimization. An Introduction to Basic Optimization Theory and Classical and New Gradient-Based Algorithms. Springer. (2005) ISBN: 0-387-24348-8

[9] A. Myronenko and X. Song. Point Set Registration: Coherent Point Drift. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence. 32(12)(2010):2262-2275.

Estimación de posturas de agarre en base a ACP y RN

M.C. Mora, J. Andrés

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. {mmora, fandres}@uji.es

La investigación en manos antropomorfas robóticas y protésicas experimenta un auge en la actualidad. Unos diseños intentan lograr un agarre estable y diestro mientras que otros pretenden alcanzar un elevado grado de antropomorfismo y de apariencia cosmética. Sin embargo, las prótesis de mano existentes suelen ser muy simples desde un punto de vista biomecánico. Esto se debe a la complejidad de establecer una interacción adecuada entre el amputado y una prótesis de múltiples grados de libertad, que requeriría numerosas señales de control independientes y un controlador inteligente. Una innovación en el ámbito del control de manos artificiales podría derivarse de la observación e imitación del comportamiento biomecánico natural, en base a un espacio de dimensionalidad reducida. El presente trabajo plantea la utilización del análisis de componentes principales (ACP), para reducir la dimensionalidad del problema de control, en combinación con las redes neuronales (RN), para predecir la posturas de la mano en dos tipos de agarre sobre objetos cilíndricos: un agarre de potencia (cilíndrico) y un agarre de precisión (pinza con 5 dedos). El objetivo es determinar el mínimo número de entradas de control necesarias para que una mano protésica avanzada pueda realizar actividades de la vida diaria en base a patrones posturales identificados y evaluar su posibilidad de control real. Para ello, se realizaron experimentos de agarre con 16 sujetos diestros y 4 cilindros de diversos diámetros durante los que se registró la posición de 32 marcadores. A partir de estos datos se calcularon los ángulos de articulación de la mano para cada postura de agarre (PA). Posteriormente, se realizó un ACP sobre los datos de PA, obteniendo 7 componentes principales (posturas propias de agarre, PPA) que determinaron las sinergias posturales producidas durante el agarre. El resultado se simuló mediante OpenSim. Los datos obtenidos se utilizaron para entrenar y validar una RN para estimar PA a partir de las PPA, con una arquitectura previamente validada compuesta por dos capas. Finalmente, se calculó la raíz cuadrada del error cuadrático medio global y por articulación de la predicción realizada por la RN con respecto a la postura experimental, obteniendo resultados alentadores.

1. Introducción

La investigación en manos protésicas de avanzada tecnología se encuentra actualmente en auge, en gran parte gracias al empuje derivado de los avances en manos robóticas, que cada vez más tienden a parecerse a la mano humana, tanto en aspecto como en funcionalidad. Gran variedad de dispositivos han sido desarrollados tanto por investigadores como por empresas, algunos diseñados para lograr una estabilidad de agarre y destreza de manipulación similar a la de la mano humana [1-3] y otros destinados a lograr un mejor antropomorfismo y apariencia cosmética [4]. Sin embargo, una mano protésica avanzada debería cumplir ambos objetivos, el funcional y el cosmético, siendo lo suficientemente diestra como para permitir la realización de Actividades de la Vida Diaria (AVD) de una manera relativamente natural. Sin embargo, en la actualidad no se conjugan ambas propiedades y las manos protésicas suelen disponer de uno o dos grados de libertad (GDL), a lo sumo, siendo muy limitadas sus capacidades de manipulación.

Las prótesis de mano existentes suelen ser muy simples desde un punto de vista biomecánico debido, fundamentalmente, a la complejidad de establecer una interacción adecuada entre el amputado y una prótesis diestra de múltiples grados de libertad. De hecho, la interfaz de comunicación entre el usuario y la máquina es el cuello de botella tecnológico [5] que explica la simplicidad de las prótesis de mano actuales desde un punto de vista biomecánico, incluso siendo posibles soluciones más sofisticadas. Aún hoy en día no hay una forma sencilla de lograr la interacción entre el amputado y una prótesis diestra de múltiples GDL, como las desarrolladas en las últimas décadas. Ejemplos de ellas son la mano Southampton-REMEDI [6], la MANUS [7] y la SMARTHAND [8]. Estos dispositivos requieren un elevado número de señales de control independientes o bien un controlador inteligente capaz de compensar el número de entradas de control disponibles.

Las tendencias en el control de manos artificiales indican que una estrategia innovadora en este ámbito podría derivarse de la observación e imitación del comportamiento biomecánico natural, en base a un espacio de

dimensionalidad reducida [9]. En esta línea, el estudio del agarre humano puede aportar luz acerca del funcionamiento de la manipulación humana en el diseño tanto de prótesis de mano como de manos robóticas más adaptadas al entorno humano.

En el campo de la neurofisiología se ha acuñado el término de "sinergias musculares" para referirse a módulos de baja dimensionalidad formados por músculos que se activan de manera síncrona [10]. En este sentido, Santello y Soechting [11, 12] publicaron de una serie de resultados experimentales interesantes en el análisis de las posturas de agarre de la mano humana, demostrando la existencia de sinergias posturales que podrían describir el movimiento de la mano en un espacio de dimensionalidad reducida, validados por otros investigadores [13-15]. Brown y Asada [16] también exploran el concepto de sinergias y su aplicación a una mano antropomorfa de 17 GDL, mediante la aplicación del Análisis de Componentes Principales (ACP) y el uso de patrones comunes de actuación denominados posturas propias (*eigenpostures*). Siguiendo esta tendencia, Matrone [9] presenta un método de control de una prótesis de 16 GDL, mediante una entrada de dos dimensiones controlada por cuatro señales de electromiografía, realizando para ello un estudio de la dimensionalidad (ACP) en el movimiento de esta mano para tres tipos de agarre comunes: cilíndrico, pinza de 2 dedos y lateral.

El presente trabajo trata de dar un paso más en la línea de investigación del agarre humano, que permita enfocar el diseño y control de manos protésicas de elevados GDL desde un nuevo punto de vista, el de la inteligencia artificial. El objetivo es determinar el mínimo número de entradas de control necesarias para que una mano protésica avanzada de 23 GDL pueda realizar actividades de la vida diaria en base a patrones posturales identificados de un estudio poblacional real y evaluar así su posibilidad de control. En este sentido, el empleo de las redes neuronales como metodología de estimación y control presenta grandes ventajas de implementación y ejecución en tiempo real.

Para llevar a cabo el objetivo propuesto indicado se planteó la realización de experimentos de agarres típicos en AVD con sujetos con diferentes tamaños de mano. Dado que se trata de los primeros pasos en una temática altamente compleja, se limitó la experimentación a un tipo de objetos muy concreto, cilindros de distintos diámetros, y dos tipos de agarres muy utilizados en la vida diaria [17]: un agarre cilíndrico (de potencia) y un agarre de tipo pinza con 5 dedos implicado (de precisión). 16 sujetos diestros realizaron tareas de transporte durante las que se registró la posición 3D de 32 marcadores pasivos empleando un sistema de captura de movimiento Bonita (Vicon®). A partir de las coordenadas de los marcadores se calcularon los ángulos de articulación de la mano para cada postura de agarre (PA). En segundo lugar, se realizó un ACP sobre los datos de PA obtenidos para reducir la dimensionalidad de los agarres realizados. Como resultado se obtuvieron 7 componentes principales, denominadas posturas propias de agarre (PPA), que determinaron las sinergias posturales producidas durante el proceso de agarre de la mano humana. El resultado se simuló mediante OpenSim [18]. Los datos obtenidos se utilizaron para entrenar y validar una RN para la estimación de las PA a partir de las PPA, con una arquitectura directa de dos capas validada con anterioridad [19]. Finalmente, se calculó el error cuadrático medio (RMSE) global y por articulación de la predicción realizada por la RN con respecto a la postura experimental, obteniendo resultados alentadores.

2. Metodología

2.1. Modelo cinemático de la mano

La mano humana se puede modelar como cinco cadenas abiertas formadas por sólidos rígidos (huesos) conectados a través de diferentes articulaciones que caracterizan su comportamiento cinemático (Figura 1).

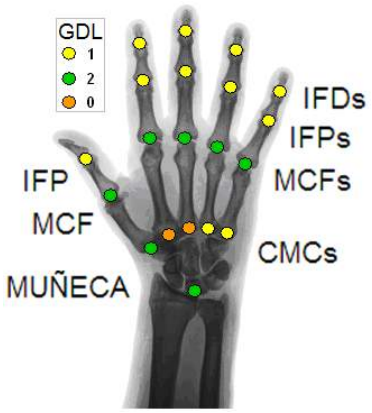


Figura 1: Modelo de mano: 5 cadenas cinemáticas abiertas de la mano humana con 25 GDL.

Los GDL en cada articulación permiten que la mano alcance la posición requerida para cada tarea de agarre. Debido al importante papel que juega el arqueo de la palma de la mano en el agarre, el modelo cinemático propuesto en [20] se considera más apropiado que otros de la literatura para la simulación del agarre. En particular, se considera la mano dotada de un total de 25 GDL, los cuales se resumen en la Figura 1: 2 GDL (flexión/extensión (F/E) y abducción/aducción (Ab/Ad)) en la muñeca; 1 GDL (F/E) en las articulaciones interfalángicas distales y proximales (IFD e IFP) de los dedos índice a meñique, así como en las articulaciones carpometacarpianas (CMC) de los dedos anular y meñique; y 2 GDL (F/E y Ab/Ad) en cada articulación metacarpofalángica (MCF) y en la articulación CMC del pulgar.

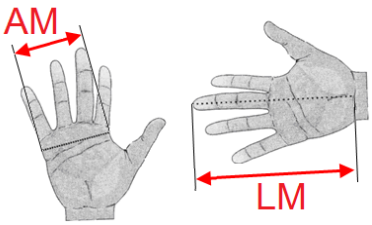
En este trabajo no se han considerado los 2 GDL correspondientes a la muñeca, para permitir la extracción de patrones posturales de la mano con independencia de la orientación de la muñeca.

2.2. Procedimiento experimental

Se realizaron ensayos de agarre cilíndrico y pinza 5D con 16 sujetos diestros (8 hombres y 8 mujeres) y 4 cilindros de diferente diámetro (35, 50, 65 y 90mm) y mismo peso (469g). En la Tabla 1 aparecen reflejadas las dimensiones principales de la mano de cada sujeto: longitud de la mano (LM) desde la muñeca hasta la punta del dedo medio y ancho de la mano (AM) sin incluir el pulgar.

Tabla 1: Dimensiones principales de la mano de los sujetos participantes en los ensayos.

Sujeto	Género	LM (mm)	AM (mm)
1	Mujer	162,5	69,5
2	Mujer	170	73
3	Mujer	173	72.5
4	Hombre	186	88
5	Hombre	185	81
6	Hombre	193	89
7	Mujer	176	77
8	Mujer	185	80
9	Mujer	169	74
10	Hombre	180	90
11	Mujer	164	76
12	Mujer	175	75
13	Hombre	188	84
14	Hombre	201	89.5
15	Hombre	204	91
16	Hombre	170	83



Los sujetos realizaron tareas de transporte (3 repeticiones) durante las que registró la posición 3D de 32 marcadores pasivos empleando un sistema de captura de movimiento Bonita (Vicon®), véase Figura 2. Para el desarrollo del experimento, cada sujeto se sentó ante una mesa en una silla regulable de modo que el codo del sujeto reposara sobre la mesa con la mano situada en el punto A (ver Figura 2). Se le pidió al sujeto coger el cilindro, transportarlo desde el punto inicial al final manteniéndolo en orientación vertical, y retornar la mano al origen. También se solicitó que realizaran dos tipos de agarre, cilíndrico y pinza de 5 dedos, hasta completar 3 repeticiones de cada combinación de agarre y objeto (después de tres repeticiones de entrenamiento no registradas). Cada prueba con cada sujeto se llevó a cabo en una sesión. El orden de las pruebas fue establecido al azar para cada sujeto. A fin de procesar la postura de agarre deseada, se consideró el instante correspondiente a la posición más alta en la traslación del cilindro. Esto supone un total de 384 registros de posición.

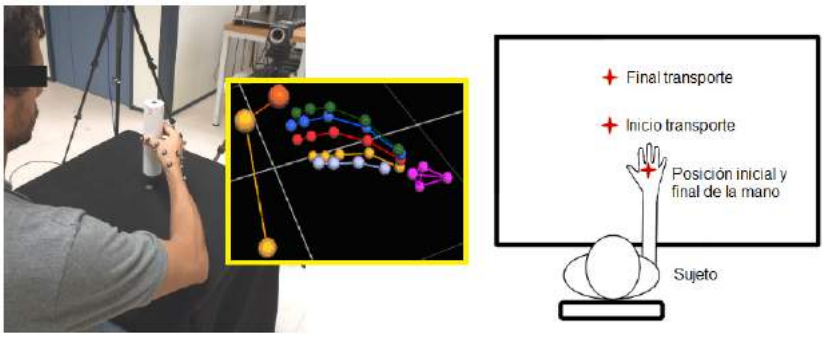


Figura 2: Ensayos de trasporte realizado con 16 sujetos.

A partir de las coordenadas de posición de los marcadores se calcularon los ángulos de articulación de la mano para cada postura de agarre (PA) en cada ensayo, según el modelo cinemático planteado en el apartado 2.1 y siguiendo el procedimiento descrito en [21]. Dado que el modelo de mano considerado en el presente estudio contempla 23 ángulos anatómicos, los datos se ordenaron de modo matricial en 384 filas (ensayos) y 23 columnas (ángulos anatómicos), dando lugar a la variable matricial $AngAnat_{384\ x\ 23}^{Registrados}$.

2.3. Cálculo de PPAs mediante ACP y validación mediante simulación

Los datos de cada ángulo anatómico se normalizaron restándoles la media (de cada columna de ángulos, para todos los sujetos y ensayos) y dividiéndolos por la desviación estándar (para cada cada columna de ángulos). Sobre los datos de posturas de agarre normalizados, se realizó un Análisis de Componentes Principales para reducir la dimensionalidad del conjunto de agarres realizados y obtener lo que se ha denominado como Posturas Propias de Agarre (PPA). Estas PPA identifican sinergias posturales que permitirían reducir la dimensión del problema de la estimación o cálculo de posturas de agarre para un determinado tamaño de mano, agarre y objeto. El resultado se simuló para su validación mediante OpenSim [22] utilizando el modelo óseo de mano y brazo presentado en [18]. Este modelo integra las partes correspondientes a los huesos del brazo, el antebrazo y la mano, con los grados de libertad característicos del codo, la muñeca y la mano (27 GDL en total).

2.4. Desarrollo de la red neuronal artificial para estimar PAs a partir de PPAs

Estudios previos realizados por los autores [23] indican que los parámetros significativos en los experimentos de agarre son HB, HL, el diámetro del objeto (ϕ) y el tipo de agarre (TA). Es por ello que estos parámetros deben formar parte de las entradas de la red neuronal. Por otra parte, se desea estimar las PAs a partir de PPAs, por lo que estas últimas también deben formar parte del conjunto de variables de entrada a la red. Las salidas de la red neuronal son los 23 ángulos de articulación de la mano que se desean estimar.

De las numerosas arquitecturas de redes neuronales existentes, se decidió utilizar una arquitectura de tipo multicapa ya validada previamente en [19, 23], pues es adecuada para la aproximación de funciones complejas. Se trata de una red de dos capas (con una capa enterrada) completamente conectada hacia adelante para poder predecir el acoplamiento entre el movimiento de los dedos (sinergias), véase Figura 3. En lo referente al algoritmo de entrenamiento, se seleccionó la técnica de Backpropagation, que minimiza el error cuadrático medio entre las salidas de la red neuronal y los datos experimentales, dado un valor concreto de las entradas.

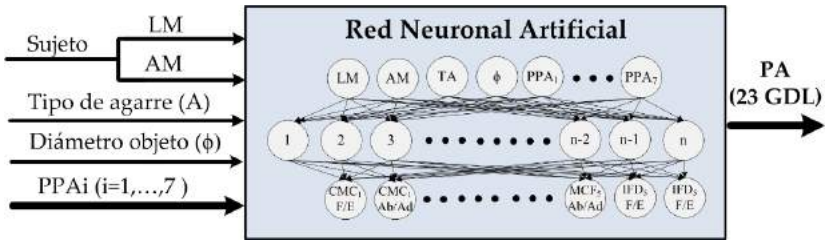


Figura 3: Diagrama de bloques de las red neuronal utilizada.

En trabajos previos en [19, 23], los autores habían verificado que el número idóneo de neuronas en la capa enterrada era de 100 cuando el objetivo era realizar la predicción de posturas de agarre únicamente en función de los parámetros LM, AM, ϕ y A. Cabe resaltar que en [23] se obtuvieron resultados satisfactorios de predicción de PAs cuando se predecían PAs para objetos diferentes de los ensayados pero no para sujetos diferentes a los ensayados. El análisis de la evolución del error de predicción de la red indicó un insuficiente número de datos de diferentes sujetos. En este caso, dado que tanto el número de entradas como el número de sujetos es muy superior a los planteados en aquellos trabajos (6 sujetos en [19] y 8 sujetos en [23]), se decidió testear la misma arquitectura pero con diferente número de neuronas en la capa enterrada: 50, 75, 100, 125 y 150.

Para cada una de las 5 redes seleccionadas se realizaron 4 *tests de objeto* y *16 tests de sujeto*. En cada *test de objeto*, el conjunto de entrenamiento se componía de los datos de los ensayos realizados por todos los sujetos y todos los cilindros con excepción de los de un cilindro X (X=1,…,4). El conjunto de validación se componía de de los datos restantes, es decir, datos de los ensayos de todos los sujetos con el cilindro X. Análogamente, en el *test de sujeto*, el conjunto de entrenamiento se componía de los datos de ensayos de todos sujetos con excepción del sujeto Y (Y=1, ..., 16) realizados con todos los cilindros. El conjunto de validación, a su vez, se componía de los datos restantes, es decir, los datos de ensayos realizados por el sujeto Y con todos los cilindros. Para cada test se calculó la raíz cuadrada del error cuadrático medio (RMSE) global y por articulación de la predicción realizada por la RN con respecto a la postura de agarre experimental, con el objetivo de evaluar el rendimiento y calidad de la red generada.

3. Resultados y discusión

3.1. Cálculo de PPAs mediante ACP y validación mediante simulación

Como resultado del ACP se obtuvo que 7 componentes principales (CP) pueden describir el 90% de las posturas de agarre en el espacio de 23 dimensiones, esto es:

$$AngAnat_{384\,x\,23}^{Estimados} = AngAnat_{media} + Score \cdot Coeff_{(7+16)\,x\,23}^{PC}$$

Donde $AngAnat_{media}$ es el valor medio para cada ángulo anatomico registrado en los ensayos, para todos los sujetos y ensayos; $Score_{384\,x\,23}$, cuyas columnas son ortogonales, contiene la información de cómo los registros están relacionados. La matriz $\text{Coeff}_{(7+16)\,\text{x}\,23}^{\text{PC}}$ contempla 7 primeras columnas no-nulas (CP) que informan de la relación existente entre las variables y tienen la cualidad de ser ortonormales. Al contemplar únicamente las 7 primeras componentes principales, se describe el modelo sólo de la manera aproximada anunciada.

Estas componentes se han denominado posturas propias de agarre (PPA), pues caracterizan sinergias posturales producidas durante el proceso de agarre de la mano humana para agarres de tipo cilíndrico y pinza 5D. El resultado se simuló mediante OpenSim [22] con el modelo óseo de brazo y mano desarrollado en [18] con el objeto de validar cualitativamente las posturas de agarre generadas.

La postura reproducida utilizando las 7 PPAs se aprecia en las siguientes figuras (derecha) junto con la postura real (izquierda), tanto para agarre de tipo pinza 5D (Figura 4) como cilíndrico (Figura 5).

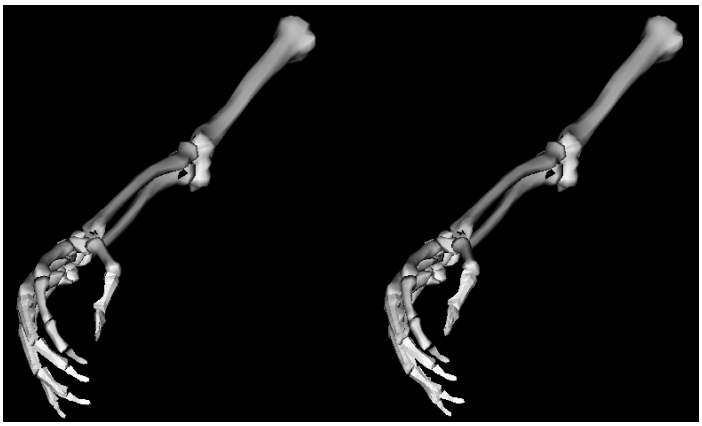


Figura 4: Agarre de tipo pinza 5D real (izquierda) y estimado con las primeras 7 CP (derecha), para un sujeto aleatorio y el cilindro de diámetro 50 mm.

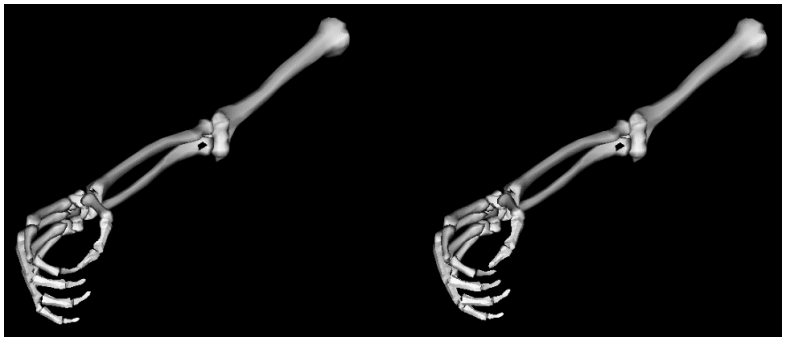


Figura 5: Agarre cilíndrico real (izquierda) y estimado con las primeras 7 CP (derecha), para un sujeto aleatorio y el cilindro de diámetro 50 mm.

3.2. Desempeño de la RN

Los resultados de desempeño de las diferentes RN en los tests de objeto y sujeto para la predicción de la PA a partir de las PPAs en agarres cilíndrico y pinza de 5 dedos, se muestran en las Tablas 2, 3, 4 y 5. La valoración se hace en términos de la raíz cuadrada del error cuadrático medio (RMSE) en la predicción de los ángulos de las articulaciones y sus valores medios para cada test.

Las Tablas 2 y 3 resumen los resultados de RMSE medios para cada red y test realizado. Se observa que la RN1, con 50 neuronas en la capa enterrada, es la que mejores resultados de predicción posee, es decir, menor valor de

RMSE medio en prácticamente todos los tests. De hecho, el RMSE medio de todos los test de objeto es 5,7º y de sujeto 7,5º. Estos resultados de predicción son buenos ya que son mucho menores de 10º, margen de error previsible debido a la variabilidad de la postura en un mismo sujeto (repetibilidad) [23].

En cuanto al test de objeto, reflejado en las Tablas 2 y 4, se aprecia que todas las redes ofrecen resultados satisfactorios para los cilindros intermedios. Esto indica las buena capacidad de interpolación de este tipo de arquitectura. Por otra parte, para cilindros de diámetros extremos (30 y 90mm) no entrenados se observa que la RN1 es la única que proporciona resultados satisfactorios en término medio, aunque no es igualmente eficiente para todos los ángulos de articulación (Tabla 4).

Tabla 2: RMSE medio para los Test de Objeto de todas las RN: agarre cilíndrico y pinza 5D.

ID RN	Neuronas en capa enterrada	RMSE Test de Objeto (º)				
		Cilindro 30mm	Cilindro 50mm	Cilindro 65 mm	Cilindro 90mm	Media
1	50	7,52	3,76	3,91	7,59	**5,70**
2	75	9,88	5,02	5,08	13,66	**8,41**
3	100	11,5	4,02	4,86	21,8	**10,55**
4	125	13,68	5,21	4,91	19,99	**10,95**
5	150	14,38	6,51	6,14	25,12	**13,04**

Tabla 3: RMSE medio para los Test de Sujeto de todas las RN: agarre cilíndrico y pinza 5D.

	RMSE Test de Sujeto (º)																
RN	**Sl**	**S2**	**S3**	**S4**	**S4**	**S4**	**S4**	**S4**	**S4**	**S10**	**S11**	**S12**	**S13**	**S14**	**S15**	**S16**	**Media**
1	9,16	6,81	5,25	7,49	4,78	7,66	7,04	5,05	6,01	7,35	10,65	6,12	6,73	6,75	17,73	6,34	**7,50**
2	11,20	6,75	6,75	7,58	5,38	7,56	6,61	6,34	8,58	8,54	11,99	6,47	7,45	13,99	12,01	5,90	**8,20**
3	15,34	6,79	7,94	7,73	5,26	7,32	7,66	9,28	8,81	10,68	11,17	7,42	10,49	8,95	12,57	8,70	**9,03**
4	14,19	7,96	7,68	7,56	6,65	7,89	8,30	7,67	10,05	11,77	12,81	6,88	10,81	11,05	13,90	8,70	**9,47**
5	18,02	7,34	7,11	8,58	5,69	10,73	7,94	8,21	10,43	18,25	16,16	9,16	11,97	9,64	18,39	7,86	**10,80**

Tabla 4: RMSE por ángulo de articulación para los Test de Objeto de la RN1: agarre cilíndrico y pinza 5D.

	RMSE Test de Objeto para la RN1 (º)			
Ángulo	**Cilindro 30mm**	**Cilindro 50mm**	**Cilindro 65 mm**	**Cilindro 90mm**
MCC1-F/E-Z	5,99	3,96	4,07	5,78
MCC1-Ab/Ad-X	13,35	4,39	5,68	7,22
MCF1-F/E-Z	9,71	5,48	7,05	9,92
MCF1-Ab/Ad-X	14,77	8,46	7,34	8,61
IF1-F/E-Z	4,87	1,96	1,20	4,43
MCF2-F/E-Z	12,14	2,97	5,03	7,40
MCF2-Ab/Ad-X	12,26	4,45	5,26	11,06
IFP2-F/E-Z	9,42	3,87	4,90	10,16
IFD2-F/E-Z	9,27	3,82	4,95	12,17
MCF3-F/E-Z	3,76	2,09	1,99	4,68
MCF3-Ab/Ad-X	5,49	3,17	3,61	5,03
IFP3-F/E-Z	5,74	3,13	2,59	6,01
IFD3-F/E-Z	7,47	4,10	4,09	10,08
MCC4-F/E-Z	2,52	1,98	1,55	2,83
MCF4-F/E-Z	4,55	2,55	2,20	4,77
MCF4-Ab/Ad-X	4,14	3,44	3,00	6,02
IFP4-F/E-Z	6,50	2,92	4,02	7,31
IFD4-F/E-Z	7,39	4,33	2,59	6,08
MCC5-F/E-Z	4,20	3,53	2,78	5,73
MCF5-F/E-Z	6,82	3,59	5,58	9,05
MCF5-Ab/Ad-X	7,83	5,11	4,29	8,13
IFP5-F/E-Z	5,09	4,56	4,00	10,28
IFD5-F/E-Z	9,80	2,57	2,22	11,96

En cuanto al test de sujeto, reflejado en las Tablas 3 y 5, se aprecia que todas las redes ofrecen resultados similares para todos los sujetos excepto para los sujetos l y 15, que son respectivamente los de tamaño de mano menor y mayor. De nuevo aparece reflejada la gran capacidad de interpolación de este tipo de arquitectura pero una mayor dificultad de extrapolación. Además, la RN1 es la que presenta, en general, menores valores de RMSE medios en los tests (Tabla 3). La Tabla 5 detalla los RMSE de cada ángulo de articulación en el test de sujeto realizado con la RN1, donde se observa que la mayor parte de los RMSE se encuentran por debajo de 10º, aunque es patente una mayor dificultad en la estimación de los movimientos de abducción/adducción en general.

Tabla 5: RMSE por ángulo de articulación para los Test de Sujeto de la RN1: agarre cilíndrico y pinza 5D.

	RMSE Test de Sujeto para la RN1 (º)															
Ángulo	**Sl**	**S2**	**S3**	**S4**	**S5**	**S6**	**S7**	**S8**	**S9**	**S10**	**S11**	**S12**	**S13**	**S14**	**S15**	**S16**
MCC1-F/E-Z	13,34	7,09	3,86	3,32	4,73	6,64	8,67	4,45	4,95	6,23	6,13	2,94	5,55	6,33	16,69	6,10
MCC1-Ab/Ad-X	9,13	10,86	3,93	8,35	8,28	3,80	15,34	6,64	9,73	5,26	17,02	8,12	5,60	7,78	9,27	5,64
MCF1-F/E-Z	6,84	9,32	12,12	9,52	4,67	15,75	10,29	8,49	16,19	5,85	14,56	6,71	5,02	8,56	10,76	9,28
MCF1-Ab/Ad-X	22,23	10,50	11,56	6,22	3,16	14,86	12,30	6,01	12,31	11,55	14,06	5,15	13,33	4,79	17,35	12,97
IF1-F/E-Z	5,98	1,76	1,40	1,22	2,21	4,00	5,71	1,73	2,07	2,89	5,53	2,31	4,40	1,98	10,85	2,84
MCF2-F/E-Z	14,95	5,53	5,56	5,29	4,78	5,29	10,53	4,73	5,65	4,44	8,25	7,15	6,27	7,93	30,46	5,62
MCF2-Ab/Ad-X	11,80	15,82	10,98	13,59	9,15	11,71	14,85	6,50	11,49	7,47	23,50	12,88	7,15	11,40	7,62	12,16
IFP2-F/E-Z	12,59	5,77	5,55	4,20	2,73	3,61	7,22	5,97	5,83	10,28	8,26	7,70	9,93	10,56	15,12	7,57
IFD2-F/E-Z	7,95	4,54	8,70	11,69	3,70	11,01	10,92	5,54	7,81	11,96	8,78	7,43	5,27	9,66	16,40	5,94
MCF3-F/E-Z	4,72	2,15	3,29	1,53	2,47	4,14	4,74	2,04	3,44	3,35	5,45	1,87	6,11	3,54	8,79	2,02
MCF3-Ab/Ad-X	10,55	7,39	8,76	11,65	4,84	11,74	6,43	7,30	7,90	4,40	8,71	6,25	4,62	8,36	3,41	8,79
IFP3-F/E-Z	1,96	6,14	4,21	13,28	6,19	8,96	3,56	3,54	7,09	3,38	8,61	5,24	7,93	4,95	18,54	5,49
IFD3-F/E-Z	17,84	7,90	3,45	5,34	9,42	8,92	5,70	8,25	3,98	15,88	20,10	6,33	6,11	8,06	39,82	6,22
MCC4-F/E-Z	3,41	5,92	1,96	2,61	2,02	2,86	3,08	3,87	1,40	4,40	4,95	2,59	2,64	2,60	6,96	3,63
MCF4-F/E-Z	5,59	8,24	5,79	3,46	4,63	3,09	3,51	3,30	4,98	3,98	7,75	3,58	4,78	3,61	29,41	4,02
MCF4-Ab/Ad-X	5,75	12,15	3,45	7,03	2,70	11,42	2,14	2,90	2,34	10,93	6,95	5,73	11,58	12,68	13,74	4,27
IFP4-F/E-Z	7,42	5,23	3,35	8,38	6,24	6,92	5,00	4,82	4,51	5,87	10,08	8,04	5,48	9,57	16,75	5,12
IFD4-F/E-Z	5,77	4,17	3,83	8,12	5,95	8,07	3,01	3,40	2,18	5,10	7,46	4,36	8,27	4,68	10,24	7,02
MCC5-F/E-Z	6,51	4,35	4,23	10,28	4,87	7,87	10,09	6,65	3,25	7,36	7,35	5,01	6,16	2,43	9,39	4,48
MCF5-F/E-Z	7,48	6,42	4,98	11,03	3,18	7,84	4,91	4,91	6,55	7,39	15,25	7,94	8,15	15,77	18,47	6,61
MCF5-Ab/Ad-X	9,00	9,73	2,28	9,08	8,75	10,00	4,01	5,06	6,46	10,05	9,17	13,64	11,12	5,46	18,34	5,43
IFP5-F/E-Z	17,24	3,18	6,57	11,16	4,40	4,89	5,93	7,27	6,09	13,53	6,83	6,43	6,53	2,70	38,17	11,52
IFD5-F/E-Z	2,75	2,32	1,05	5,82	0,97	2,68	3,95	2,66	2,06	7,48	20,26	3,34	2,77	1,89	41,33	2,95

Los resultados de predicción de PAs a partir de PPAs obtenidos pueden considerarse satisfactorios e indicativos de que sería posible realizar el control de una mano protésica avanzada de 23 GDL utilizando 7 señales de control para realizar agarres de tipo cilíndrico y pinza 5D. Este resultado pretende proporcionar líneas de actuación a la hora de abordar el diseño y el control de una mano protésica de elevados GDL de cara a ser controlada con unas pocas señales de control disponibles en un usuario.

4. Conclusiones y trabajos futuros

El presente trabajo trata de contribuir al diseño y control de manos protésicas de elevados GDL. El objetivo es determinar el mínimo número de entradas de control necesarias para que una mano protésica avanzada de 23 GDL pueda realizar actividades de la vida diaria en base a patrones posturales identificados de un estudio poblacional real y evaluar así su posibilidad de control. Para ello se parte de un conjunto de experimentos de transporte de 4 cilindros de diverso diámetro realizado por 16 sujetos con diferentes características antropométricas. A continuación se realiza un análisis de componentes principales sobre los datos de posturas de agarre con el objetivo de reducir la dimensionalidad de los agarres realizados, obteniendo 7 componentes principales (posturas propias de agarre, PPAs) que determinan las sinergias posturales producidas durante el proceso de agarre. Los datos obtenidos se utilizan para entrenar y validar una RN para la estimación de las posturas de agarre a partir de dichas PPAs con una arquitectura directa de dos capas validada con anterioridad. Los resultados de la estimación se proporcionan en términos de la raíz cuadrada del error cuadrático medio global y por articulación con respecto a la postura experimental, obteniendo resultados muy satisfactorios e indicativos de que sería posible realizar el control de una mano protésica avanzada de 23 GDL utilizando 7 señales de control para realizar agarres de tipo cilíndrico y pinza 5D.

Como trabajos futuros se plantea la implementación y evaluación mediante simulación de distintas estrategias de control de la posición de una mano de 23 GDL en base a la modulación de las PPAs obtenidas en la fase de reducción dimensional y estimación. Adicionalmente, sería posible implementar una red inversa de predicción de las PPAs en función de las PAs con el objetivo de teleoperar en tiempo real una mano protésica de 7 grados de libertad con, por ejemplo, un guante instrumentado. De esta manera podría verificarse y validarse la similitud de las posturas de agarre de la mano protésica en comparación directa con la mano real.

5. Agradecimientos

El presente trabajo está financiado por la Generalitat Valenciana a través del proyecto GV/2015/101.

6. Referencias

[1] A. Bicchi. Hand for dexterous manipulation and robust grasping: A difficult road toward simplicity, IEEE Transactions on Robotics and Automation 16 (6), (2000), 652–662.

[2] J. Aleotti, S. Caselli. Grasp recognition in virtual reality for robot pregrasp planning by demonstration, IEEE ICRA, (2006), 2801-2806.

[3] J. Romero, K. Kjelström, D. Kragic. Human-to-Robot Mapping of Grasps., Grasp and Task Learning by Imitation, Workshop en IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, (2008).

[4] L. Biagiotti, F. Lotti, C. Melchiorri, G. Vassura. Design aspects for advanced robot hands, Tutorial: Towards intelligent robotic manipulation, IEEE Intl Conf. on Intelligent Robots and Systems, (2002).

[5] W. Craelius. The bionic man: restoring mobility, Science 295, (2002), 1018-1021.

[6] C.M. Light, P.H. Chappell. Development of a lightweight and adaptable multiple-axis hand prosthesis, Med Eng Phys, 22, (2002), 679-684.

[7] J.L.Pons, E. Rocon, R. Ceres, D. Reynaerts, B. Saro, S. Levin, W. Van Moorleghem. The MANUS-HAND dexterous robotic upper limb prosthesis: mechanical and manipulation aspects, Autonomous Robots, 16, (2004), 143-163.

[8] C. Cipriani, M. Controzzi, M.C. Carrozza. Objectives, criteria and methods for the design of the SmartHand transradial prosthesis, Robotica, (2009).

[9] G.C. Matrone, C. Cipriani, E.L. Secco, G. Magenes, M.C. Carrozza. Principal components analysis based control of a multi-dof underactuated prosthetic hand, J Neuroeng Rehabil., 7:16 (2010), 1-13.

[10] G. Torres-Oviedo, L.H. Ting, (2007), Muscle synergies characterizing human postural responses, J Neurophysiol, 98,2144-2156.

[11] M. Santello, J.F. Soechting. Matching object size by controlling finger span and hand shape, Somatosensory and Motor Research, 14(3), (1997), 203.

[12] M. Santello, J.F. Soechting, Gradual molding of the hand to object contours, J Neurophysiology, 79(3), (1998), 1307-20.

[13] C.R. Mason, J.E.Gomez, T.J. Ebner. Hand synergies during reach-to-grasp, J Neurophys 86(6), (2001), 2896-2910.

[14] P. Braido, X. Zhang. Quantitative analysis of finger motion coordination in hand manipulative and gestic acts, Hum Mov Sci, 22(6), (2004), 661-678.

[15] E. Todorov, Z. Ghahramani. Analysis of the synergies underlying complex hand manipulation, Proc. IEEE-EMBS Intl Conf, (2004), 4637-4640.

[16] C.Y. Brown, H. Asada. Inter-finger coordination and postural synergies in robot hand via mechanical implementation of principal components analysis, Proc. IEEE/RJS IROS, (2007), 2877-2882.

[17] M. Vergara, J.L. Sancho-Brú, V. Gracia-Ibáñez, A. Pérez-González. An introductory study of common grasps used by adults during performance of activities of daily living, J. Hand Therapy,27,(2014), 225–234.

[18] M.C. Mora, J. Andrés, J.L. Dosdad. Modelo óseo de la mano humana en OpenSim para simulación y validación. IV Reunión del Capítulo Español de la ESB, Valencia, España, (2014).

[19] M.C. Mora, J.L. Sancho-Brú, A. Pérez-González. Hand posture prediction using neural networks within a biomechanical model. International Journal of Advanced Robotic Systems, 9 (2012): 139.

[20] J.L. Sancho-Bru, A. Pérez-González, MC Mora, BE León, M Vergara, JL Iserte, PJ Rodríguez-Cervantes, A. Morales. Towards a Realistic and Self-Contained Biomechanical Model of the Hand, Theoretical Biomechanics, Vaclav Klika (Ed.), (2011), pp. 212-240.

[21] J.L. Sancho Bru, M. Vergara, N.J. Jarque Bou, M.C. Mora, A. Pérez González. Medición del movimiento de todos los segmentos de la mano mediante videogrametría. XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Castellón, (2012).

[22] SL Delp, FC Anderson, AS Arnold, P. Loan, A. Habib, CT John, E. Guendelman, DG Thelen. OpenSim: Open-source Software to Create and Analyze Dynamic Simulations of Movement. IEEE Transactions on Biomedical Engineering. (2007)

[23] M.C. Mora, J. Andrés, J.L. Sancho-Brú. Caracterización del error en la predicción de posturas de agarre con redes neuronales artificiales, XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, España, (2014).

Biometrología trazable sin contacto

D. Muñoz Gordo[1], M.A Sáenz Nuño[2], N. Pérez Mallada[3]

[1]*Graduado Ingeniería Electromecánica por Universidad Pontificia Comillas. davidmunozgordo@hotmail.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Pontifica Comillas. msaenz@icai.comillas.edu*

[3]*Dpto. Ciencias de la Salud. Escuela Enfermería y Fisioterapia San Juan de Dios-UP Comillas. nestor.perez@comillas.edu*

La colaboración entre la metrología y la salud se presenta como una necesidad creciente en la actualidad. A partir de estos vínculos de colaboración actuales, junto con el creciente interés por la caracterización de sistemas dinámicos por parte del campo fisioterapeutico y protésico, nace el desarrollar un procedimiento de medición y caracterización de todo el sistema óseo humano, utilizando como máquina de medición un brazo de medición sin contacto láser, con el cual se realiza el escaneado de todos los huesos de un esqueleto humano. A partir del proceso de medición, se analizaron los errores producidos, destacando velados del láser, problemas en la estabilidad de estructuras de medición, geometría compleja e irregular etc. De esta manera se obtienen los ficheros de cada uno de los huesos virtualizados en un programa del ámbito de la ingeniería, que tras el desarrollo e implementación de un proceso de optimización y compatibilización en el software, se transforma la nube de puntos de la que se parte en una superficie orgánica exacta para un óptimo uso o parametrización posterior del sistema óseo digitalizado. Además, se han realizado fichas técnicas del proceso seguido con cada hueso, permitiendo reunir de manera clara y concisa todos los resultados que derivan del proceso metrológico realizado, donde la trazabilidad y estandarización del procedimiento han sido los pilares de su realización.

1. Introducción

Partiendo de este vínculo entre metrología y salud [1], durante los últimos dos años, la Universidad Pontificia Comillas, ICAI, en colaboración con la Escuela de Enfermería y Fisioterapia San Juan de Dios, se ha ido realizando el proceso de medición ósea del esqueleto humano, para su completa digitalización, caracterización, virtualización y la posible creación posterior de un modelo biomecánico a través del cual poder simular la locomoción del sistema óseo completo. Se ha caracterizado y adaptado el modelo a cada paciente a partir del uso de programas de simulación dinámica del ámbito ingenieril, con el objetivo principal de servir de utilidad a todo profesional médico en el análisis pre quirúrgico del paciente, y así poder prevenir futuros efectos secundarios en la locomoción, por ejemplo, tras la implantación de una prótesis.

Esta línea de investigación, supone una novedad ante desarrollos ya realizados por dos aspectos principales como es la atención sobre el proceso de medición y digitalización ósea, junto con un interés futuro en simulaciones dinámicas del esqueleto humano, frente a las ya muy desarrolladas simulaciones estáticas que se pueden encontrar en el estado del arte.

Analizando el estado actual e histórico de la medición ósea humana en el área médica, se observa una ausencia de procedimientos normalizados para la caracterización dimensional. En este caso, la ausencia de artículos e información ha sido un incentivo para realizar el proyecto innovador.

No es tradición en medicina la medición de los huesos, exceptuando una aproximada del perímetro de la muñeca o el codo como burdo indicador general de la estructura ósea de un individuo a la hora de interpretar los resultados de su índice de masa corporal [2]. La búsqueda pues de datos de interés, se centró en el campo de la biofísica aplicada a la biomecánica ósea, concretamente la biomecánica estática, pero en cualquier caso los datos que se pueden obtener de esos campos son relativos a propiedades físicas de los huesos en el ser humano, no específicamente de medidas de tamaño o dimensiones.

Estas observaciones orientaron a que donde se podía encontrar alguna información útil para la investigación sería en Antropometría, pero específicamente en osteometría forense. [3] En ese campo, sí se hacen unas mediciones de las dimensiones que se consideran más significativas de los huesos (al ser casi los únicos restos en los que basan sus investigaciones), con sitios específicos de medición y una nomenclatura concreta [4]. De esta manera,

un campo aparentemente alejado del objetivo del proyecto se convirtió en fuente de la escasa información registrada hasta el momento sobre la medición y caracterización ósea humana.[5][6]



Figura 1: Medición y caracterización ósea basada en la osteometría forense .[5][6]

2. Medición sistema óseo humano

2.1. Metrología tridimensional aplicada a medición ósea

El proceso realizado consistió en la medición de los huesos de un esqueleto humano completo. Se llevó a cabo utilizando un equipo láser sin contacto, ya que la geometría tridimensional compleja e irregular harían muy compleja las técnicas por contacto (típicamente por palpado). En concreto se dispuso de escaneado con el brazo de medición láser FARO de tres coordenadas. [7]



Figura 2: Esqueleto medido.

Las mediciones se llevaron a cabo en el laboratorio de metrología de ICAI, en un periodo aproximado de dos años para su medición y caracterización completa, como parte del trabajo de investigación del grupo.

2.2. Previos a la medición

Se tuvo muy en cuenta que antes de cada medición con el brazo, se debió colocar el objeto a medir (hueso, en el caso analizado) con una orientación espacial, fijación y anclaje a la mesa de medición adecuada para su posterior escáner. Se evitó cualquier movimiento relativo entre la mesa y el objeto a medir y se aseguró que la línea láser de medición llegara a todos los puntos del objeto, para poder obtener de esta manera el objeto escaneado en tres dimensiones en el software asociado de forma óptima.

Dicho paso previo no menospreció, ya que una errónea estrategia en el anclaje y sujección del hueso según su geometría, volumen, etc., provocarían importantes errores durante el proceso de medición que harían que la digitalización no fuera válida.

Por otro lado, dicha sujección debería ser tal que se permitiera un acceso lo más fácil posible a todos los puntos de interés para la medición.



Figura 3: Ejemplo de sujección del hueso pélvico.

2.3. Escaneo láser con brazo robótico tres coordenadas

Una vez establecido el procedimiento de sujección del hueso a escanear, se inició el proceso de escaneado de cada una de sus superficies.

El programa asociado al brazo láser, en el cual se fue generando cada uno de los huesos digitalizados y se realizó la optimización y compatibilización posterior de la nube de puntos y superficies, fue Geomagic Studio.[8]



Figura 4: Medición de la columna vertebral con brazo láser de tres coordenadas en el laboratorio de ICAI

2.4. Errores de medición y su solución.

- Velado del láser: Superficies generadas en la medición, no presentes en el hueso.

En la figura 5, se expone una de las primeras mediciones realizadas, en la cual se observa la aparición de unos "planos" entre diferentes superficies del hueso escaneado, que hacen que dicha medida no sea válida. Se han creado superficies que no están presentes en el hueso original, quedando así distorsionados los resultados. Este efecto es lo que denominamos velado láser.



Figura 5: Error en la medida por velado láser

Tras el análisis de dicho efecto, se observó la repetición de esta tipo de errores en zonas donde se presentaba una geometría compleja, como pueden ser *recovecos*, *zonas de entrantes y salientes* en un espacio reducido del hueso, etc.

En general se trataba de un error asociado a que el ancho de la cortina del laser de medición (de longitud aproximada 10 cm), podría estar escaneando al mismo tiempo zonas del hueso a distintas distancias, áreas con ángulos de reflexión y materiales diversos o muy probablemente reflexiones múltiples, pero tratarlos como una única. Estos problemas han sucedido especialmente en los escaneos realizados al cúbito-radio y a la tibia-peroné.

La posterior selección manual de dichos planos para su eliminación no fue una tarea excesivamente compleja, aunque sí laboriosa, y se realizó con precisión para eliminarlos, figuras 6 y 7.

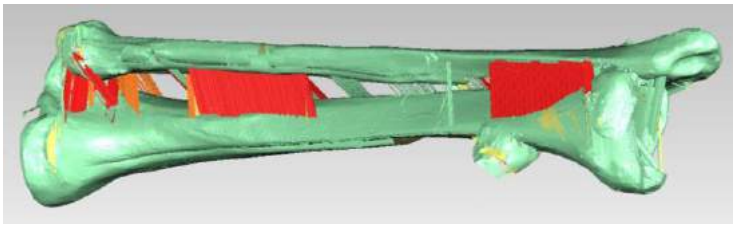


Figura 6: Eliminación de errores por velado del láser

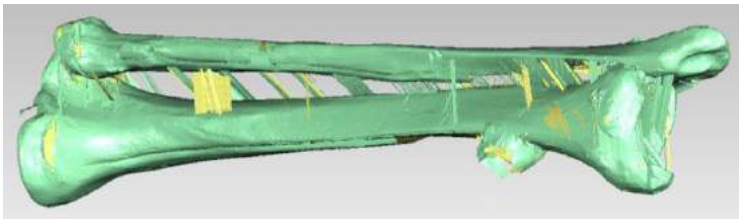


Figura 7: Resultado eliminación parcial de errores por velado láser

No obstante, convino reducir la luminosidad de la sala de medición y seguir un procedimiento de medición más minucioso, realizando movimientos más lentos y progresivos. Con ello disminuyó el número de dichos planos y su tamaño.

- Desplazamientos relativos no deseados durante el proceso de medición.

Sin lugar a dudas, el problema más grave durante el proceso de medición se produjo durante los desplazamientos relativos entre el hueso a escanear y la mesa de medición fija solidaria al brazo de medición, sistema de referencia de la medición.

El brazo de medición láser estaba anclado a una mesa móvil de medición. El hueso a medir se colocaba sobre la mesa del bloque solidario al brazo, con un volumen de medición total aproximado de 1,2 m^3, más que suficiente para el objeto del presente trabajo.

Una vez colocado cada hueso a medir de manera óptima para su completo escaneado, se aseguró que no existiera ningún movimiento relativo durante la medición. Dichos procesos podían llegar a durar entre 1 hora y 1,30 horas para una persona familiarizada con el manejo del brazo de medición.

Los errores más frecuentes fueron los debidos a este movimiento relativo, originando una nueva superficie desplazada de la original. Cabe resaltar que dicho error no pudo ser resuelto a posteriori ni corregido de los resultados. Por ello, su aparición conllevaba la realización de la medición de nuevo, y en muchos casos no se detectaba hasta una fase muy avanzada de la medición.

A todo esto había que añadir que por tratarse de un sistema manual de medición, la complejidad de la medición era mayor.

En la figura 8 y 9 se observa, en la zona cercana a la rótula del femur, una medida donde se conjugaron el error de desplazamiento relativo y velado láser.

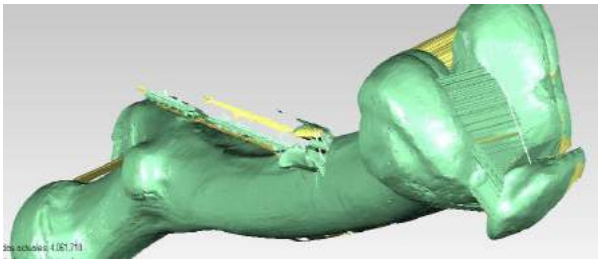


Figura 8: Error en medición por desplazamiento relativo y velado láser

En este tipo de casos, en primer lugar se analizó el velado del láser.

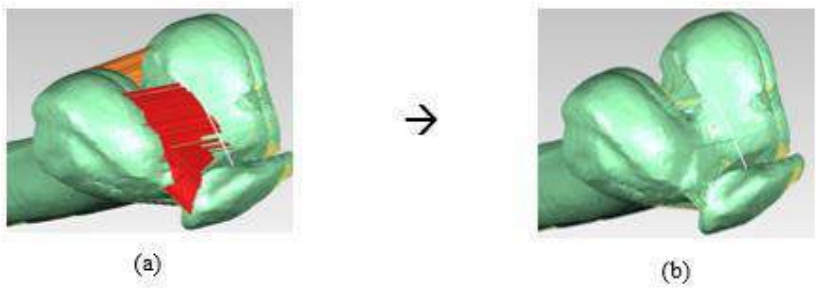


Figura 9: "Corrección" del velado

Si tras dicho tratamiento, se seguía observando la duplicidad de superficies, nos veíamos obligados a desechar la medición y repetir el proceso.

Podría pensarse en un filtrado de la información, pero el coste en incertidumbre y pérdida de precisión, desaconsejó dicha práctica, frente a la realización de una nueva medida. Es por ello, que de cada hueso se han realizado al menos 5 mediciones, dilatando en el tiempo el trabajo realizado.

- Problemas y diferencias de escaneado por diversos materiales y colores.

En el presente trabajo, se tuvo en cuenta la influencia del material y del color del mensurando con el propio equipo de medición láser del laboratorio de ICAI, partiendo de caracterizaciones previas que se habían llevado a cabo con el mismo sistema.

Esto se tuvo muy en cuenta en mediciones sobre la unión de los huesos de la pelvis, los discos situados entre cada vértebra y la unión de las costillas superiores con el esternón. (figura 10).

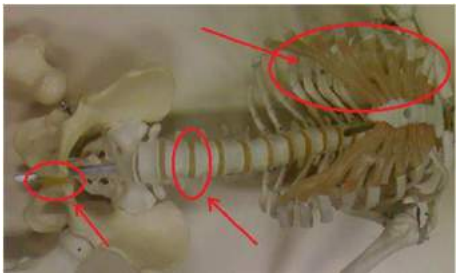


Figura 10: Partes del esqueleto con problemas por variaciones en la reflexión del láser por distintos materiales.

En este caso, no se trataba de un problema de cambio drástico de color, sino que la variación del material implicaba un comportamiento distinto en la reflexión del haz. El material presente en los huesos es totalmente opaco a la luz, produciendo una determinada reflexión del láser. Sin embargo, el otro material traslúcido a la longitud de onda (color rojo), daba lugar a una reflexión claramente distinta, pero no diferenciada en la medición directa del sistema.

Un ejemplo muy claro se expone en la figura 11, con la pelvis y los discos entre las vértebras de la columna. La digitalización de dichas zonas es de peor calidad, ya que sólo se escaneán parte de ellas, hay puntos dispersos, etc.

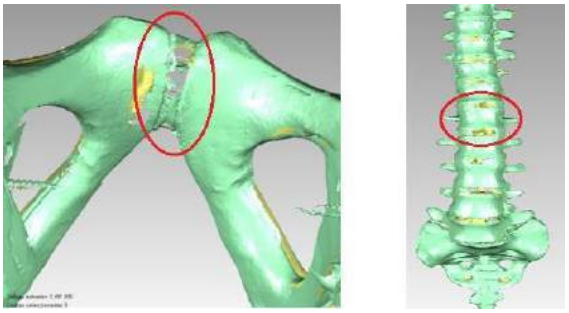


Figura 11: Errores en medición de zonas de material traslúcido (representación de cartílagos)

En la situación presentada, una peor resolución en el escaneo de dichas zonas no supuso realmente un error significativo, pues se trataban de zonas no críticas para el objetivo principal del trabajo, virtualización de los huesos. Así que a través de comandos del propio Geomagic, se pudieron aproximar dichas zonas. Estas particularidades hacen que se tenga que prestar una especial atención a la limpieza inicial y analizar cambios en densidades, porosidad y reflectividades en los huesos.

3. Modelado de superficies y generación de modelos exportables

Una vez realizado el escaneado de cada uno de los huesos del esqueleto, se procede de forma sistemática a tratar con el programa Geomagic Studio, la nube de puntos que conforma cada hueso obtenido. Dicho proceso es necesario para poder exportar posteriormente el hueso digitalizado a otros softwares del ámbito de la ingeniería, al haberse convertido la nube de puntos inicial en una superficie exacta.

Se ha desarrollado un proceso sistemático en el tratamiento de estas nubes de puntos tan complejas y una propuesta para la exportación a otros programas de simulación dinámica que ha funcionado francamente bien. Dicho formato es ahora compatible con paquetes como SolidWorks.[9]

Se comprobó que la herramienta habitual de parametrización de superficies disponible en muchos paquetes, entre ellos design.X, etc, acababa introduciendo errores de tal magnitud, que el tratamiento posterior se hizo más costoso que el método que se propone.

3.1. Nube de puntos original

Tras una medición minuciosa con el brazo laser, la nube de puntos puede alcanzar varios millones de puntos, tal y como se observa en la siguiente figura, donde el hueso pélvico consta de más de 1.400.000 puntos.

Este número tan alto de puntos para cada hueso obliga a realizar un tratamiento de la nube que haga viable trabajar posteriormente con los modelos. Si no se realiza, posteriormente al guardar el documento con la extensión .iges, compatible con el resto de softwares ingenieriles, cada archivo puede llegar a ocupar más de 20 Gbytes, lo que le hace inoperativo para aplicaciones posteriores.

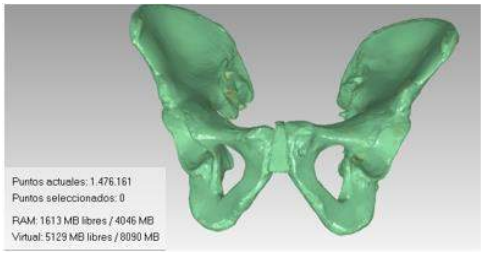


Figura 12: Nube de puntos original del hueso pélvico tras escaneado láser

La tolerancia en las medidas obtenidas mediante el brazo de medición laser es en todos los casos menor a las 100 µm, por lo que la disminución del número de puntos por filtrado en ningún caso acarreó un empeoramiento significativo en la precisión del modelo óseo digitalizado. Esta verificación se contrastó con los juegos de BPL's de cerámica y carburo de tungsteno calibrados del laboratorio.

Si el escaneado se hubiera hecho de forma demasiado rápida, sí podría haber dado como consecuencia un problema la reducción de puntos, pero nuestras medidas se hicieron con suficiente cuidado para que no lo fuera. Se utilizó el comando *Combinar objetos de puntos* reduciendo el número de puntos en torno al 30% del original. Ello dio lugar a archivos de tamaño mucho más manejable y de suficiente calidad.

3.2. Mallado y triangulación de la nube de puntos. Comando Wrap

Tras tratar la nube de puntos obtenida, se realiza con cada hueso escaneado un proceso sistemático de transformación de dicha nube de puntos en una superficie mallada triangulada, originando una superficie ósea. (Comando *Wrap* en software Geomagic)

Se pueden ajustar en las opciones del comando el máximo número de triángulos para poder reducir el tamaño posterior del documento a costa de perder resolución en el modelo.

3.3. Comando superficies exactas

Con el comando *superficies exactas*, se prepara el modelo para convertir un objeto poligonal en un objeto de superficies exactas, superficies que coinciden exactamente con el objeto tal y como está construido. Debido a la

geometría de los huesos escaneados, es preciso seleccionar Tipo de geometría "*Orgánico*". Si se selecciona un tipo de geometría mecánico, que es al que el programa opta por defecto, los ángulos cerrados, vértices y cambios de superficie bruscos de los huesos serán relajados de manera errónea. Sin embargo, al indicar que se trata de una geometría orgánica, el programa modifica los parámetros de formación de la superficie exacta, mejorando en muchas ocasiones el aspecto final. Se comprobó que la variación en las superficies no excedía los 0.1 mm de precisión deseada, siendo por tanto el método válido para nuestra aplicación.

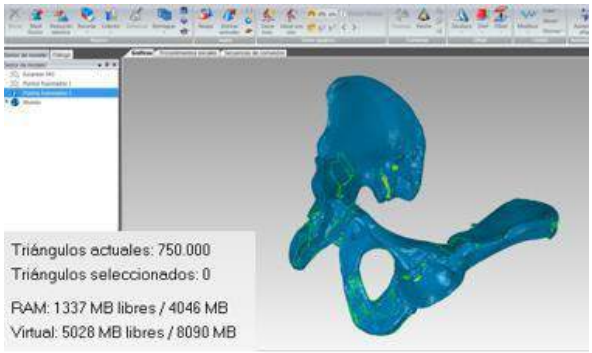


Figura 13: Resultado hueso pélvico triangulado

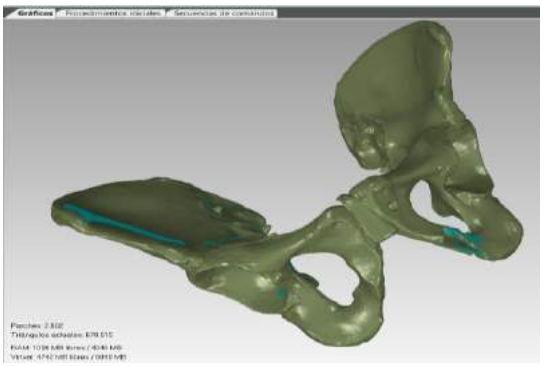


Figura 14: Modelo digitalizado con superficies exactas tras el proceso de superficies exactar

El modelo obtenido tras el proceso realizado con el programa Geomagic, ha permitido optimizar cada hueso del sistema óseo y compatibilizarlo para un uso posterior en un programa de ámbito de simulación y caracterización ingenieril.

4. Análisis de resultados y líneas futuras

A partir de las conclusiones de este trabajo, se introducen importantes avances en el área de la bio-ingeniería, dentro del modelado humano uniendo los conocimientos médicos juntos con los avances de la ingeniería. Esto supone un primer hito a desarrollar en líneas futuras de diversas áreas de investigación biomecánica tales como la caracterización y creación de una biblioteca ósea, implementación de ensamblajes biomecánicos, simulación dinámica del sistema óseo humano, entre otras.

En las líneas futuras de este proyecto, si las aplicaciones lo requerien, se podría normalizar una parametrización de las superficies óseas obtenidas, basándose por ejemplo en la osteometría forense. [10] [11]

Como se ha expuesto anteriormente, por los equipos y procedimiento seguidos, se asegura una variación máxima inferior de 100 µm en cada escaneo óseo completo. Este es un valor totalmente aceptable para los objetivos finales de la virtualización. No se requiere una precisión estricta, ya que luego el del modelo óseo es ser redimensionado para adaptarlo a distintas razas, edades, etc. Por ello, esta precisión obtenida permite sin duda ofrecer un modelo adecuado del sistema óseo humano, digitalizado y optimizado para poder ser utilizado en softwares de modelado y simulación dinámica en posibles líneas futuras.

El método presentado no se caracteriza por su simplicidad, dado que la complejidad geométrica ósea induce a un proceso de medición más minucioso, junto con una caracterización de las superficies óseas mas rigurosa. La ventaja del método propuesto, radica en la posibilidad real de poder establecer un proceso de medición metrológico de las superficies óseas, y su posterior proceso de compatibilización establecido de estos huesos digitalizados para ser usados en programas de simulación estático y dinámico. Por ello, es una realidad en el contexto biometrológico, que otras técnicas no han sido usadas hasta el día de hoy para la medición ósea, siendo pionera en ese aspecto la técnica desarrollada.

Para no presentar una simple sucesión de imágenes y descripciones de lo realizado, se ha realizado una ficha técnica resumen de cada uno de los huesos escaneados con el brazo de medición laser, presentando la información y ficheros obtenidos de una forma más visual. Así se sintetiza el proceso seguido y los resultados concluyentes de cada proceso de escaneado, implementando una mejor manera de búsqueda y análisis posterior por parte de otros especialistas o interesados. Se realiza siguiendo la "clasificación de instrumentos de metrología dimensional", del SCI. (Sistema de Calibración Industrial, método extendido a nivel industrial)

En dichas fichas se reúne una breve información teórica sobre cada hueso medido, [12] observando una de las partes fundamentales del proceso de escaneo como es la creación de la estructura que soportará el hueso durante la medición. Además se sintetizan los problemas o precauciones especificos de cada caso analizados durante las mediciones, pudiendo observar el modelo final de dicho hueso en el programa asociado Geomagic.

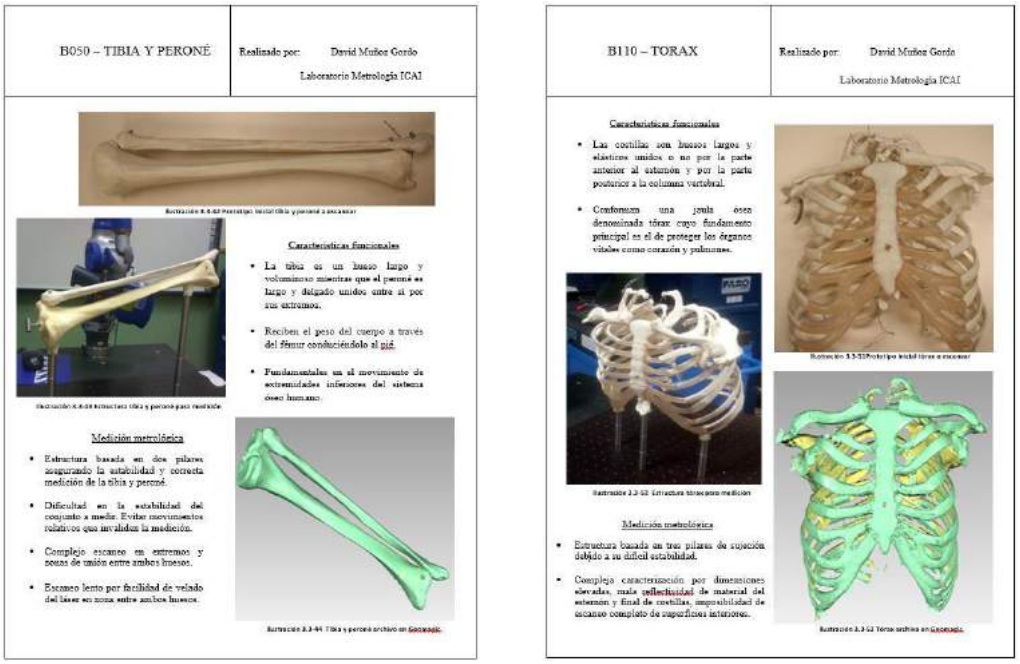


Figura 15: Fichas técnicas resumen del proceso de medición del sistema óseo humano

5. Referencias

[1] CEM. (s.f.). Metrología y salud, CEM. de CEM: www.cem.es/Metrologia-y-salud-html

[2] Muñoz de Unamuno, J. Proyecto de investigación Biomecánica: Presente y líneas futuras. (20 de Mayo de 2014).

[3] Asociación Española de Antropología y Odontología Forense. Recomendaciones en antropología forense. Madrid. (2013).

[4] Bräuer, G. Anthropometrie. Stuttgart. (1988).

[5] Ubleaker. Standards for Data Collection from Human Skeletal Remains. (1994).

[6] Gustav Fischer, "Anthropologie" Handbuch der vergluchenden Biologie und Mauschen, Stutgart New York, ISBN: 3-437-30505-0

[7] FARO. Escaneado por láser. FARO Whitepaper. (17 de Mayo de 2010).

[8] GEOMAGIC Studio. Información sobre comandos específicos en www.geomagic.com y tutorial-geomagic-studio.pdf

[9] SolidWorks 3D CAD Design. Información sobre comandos y simulación en www.solidworks.es/com con tutoriales especializados.

[10] Krenzer, U. Compendio de métodos antropológico forenses (Vol. Tomo 1). Guatemala. (2006).

[11] Moises Villa, A. Rasgos históricos de la Antropometría forense. Divulgación antropológica forense. (2014).

[12] Guede, D, González, P, & Caeiro, J.R. Biomecánica y hueso: conceptos básicos y ensayos mecánicos clásicos. Osteoporosis y metabolismo mineral.del documento. (2013).

Análisis experimental y numérico del comportamiento de un fémur artificial

M. Marco Esteban[1], E. Giner Maravilla[2], R. Larraínzar Garijo[3], J.R. Caeiro Rey[4], M.H. Miguélez Garrido[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mimarcoe@ing.uc3m.es, mhmiquel@ing.uc3m.es*

[2]*Dpto. de Mecánica y de Materiales. Universitat Politècnica de València. eginerm@mcm.upv.es*

[3]*Servicio de Cirugía Ortopédica y Traumatología. Hospital Universitario Infanta Leonor. rlarrainzar@gmail.com*

[4]*Servicio de Cirugía Ortopédica y Traumatología. Complejo Universitario de Santiago de Compostela. jrcaeiro@telefonica.net*

El fémur humano ha sido ampliamente estudiado desde hace muchos años de manera experimental con análisis in vitro, y ahora, gracias a los avances de la informática, también es posible su análisis de manera numérica. Algunos autores han demostrado la capacidad del método de los elementos finitos para predecir el comportamiento mecánico de este hueso tan importante en el cuerpo humano, pero todavía son muchas las posibilidades recurriendo a la sinergia entre el método de los elementos finitos y los ensayos experimentales. En este trabajo se realizan ensayos experimentales en un fémur artificial y varios modelos numéricos del mismo. Mediante el modelo numérico se pretende reproducir el comportamiento elástico del fémur y también su proceso de fractura, el cual va a ser simulado a través de diferentes métodos numéricos disponibles hoy en día. Mediante este análisis se desea obtener un patrón de fractura lo más realista posible para así poder realizar modelos similares con fémures reales en un futuro. Un objetivo secundario que se pretende mostrar en este trabajo es el de la importancia de las propiedades mecánicas que se asignan al modelo numérico en este tipo de trabajo. Estas propiedades han sido implementadas en nuestro modelo a partir de ensayos experimentales de distintas partes del fémur.

1. Introducción

Por todos es sabido que la fractura de cadera es un problema muy habitual en la sociedad actual, y que esto en parte se debe al envejecimiento de la población. Acorde con la última información oficial disponible dentro de nuestro país [1], en España se registraron un total de 487.973 casos de fractura de cadera entre los años 1997 y 2008. Habitualmente en este tipo de patologías existe un predominio femenino en relación 3:1 [2] y la incidencia aumenta con la edad (en 1997 la edad de los pacientes era de 78,07 años, mientras que en 2009 aumentó a 80,46 años). Hay que reseñar que la fractura conlleva, además, una alta tasa de mortalidad aguda intrahospitalaria (4,71-5,85%) así como al año de la misma (25-33%) [3], además de problemas que pueden surgir a partir de esta operación, como puede ser una invalidez total o parcial.

Aproximadamente el 90% de las fracturas de fémur se producen por una caída [4] y la mayoría ocurren en la zona intertrocantérica (o región extracapsular). Este tipo de fractura suele repararse mediante un clavo intramedular para proporcionar estabilidad al hueso y para evitar la pérdida de riego en el resto del fémur. En el caso de las fracturas intramedulares (más cercanas a la cabeza del fémur) se suelen reparar mediante una prótesis de cabeza de fémur.

La fractura del fémur en los pacientes es hoy en día un reto en el ámbito cientifico, tanto desde el punto de vista médico como desde un punto de vista más biomecánico. Dentro del ámbito de la ingeniería mecánica y de la mecánica de la fractura el método de los elementos finitos puede ser de gran utilidad en este tipo de problemas para predecir tanto un comportamiento del fémur en su régimen elástico como la propagación de las fisuras. Este método en conjunto con ensayos experimentales controlados en los que se adquieran datos tales como deformaciones en la superficie del fémur o cargas de rotura puede crear una sinergia muy beneficiosa entre ambos análisis [5], donde cada uno de ellos puede aportar distintos aspectos muy importantes al análisis global y contribuir a obtener un buen resultado del problema que se plantea.

El fémur humano ha sido estudiado por numerosos autores en revistas científicas debido a la gran importancia de este hueso dentro de la biomecánica del cuerpo humano y a las numerosas fracturas de cadera que se producen

como ya se ha explicado anteriormente. En la mayoría de este tipo de estudios se analiza de manera experimental el campo de deformaciones generado sobre la superficie del fémur según diferentes configuraciones de carga. Mediante este método es fácil estudiar las zonas más críticas del fémur y lo que es más importante, poder validar modelos numéricos con gran precisión. En cuanto a las configuraciones de carga (ángulo de aplicación de la carga sobre la cabeza del fémur) la mayoría de estudios [6-8] analizan el fémur bajo la carga producida durante la posición normal del individuo. Gracias a estos ensayos experimentales ha sido posible comprobar que el fémur humano tiene un comportamiento lineal hasta que se produce su fractura bajo cargas fisiológicas [7] y además estudiar sus cargas de rotura o de rigidez global [5,8].

A través de los datos adquiridos en este tipo de ensayos experimentales se pueden validar modelos numéricos propios de cada uno de los fémures. A partir de una Tomografía Axial Computarizada (TAC) el modelo numérico del fémur puede ser generado siendo posible así establecer unas propiedades mecánicas dependientes de la densidad ósea (la cual se puede calcular a partir de relaciones matemáticas [9,10]). Este paso es muy importante a la hora de generar el modelo numérico, ya que se puede generar de manera muy precisa la anatomía del hueso y sus propiedades mecánicas (tanto elásticas como de fractura). Así se consigue que el modelo numérico sea capaz de captar la heterogeneidad del fémur la cual puede afectar tanto de manera global a la rigidez del fémur como de una manera local al tipo de fractura que se produce.

En este trabajo en concreto se va a analizar un fémur artificial, sujeto ya estudiado en la literatura [11-14] y el cual posee un comportamiento similar a un hueso sano humano [13]. Este tipo de especímenes han sido muy empleados por distintos autores debido a que no está compuesto por material biologico, por lo que facilita su tratamiento y conservación. Así que puede servir como base para un primer estudio en el que algunas de las variables estén más controladas (materiales homogéneos y propiedades mecánicas constantes).

Por lo tanto, el principal objetivo de este trabajo es el de analizar el fémur artificial en tres aspectos principales: su comportamiento en régimen elástico, su carga de rotura y su patrón de fractura. El régimen elástico será estudiado a partir de un ensayo experimental adquiriendo datos de deformaciones en galgas extensiométricas y comparándolas con las obtenidas en un modelo numérico generado a partir de un TAC. La carga de fractura del fémur será analizada calculando previamente la deformación de fallo del material cortical del hueso para así poder usar este parámetro posteriormente en el modelo numérico (hasta ahora no ha sido calculado en la literatura). Finalmente se estudiará la fractura del fémur y se modelará ésta numéricamente mediante distintos métodos basados en los elementos finitos.

2. Trabajo experimental

En el trabajo experimental se empleó un fémur artificial el cual presenta un comportamiento similar a un fémur humano sano [13]. Se trata de la cuarta generación de fémures artificiales (Modelo Nº 3406, Sawbones, Pacific Research Laboratories Inc., Vashon, EEUU) (Figura 1-izqda). Este especimen está formado por dos materiales bien diferenciados, los cuales simulan el hueso cortical y el hueso trabecular. Como ya se ha comentado anteriormente, a este fémur se le realizó un TAC para obtener su geometría y posteriormente se realizaron ensayos experimentales.

2.1. Obtención de la geometría a partir del scanner

El scanner se llevó a cabo en el Hospital Universitario Infanta Leonor (Madrid) con un scanner de la marca SIEMENS, modelo Somaton. La resolución del scanner fue de 0.44 mm en el plano transversal y un espesor de cortes de 1 mm (Figura 1-centro). A partir de este scanner es posible generar la geometría del fémur con una gran calidad superficial, además de poder diferenciar sus dos materiales (hueso cortical y hueso trabecular) debido a su diferencia de densidades (mostradas en el scanner como unidades Hounsfield). El tratamiento de la imagen, la segmentación del scanner y la generación de la malla fue llevada a cabo a partir del software ScanIP (Simpleware, Exeter, UK). Finalmente se obtuvo una superficie exterior formada por 650000 triángulos (Figura 1-dcha) y mediante el mismo programa se generó la malla del modelo numérico, la cual se mostrará más adelante.

2.2. Caracterización mecánica del hueso

Las propiedades mecánicas en un material como es el hueso son muy importantes, tanto las propiedades mecánicas elásticas como las propiedades de fractura del material. Una adecuada obtención de estas propiedades es importante para así poder utilizar estas variables en el modelo numérico y obtener unos resultados lo más realistas posibles. En este apartado se va a obtener el módulo de Young del hueso cortical del fémur artficial

analizado (material el cual aporta la mayoría de la rigidez al especimen) y la deformación de fallo de este material (ya que de este parámetro dependerá la carga de rotura del fémur).

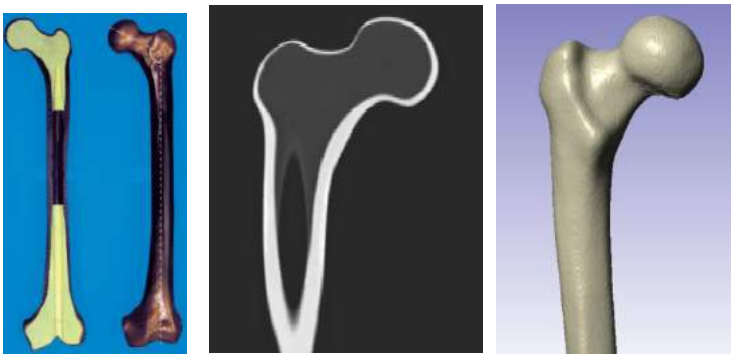


Figura 1: Fémur artificial. Izqda: corte frontal y exterior; Centro: scanner de la zona proximal; Dcha: geometría superficial obtenida del scanner.

Cálculo del módulo de Young del hueso cortical

Mediante ensayos a tres puntos fue posible obtener el módulo de Young del hueso cortical (parámetro que posteriormente se empleó en el modelo numérico). Cuatro especímenes con forma de viga prismática (Figura 2-izqda) fueron extraídos de la diáfisis del fémur y mecanizados para realizar ensayos a tres puntos (Figura 2-dcha).

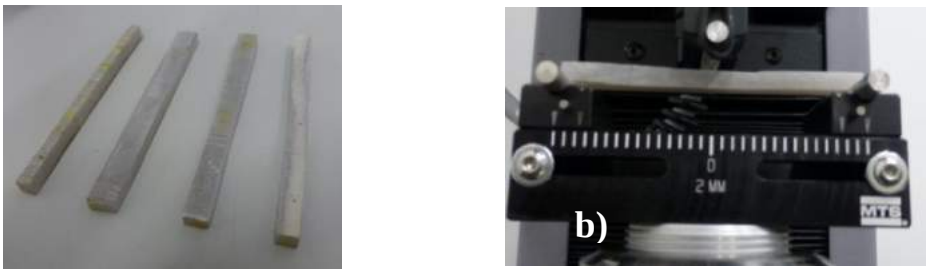


Figura 2: Ensayos para obtención de E de hueso cortical. Izqda: Probetas extraídas de la diáfisis; Dcha: Probeta para el cálculo del módulo de Young en ensayo a tres puntos

Los tests fueron llevados a cabo en una máquina de test electrónica (MTS Criterion C42.503, con célula de carga de 100 N). La carga sobre la sección central de la probeta se fue aplicando de manera gradual a una velocidad de 0.05 mm/s para así poder considerar un régimen cuasiestático. Asumiendo un comportamiento elástico e isótropo el módulo de young se puede obtener a través de la flecha en la zona media de la probeta mediante la ecuación:

$$E = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot d \cdot I} \tag{1}$$

Donde P es la carga, L la longitud entre los soportes e I es el momento de inercia. La carga fue aplicada de manera progresiva hasta alcanzar los 90 N y durante la aplicación se registró la fuerza y el desplazamiento en la zona media en cinco ocasiones para así obtener un mayor número de datos. Finalmente se estimó un módulo de Young de 10400 MPa con una desviación estándar de 1071 MPa.

Cálculo de la deformación crítica del hueso cortical mediante ensayo a tres puntos

La deformación crítica ($\mathcal{E}_C$) es un factor muy importante, ya que marcará el inicio de la fractura en el fémur. Ya que este parámetro no es proporcionado por la empresa ni aparece en la literatura se ha calculado en este artículo mediante ensayos a tres puntos. Para ello se mecanizaron seis probetas extraídas de la diáfisis y se les realizó una muesca en el centro (Figura 3-centro). Mediante esta muesca se consigue que las deformaciones principales máximas se den en la zona central de la probeta y así se produzca la fractura en esa zona.

La carga se aplica de manera progresiva hasta alcanzar el fallo de la probeta (con una velocidad en el actuador de 0.1 mm/s para así poder considerar el ensayo cuasiestático). La fractura se produjo en la zona central en todas las probetas (figura 3-dcha). Una vez que se obtuvo la carga de fractura se generó un modelo numérico para cada una de las probetas con las dimensiones de cada una (Figura 3-izqda) y se calculó la deformación principal

máxima en ese punto, la cual puede ser considerada la deformación crítica de inicio de fallo en el hueso cortical. Este modelo de elementos finitos se explicará en el Apartado 3.1.



Figura 3: Ensayos para la obtención de $\mathcal{E}_c$. Izqda: Esquema con las dimensiones de la probeta con muesca; Centro: Probeta para el cálculo de la deformación de fallo en ensayo a tres puntos; Dcha: Punto de fractura en la zona central.

2.3. Ensayo mecánico del fémur

Con el fémur artificial se realizaron dos ensayos mecánicos distintos: uno para medir la rigidez global del fémur en forma de deformaciones sobre la superficie en el rango elástico de éste, y otro para analizar la carga de rotura y patrón de ésta.

Test de rigidez global

Este tipo de ensayos son realizados a menudo, ya que dan una idea general de la rigidez del fémur, y permiten validar el modelo numérico midiendo la deformación en diferentes puntos. Mediante una prensa hidraúlica se le aplicó una fuerza sobre la cabeza del fémur formando 8º con la diáfisis, la cual está considerada una carga en posición normal [5]. Se aplicaron tres cargas diferentes para así obtener un mayor número de datos (250 N, 500 N y 750 N) y se realizaron mediciones de las deformaciones sobre la superficie del fémur mediante ocho galgas extensiométricas pegadas en la superficie del fémur (Figura 4-izqda.).

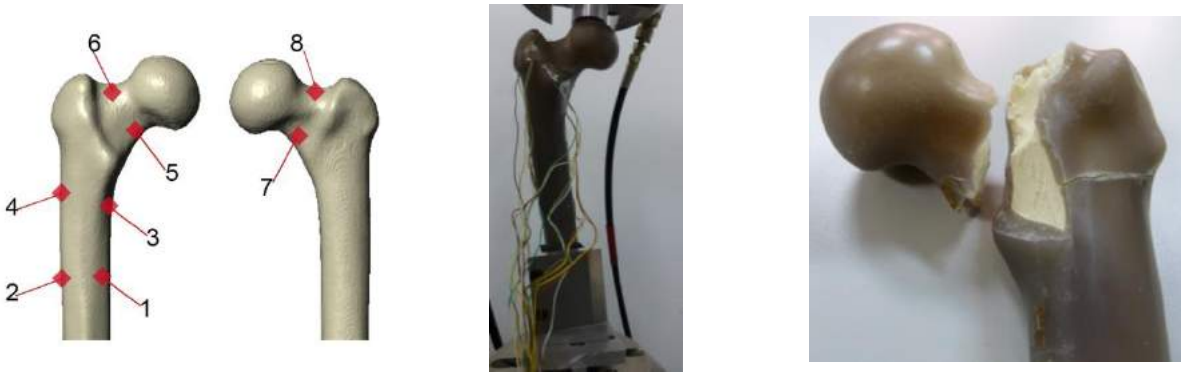


Figura 4: Izqda: Colocación de las distintas galgas; Centro: Fémur en el utillaje con las galgas; Dcha: Fractura producida en posición normal

Test de fractura del fémur

Finalmente se aplicó carga sobre la cabeza del fémur en la misma posición normal [5] hasta que se produjo la fractura del fémur (Figura 4-dcha). La carga se aplicó a una velocidad de 0.3 mm/s y la fractura se produjo en la zona superior del cuello femoral, a una carga igual 6330 N. Los resultados obtenidos en los modelos numéricos en cuanto a la carga de fractura se presentarán en la siguiente sección.

3. Modelos numéricos

A continuación se van a explicar los dos modelos numéricos desarrollados para este trabajo: uno para analizar la deformación máxima principal en las probetas ensayadas previamente y otro para analizar las deformaciones y la fractura final del fémur.

3.1. Modelo numérico de las probetas con muesca

Modelo numérico de las probetas con muesca

Para obtener la deformación principal máxima en las probetas con muesca ensayadas en la sección 2.2 se realizaron 6 modelos (uno para cada probeta) con las dimensiones correspondientes de cada uno. Los modelos en dos dimensiones fueron desarrollados en la herramienta Abaqus/CAE, considerando deformación plana y elementos cuadrilateros cuadráticos (código CPE8R en Abaqus). Para el tamaño del elemento se realizó un análisis de sensibilidad de la malla previo, y finalmente se emplearon elementos de 0.25 mm en la zona de la muesca. Aplicando la carga de fractura obtenida para cada una de las probetas se obtuvo la deformación máxima principal en la sección media de la probeta (Figura 5). Finalmente se obtuvo una deformación crítica media de 0.0165 con una desviación estándar de 0.0014.

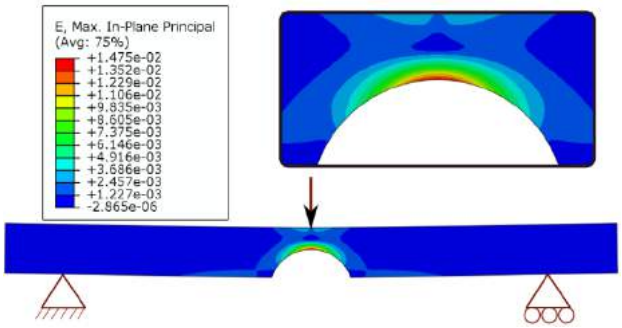


Figura 5: Modelo numérico de las probetas con muesca, campo de deformaciones máximas principales.

a) Modelo numérico del fémur

Como ya se ha explicado anteriormente, el modelo numérico del fémur completo fue desarrollado a partir de la herramienta ScanIP. La geometría fue extraída del scanner y mediante el software se generó la malla del modelo, la cual estaba formada por elementos tetraédricos cuadráticos (código C3D10 en Abaqus). En cuanto a los tamaños de malla se estableció un tamaño de 4 mm en la zona de la diáfisis, 2 mm en la zona proximal y una zona más refinada de 1 mm en el lugar donde se esperaba que apareciera la fractura. Con estas dimensiones el modelo finalmente estaba compuesto por 184400 elementos (Figura 6-izqda).

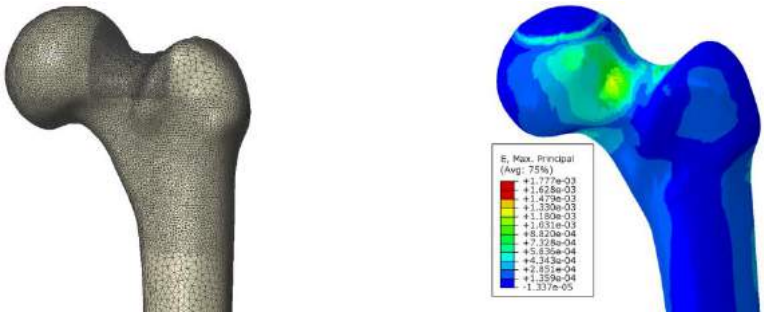


Figura 6: Modelo numérico del fémur. Izqda: Malla del modelo con zonas refinadas; Dcha: Campo de deformaciones para una carga de 750N

Aunque no se muestra en la figura el modelo numérico incluye el utillaje empleado en los ensayos experimentales, ya que durante el desarrollo de este trabajo se ha comprobado que influye en las deformaciones obtenidas en torno a un 10%. Las propiedades mecánicas aplicadas en este modelo se resumen en la Tabla 1. Los valores que aparecen con un asterisco (*) han sido calculados experimentalmente en este mismo trabajo.

Tabla 1: Propiedades mecánicas empleadas en el modelo numérico.

Propiedad	Hueso trabecular	Hueso cortical
Densidad (g/cm^3)	0.27	1.64
Coef. Poisson	0.3	0.3
Módulo de Young (MPa)	155	10400*
Deformación de fallo	0.0387	0.0165*

4. Resultados

4.1. Régimen elástico y carga de rotura

En la Figura 7 se muestran los resultados obtenidos en las deformaciones (ensayo experimental y modelo numérico, 8 bandas por 3 estados de carga). El error medio entre deformaciones experimentales y numéricas fue del 15%, el cual es muy razonable comparado con otros trabajos [8]. Los resultados muestran una buena tendencia y la correlación cuadrática muy cercana a la unidad muestra la linealidad del fémur bajo estas cargas como también determino [7].

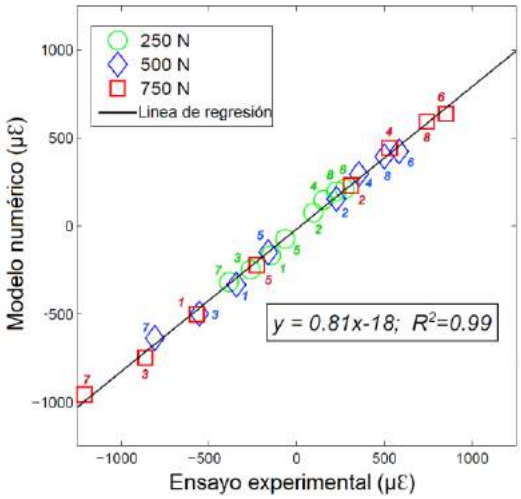


Figura 7: Comparación de las deformaciones obtenidas en el modelo numérico y en los ensayos experimentales. El número al lado de cada punto indica el número de galga extensiométrica (ver posición en Figura 4-izqda).

En cuanto a la carga de fractura ésta se obtuvo analizando en qué momento se alcanzaba en alguna zona del hueso cortical la deformación crítica calculada anteriormente ($\mathcal{E}_c$=0.0165). La carga a la que se alcanzó este valor fue de 6069 N, mientras que en el ensayo experimental fue de 6330 N, lo cual supone un error considerablemente bajo (menor del 5%). En este aspecto es donde se observa la importancia de la deformación crítica, la cual marca el inicio de la fractura y por tanto la carga de rotura del fémur.

4.2. Modelado de la fractura

Un aspecto muy importante desde el punto de vista clínico es el tipo de fractura que se produce en el fémur. Principalmente existen dos tipos de fractura: intracapsulares (cerca de la cabeza femoral) y extracapsulares (más alejadas de la cabeza femoral). Esto es importante debido principalmente al tipo de cirugía que se aplica en cada uno de los casos. Debido a la importancia de este aspecto se ha modelado la fractura mediante distintos métodos disponibles hoy en día, para analizar los distintos resultados obtenidos y también con cuál de ellos es posible generar fisuras más grandes. A continuación se explica cada uno de los métodos empleados:

eXtended Finite Element Method: mediante este método es posible la generación de fisuras sin necesidad de remallar el modelo, esto se realiza mediante el enriquecimiento de los elementos al añadirles grados de libertad adicionales. Como criterio de iniciación de la fisura se ha empleado el de la máxima deformación principal (en este caso el valor de $\mathcal{E}_c$=0.0165 calculado anteriormente), usando la técnica de VCCT (Virtual Crack Closure Technique) con un modo mixto basado en la ecuación de Benseggagh-Kenane. En cuanto a los valores de energía críticos necesarios para este método han sido calculados a partir de las siguientes expresiones utilizadas en otros artículos[8] los cuales dependen de la densidad del hueso:

$$K(N\,m^{-1.5}) = 0.7413 \cdot 10^6 \cdot \rho^{1.49} \tag{2}$$

$$G(J\,m^{-2}) = (K^2/E) \cdot (1-\nu^2) \tag{3}$$

$$G_{IIC}/G_{IC} = G_{IIIC}/G_{IC} = 0.33 \tag{4}$$

Degradación de propiedades mecánicas: este método consiste en disminuir las propiedades mecánicas (módulo de Young) de los elementos hasta un valor mínimo a medida que la fisura se propaga. Esto es algo similar a la eliminación de elementos, solo que degradar las propiedades es posible en Abaqus Standard mientras que la eliminación de elementos no lo es debido a los problemas de convergencia que genera. Para aplicar este método se ha desarrollado una subrutina del tipo USDFLD la cual disminuye las propiedades mecánicas de los elementos dependiendo de una variable de estado. En este caso esa variable de estado se corresponde con la

deformación crítica calculada anteriormente. En este caso se ha realizado una simulacion disminuyendo las propiedades al 10% y otra disminuyendo las propiedades progresivamente (50%, 10% y 1%).

Eliminación de elementos: este método es similar al propuesto anteriormente, solo que es necesario realizar las simulaciones mediante Abaqus Explicit, ya que éste sí que permite la eliminación de elementos. La subrutina modelada en este caso es del tipo VUSDFLD y de la misma forma elimina los elementos en los que la deformación máxima principal supera el valor crítico.

Proceso iterativo: debido a la mala convergencia de los métodos anteriores se ideó otro método el cual permitiera simular propagaciones de fisuras más grandes. Esto se realizó llevando a cabo un proceso iterativo programado en Python el cual elimina los elementos con máxima deformación crítica. De esta forma se simula un caso, se estudia su campo de deformaciones y aquellos elementos con las mayores deformaciones máximas principales se eliminan, entonces se prepara el nuevo caso sin esos elementos y se vuelve a simular, y así repetidamente hasta que se considere oportuno. Mediante este código es posible simular la propagación de fisuras borrando elementos en Abaqus Standard y no conlleva problemas de convergencia aunque obviamente es un proceso mucho más lento.

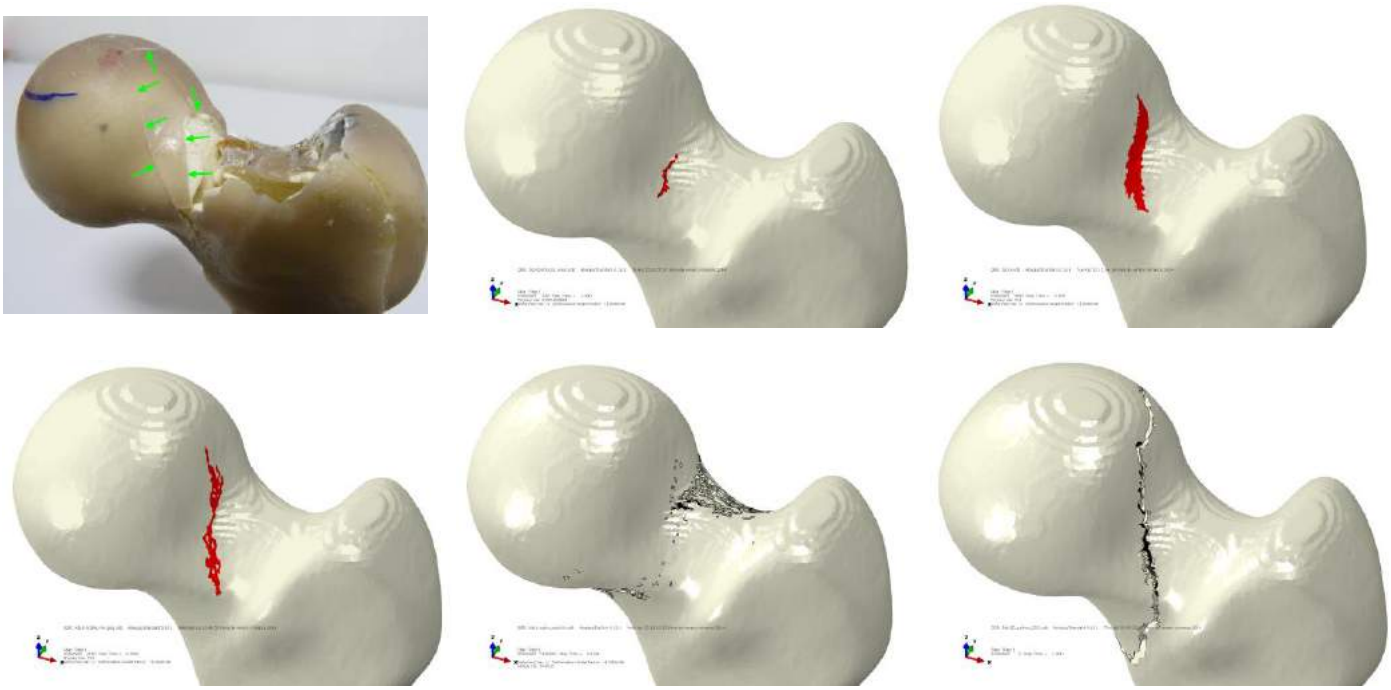


Figura 8: Modelado de la fractura. Arr-izqda: fractura real; Arr-centro: fractura modelada con XFEM; Arr-dcha: fractura modelada degradando propiedades al 10%; Abajo-izqda: fractura modelada degradando propiedades progresivamente al 50%, 10%, 1%; Abajo-centro: fractura modelada eliminando elementos en Abaqus Explicit; Abajo-dcha: fractura modelada borrando elementos de manera iterativa en Abaqus Standard.

En la Figura 8 se muestran los resultados obtenidos en la simulación de la fractura. Como se observa la fractura se inicia siempre en la misma zona excepto en el caso simulado en explícito, el cual es bastante diferente al resto. El resto de casos en general simulan bien la zona de fractura, aunque claramente el método con el que se pueden obtener fisuras más largas es el proceso iterativo. En XFEM la convergencia es muy complicada y la fisura es más pequeña, mientras que degradando propiedades también se obtiene una fisura bastante grande. En este último método se observan ligeras diferencias si se disminuyen las propiedades mecánicas de manera drástica (disminución al 10% de sus propiedades iniciales, Figura 8 arriba-dcha) o si se degradan de manera progresiva (disminución al 50%, al 10% y finalmente al 1%, Figura 8 abajo-izqda).

5. Conclusiones

En este trabajo ha sido posible simular el comportamiento de un fémur artificial, sujeto empleado en numerosas ocasiones por distintos autores. En primer lugar se han realizado ensayos experimentales del hueso cortical para obtener propiedades muy importantes en este tipo de simulaciones (módulo de Young y deformación crítica de inicio de fallo). Estas propiedades han sido empleadas como parámetros de entrada en el modelo numérico, y

éste ha sido validado en un comportamiento elástico analizando las deformaciones obtenidas sobre la superficie con una buena correlación. Una vez que el modelo ha sido validado en el regimen elástico se ha analizado su carga de rotura (la cual depende directamente de la deformación crítica) obteniendo resultados muy similares. Además se ha simulado la propagación de la fractura de manera numérica. En este aspecto, al observar que la convergencia en este tipo de problemas supone una gran dificultad se han analizado distintos métodos para simular la propagación de la fisura en la extremidad proximal del fémur. La fisura más grande que se ha conseguido ha sido lograda a través de un proceso iterativo el cual ha sido diseñado para este trabajo, y el resultado cuadra con el resultado obtenido experimentalmente.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación recibida a través del Ministerio de Economía y Competitividad y el programa FEDER por la financiación recibida a través de los proyectos DPI2013-46641-R y RTC-2015-3887-8.

7. Referencias

[1] Instituto de Información Sanitaria. Estadísticas comentadas: La Atención a la Fractura de Cadera en los hospitales del SNS [Publicación en Internet]. Madrid: Ministerio de Sanidad y Política Social; 2010.

[2] B.R. McCreadie, M.D. Morris, T-C Chen, R.D. Sudhaker, W.F. Finney, E. Widjaja. Bone Tissue Compositional Differences in Women with and without Osteoporotic Fracture, Bone, 39, (2006), 1190-1195.

[3] P. Carpintero, J.R. Caeiro, R. Carpintero, A. Morales, S. Silva, M. Mesa. Complications of Hip Fractures: a Review, World J. Orthop., 5(4), (2014), 402-411.

[4] S.R. Cumings, L.J. Melton. Epidemiology and Outcomes of Osteoporotic Fractures, Lancet, 359, (2002), 1761-1767.

[5] L. Cristofolini, E. Schileo, M. Juszczyk, F. Taddei, S. Martelli, M. Viceconti. Mechanical Testing of Bones: the Positive Synergy of Finite-Element Models and in Vitro Experiments, Philosophical Transactions of the Royal Society, 368, (2010), 2725-2763.

[6] L. Cristofolini, M.M. Juszczyk, S. Martelli, F. Taddei, M. Viceconti. In Vitro Replication of Spontaneous Fractures of the Proximal Human Femur, Journal of Biomechanics, 40, (2007), 2837-2845.

[7] M.M. Juszczyk, L. Cristofolini, M. Viceconti. The Human Proximal Femur Behaves Linearly Elastic up to Failure Under Physiological Loading Conditions, Journal of Biomechanics, 44, (2011), 2259-2266.

[8] A.A. Ali, L. Cristofolini, E. Schileo, H. Hua, F. Taddei, R.H. Kim, P.J. Rullkoetter, P.J. Laz. Specimen-Specific Modeling of Hip Fracture Pattern and Repair, Journal of Biomechanics, 47, (2014), 536–543.

[9] E. Schileo, E. Dall'Ara, F. Taddei, A. Malandrino, T. Schotkamp, M. Baleani, M. Viceconti. An Accurate Estimation of Bone Density Improves the Accuracy of Subject-Specific Finite Element Models, Journal of Biomechanics, 41, (2008), 2483-2491.

[10] A. Ural, P. Bruno, B. Zhou, X.T. Shi, X.E. Guo. A New Fracture Assessment Approach Coupling HR-pQCT Imaging and Fracture Mechanics-Based Finite Element Modeling, Journal of Biomechanics, 46, (2013), 1305-11.

[11] B. Pal, S. Gupta, A.M.R. New, M. Browne. Strain and Micromotion in Intact and Resurfaced Composite Femurs: Experimental and Numerical Investigations, Journal of Biomechanics, 43, (2010), 1923-1930.

[12] H. Ebrahimi, M. Rabinovicha, V. Vuletaa, D. Zalcmana, S. Shaha, A. Dubova, K. Roya, F.S. Siddiquia, E. H. Schemitschb, H. Bougherara, R. Zdero. Biomechanical Properties of an Intact, Injured, Repaired, and Healed Femur: an Experimental and Computational Study, Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials, 16, (2012), 121-135.

[13] T. Basso, J. Klaksvik, U. Syversen, O.A. Foss. A Biomechanical Comparison of Composite Femurs and Cadaver Femurs Used in Experiments on Operated Hip Fractures, Journal of Biomechanics, 47, (2014), 3898-3902.

[14] T.K. Schaefer, C. Spross, K.K. Stoffel, P.J. Yates. Biomechanical Properties of a Posterior Fully Threaded Positioning Screw for Cannulated Screw Fixation of Displaced Neck of Femur Fractures, Injury, Int. J. Care Injured,46, (2015), 2130-2133.

Propiedades Dinámicas de la Seda de Araña

Jorge Alencastre Miranda[1], José Luis Muñoz Sanz[2], Javier Echavarri[3]

[1]Seccion. de Ingeniería Mecánica. Pontificia Universidad católica del Perú. jalenca@pucp.edu.pe
[2]Dpto. de Ing. Mecánica y Fabricación. Universidad Politécnica de Madrid. jlmunoz@etsii.upm.es
[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. Universidad Politécnica de Madrid. jechavarri@etsii.upm.es

El término Biomimética se ha hecho común en los medios científicos, se refiere al trabajo de diversos científicos (ingenieros, químicos, físicos, biólogos, etc.) que tratan de copiar los procesos biológicos para aplicarlos en distintas áreas tecnológicas y científicas. En este campo científico, uno de los productos naturales que llama más la atención es la telaraña. Numerosos científicos en todo el mundo tratan de copiar las propiedades de la seda que produce la araña, y lo más interesante es que hasta intentan reproducir el método que usan las arañas para fabricar la seda.

De la bibliografía consultada, se desprende la importancia de la seda en la vida de las arañas, pues toda actividad que realizan tiene que ver de alguna manera con este elemento. Uno de estos elementos es la tela de araña orbicular, que representa el objeto principal para la supervivencia de la araña y su especie. Las investigaciones realizadas en esta línea nos proporcionan información sobre sus magníficas propiedades mecánicas como de resistencia, elasticidad y tenacidad del hilo de seguridad (seda MA) segregada por una araña de la especie Argiope Argentata. El enfoque de la presente investigación se realiza desde una perspectiva analítica-experimental, tomando a la tela de araña como una clase especial de sistemas pretensados, llamados Tensegrity Structures. Se desarrolla un modelo conceptual que describe en forma aproximada el comportamiento dinámico de una estructura hecha de seda Dragline (hilo de seguridad).

Haciendo uso de las técnicas experimentales de vibraciones libres se realizaron los ensayos experimentales. La evaluación de los resultados analíticos y experimentales reflejan claramente que la función principal de la tela de araña es la de convertir energía cinética en energía de deformación y primordialmente en energía de disipación, el cual se efectúa gracias a las propiedades viscoelásticas de la seda. La araña en forma instintiva recurre a la ayuda del aire (como elemento disipador) para el buen funcionamiento de la tela de araña al momento de la captura de las presas, disipándose el 99% de la energía total en los tres primeros ciclos de oscilación de la tela de araña luego del impacto de la presa.

1. INTRODUCCÍÓN

El término Biomimética [1,2,3] se ha hecho común en los medios científicos, y se refiere al trabajo de diversos científicos (ingenieros, químicos, físicos, biólogos, etc.) que tratan de copiar los procesos biológicos y aplicarlos en distintas áreas tecnológicas y científicas. En este campo científico, uno de los productos naturales que llama más la atención es la telaraña [4,5,6,7].

Una fibra de seda es mucho más resistente que un cable de acero de similar grosor, y muchísimo más elástica. A la vez, la singular estructura molecular de las fibras de seda permite que puedan estirarse hasta veinte veces su tamaño sin romperse. Todo ello en un material de origen natural, biodegradable e inocuo [7,8,9]. No es sorprendente que el hombre haya intentado, desde hace décadas, usar este singular material para sus fines tecnológicos, intentos que resultaron infructuosos hasta hace muy poco. El equivalente artificial más parecido, el Kevlar, la fibra sintética de la que se fabrican los chalecos anti-balas, es tres veces menos resistente y de mucha menor elasticidad que la seda de araña, tiene un elevado coste de producción y su fabricación implica el uso de altas presiones y temperaturas, así como disolventes orgánicos ácidos, altamente contaminantes [7]

Investigaciones sobre el estudio de la tela de araña como una clase especial de sistemas pre-tensados llamados estructuras equitensionales [9], que presentan una mezcla específica de la geometría y las propiedades mecánicas, dando como resultado estructuras altamente eficientes, debido a la distribución óptima de la masa estructural. La geometría juega un papel principal en definir la existencia, así como la rigidez de una estructura

del tipo equitensional. La pretensión cambia muy poco la rigidez de la estructura. Sin embargo, desempeña un papel importante en el retraso del inicio de cuerdas flojas y previene así las no linealidades debido al aflojamiento de las cuerdas [10,11].

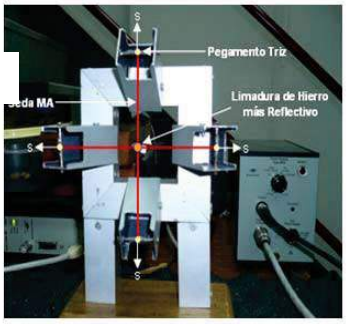
Se plantea un sistema vibratorio amortiguado de un grado de libertad, como modelo conceptual analítico, para representar el comportamiento dinámico de la estructura equitensional hecha de seda de araña. La descripción de dicho modelo conceptual genera una ecuación diferencial de movimiento no lineal, como consecuencia de la inclusión de la fuerza intrínseca de los hilos de seda de araña, así como el amortiguamiento intrínseco de la estructura hecha de seda MA ([11, 13, 14).

Para determinar las frecuencias naturales, así como los diagramas de vibraciones de la estructura experimental se utilizaron técnicas de vibraciones libres; para la solución de la ecuación diferencial se recurrió a métodos numéricos.

Los resultados obtenidos tanto analítica como experimentalmente concuerdan cualitativa y cuantitativamente, validando de esta manera el modelo analítico planteado para el estudio del comportamiento dinámico de la estructura hecha de seda de araña.

2. PLANTEAMIENTO DEL MODELO CONCEPTUAL

El sistema físico, al cual se le denominará estructura hecha de seda MA (hilos de seguridad) Fig.1, utilizado en la parte experimental para la determinación de los parámetros dinámicos, consta de dos sedas MA pre-tensionadas con una fuerza inicial "*S*", que se interceptan perpendicularmente, en dicha intersección se sujeta una masa puntual, conformada por una cinta reflectiva y una limadura de hierro. Los extremos de ambas sedas, en forma individual, se fijaron a un soporte (clavija) con un pegamento de cianoacrílico. La disposición experimental de la estructura puede ser representada or un modelo conceptual como se aprecia en la Fig. 2.



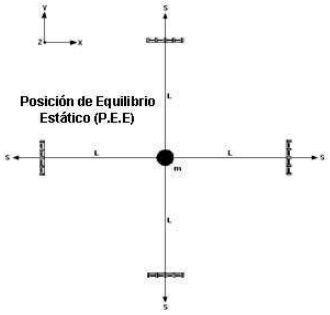


Figura 1: Sistema físico **Figura 2:** Modelo conceptual

Para la determinación de la ecuación diferencial de movimiento se utilizó el siguiente modelo analítico mostrado en las Figuras 3. La seda de araña fue considerada como un modelo viscoelástico de tipo Kelvin-Voigt, que presenta elementos para el almacenamiento de la energía (representado por los resortes) y la disipación de la energía (representados por los amortiguadores)

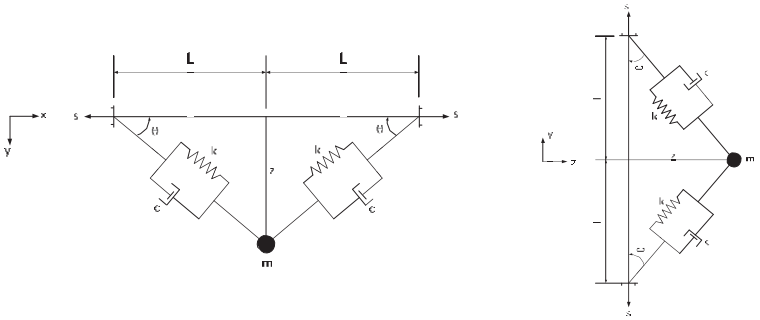


Figura 3: Desplazamiento "z" en los planos XZ y YZ.

La ecuación diferencial que describe el comportamiento dinámico del sistema antes mostrado, bajo condiciones iníciales geométricamente no lineales, está descrita por:

$$\underbrace{m\ddot{z}}_{\text{Fuerza Inercial}} + \underbrace{4C\left(\frac{z^2}{L^2+z^2}\right)\dot{z}}_{\text{Fuerza de Amortiguamiento ó Fuerza Disipativa}} + \underbrace{4S\left(\frac{z}{\sqrt{L^2+z^2}}\right)+\frac{4EA}{L}\left(z-\frac{zL}{\sqrt{L^2+z^2}}\right)}_{\text{Fuerza Re stitutiva}} = 0 \qquad (1)$$

La ecuación de movimiento (1) puede ser reemplazada por una ecuación simplificada expandiendo en series de McLaurin.

$$\underbrace{m\ddot{z}}_{\text{Fuerza Inercial}} + \underbrace{\frac{4C}{L^2}z^2\dot{z}}_{\text{Fuerza Disipativa}} + \underbrace{\frac{4S}{L}z+\frac{2EA}{L^3}z^3}_{\text{Fuerza Re stitutiva}} = 0 \qquad (2)$$

La ecuación (2) representa un sistema dinámico de vibración libre amortiguado geométricamente no lineal en el desplazamiento "z". En esta ecuación la frecuencia natural dependerá no solamente de los parámetros que conforman el sistema sino también de las condiciones iniciales. Con la finalidad de apreciar cómo varía la frecuencia del sistema y poder aplicar el *método de la perturbación* para su solución, se despreciará en (2) el término correspondiente a la fuerza de amortiguamiento, obteniéndose una expresión cuya cuarta aproximación de la frecuencia viene gobernada por la siguiente expresión:

$$\omega_1^2 = \omega^2 + \frac{3\alpha z^2}{4} - \frac{3\alpha^2 z^4}{128\omega^2} + \frac{9\alpha^3 z^6}{512\omega^4} \qquad (3)$$

De la expresión anterior se observa que la frecuencia del sistema no lineal (□1) varía con la amplitud (z), pero para hallar su valor se requiere de □□y □□, siendo este último un parámetro que contiene a " E ", módulo que caracteriza la rigidez, en estado uniaxial, de cualquier material y por consiguiente a la seda de araña.

La solución aproximada de la ecuación diferencial de movimiento del sistema (1), que considera sólo el amortiguamiento de la estructura hecha de seda MA (C), se obtuvo utilizando métodos numéricos en especial el de Runge Kutta N° 4 para Sistemas (RK4S).

3. ENSAYOS ESTÁTICOS Y DE VIBRACIONES

Se realizaron ensayos estáticos a la seda y de vibraciones libres a la estructura hecha con la seda MA (hilo de seguridad).

Con la finalidad de limitar la variabilidad de las propiedades mecánicas de la seda; la obtención de la seda MA se realizó durante la segregación de la seda que la araña efectúa mientras trepa libremente (hilo de seguridad). Las determinaciones de los diámetros de los hilos de seguridad se realizaron haciendo uso de un Microscopio Electrónico de Barrido (SEM) siendo el diámetro promedio de los hilos de aproximadamente 3,5 micras.

Los ensayos de vibraciones libres, en condiciones ambientales, se realizaron haciendo uso de un velocímetro láser y un sistema multianalizador de señales con software Pulse LabShop versión 12.5.0 de Brüel & Kjær, LA Figura 4 muestra la disposición de los equipos para las pruebas de ensayo.

La excitación del sistema se realizó mediante un electroimán de 5 000 espiras, el cual fue alimentado por una fuente de corriente continua regulable de 0 - 30 V y 0 - 2 A

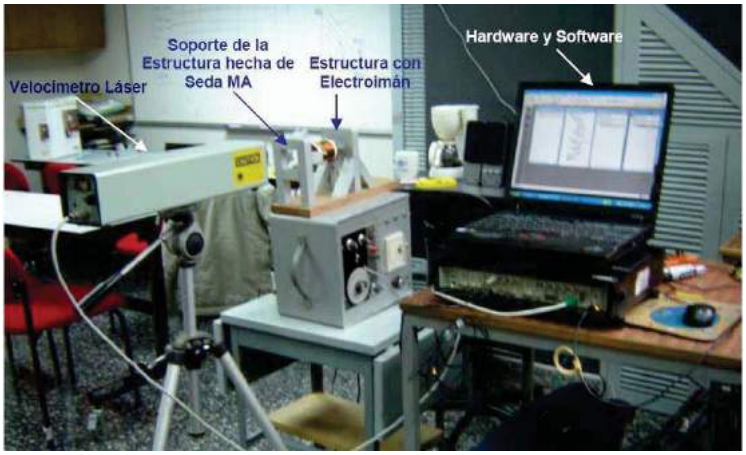


Figura 4: Disposición de instrumentos y equipos para los ensayos dinámicos

La configuración del sistema consta de dos sedas MA con una longitud ($2L$) de 10 cm en disposición perpendicular (como se aprecia en la Fig.1), pretensadas con una fuerza "S" de 0.0032 N. El valor de la fuerza de pretensión se obtuvo después de realizar varios ensayos que permiten que el sistema quede lo suficientemente tenso, además de brindarle la facilidad de elongarse hasta el límite máximo de su rango elástico sin llegar a la ruptura. En la intersección de ambos hilos se colocó una masa puntual de 2.10×10^{-5} kg conformada por una cinta reflectiva y una limadura de hierro (Fig. 1).

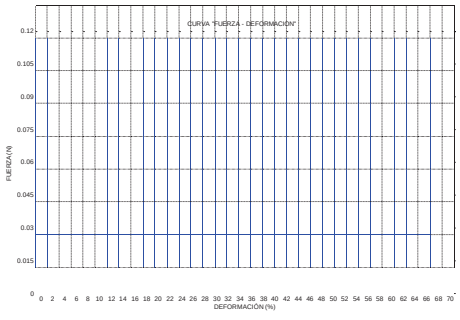
Para dar inicio a las vibraciones libres del sistema se accionó el interruptor de la fuente regulable, el electroimán empezó a energizarse creando un campo magnético, el cual sirvió para atraer a la limadura de hierro desde la posición de equilibrio estático a una distancia de 1.1cm; además la velocidad inicial fue de 0 m/s. Esta condición inicial hizo que la seda variara la fuerza de pretensión inicial "S" (0.0032 N) hasta un valor restringido por su límite elástico, logrando con ello que las propiedades elásticas del material (coeficiente de elasticidad E, sección de la seda A) participen en la caracterización de las propiedades dinámicas del sistema.

Desplazado el sistema, se interrumpió el suministro de energía al electroimán, cesando de esta manera el campo magnético y permitiendo que el sistema oscile libremente hasta recobrar la posición de equilibrio estático (P.E.E). Dicho movimiento fue captado por el velocímetro láser a través de la cinta reflectiva, ubicada en la parte reversa de la limadura de hierro.

Para la realización de los ensayos dinámicos en condiciones de vacío, se tuvo que utilizar una cámara de vacío y los mismos equipos que en los ensayos en condiciones ambientales. La condición de vacío fue de 1 mbar.

4. RESULTADOS

Las figuras mostradas a continuación revelan los resultados obtenidos tanto experimental como analíticamente. Las gráficas de las figura 5 muestran la curva de Fuerza-Deformación de uno de los varios ensayos a tracción realizados a la seda de araña así como los ensayos de carga y descarga.



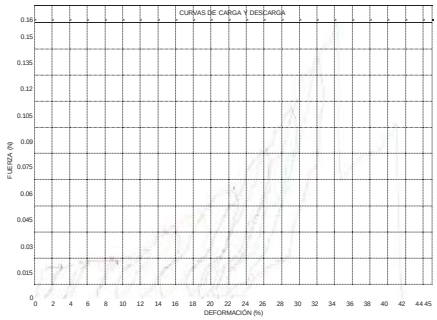


Figura 5: a) Curva Fuerza-Deformación b) Curva carga-descarga

Las figuras 6 y7 revelan los resultados de las pruebas experimentales de vibraciones libres y las obtenidas de la solución de la ecuación diferencial de movimiento.

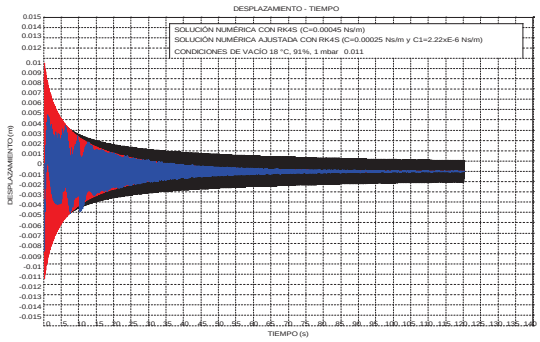


Figura 6: Solución analítica y experimental

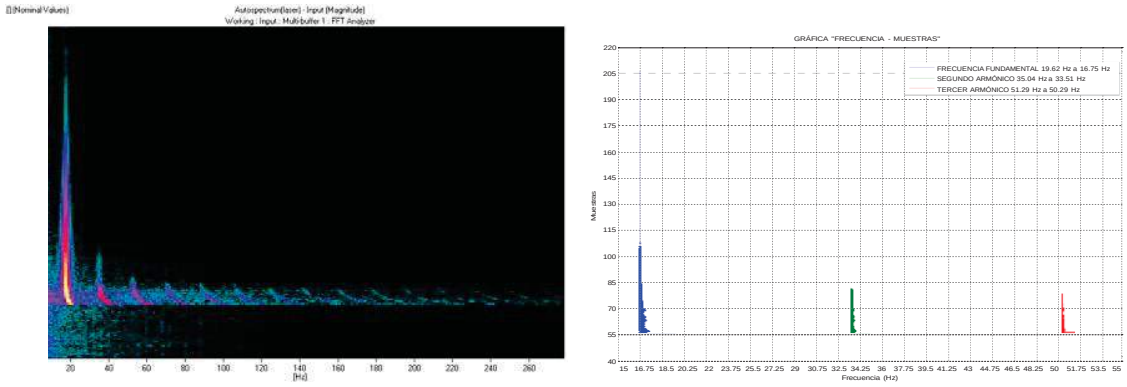


Figura 7: a) Intensidad del Autoespectro b) Evolución de la frecuencia analítica en el tiempo

Tomando en cuenta que los valores de la evolución de la frecuencia tienden hacia el menor valor se elabora la tabla 1.

Tabla 1: Comparación de las frecuencias naturales entre los resultados obtenidos analíticamente, así como de los ensayos en condiciones de vacío.

	Primer Armónico	**Segundo Armónico**	**Tercer Armónico**
Ensayos	17.17 Hz	34.44 Hz	52.49 Hz
Analítico	16.75 Hz	33.51 Hz	50. 29 Hz
Error	0.42 Hz	0.93 Hz	2.2 Hz
Error (%)	2.45	2.7	4.2

5. DISCUSIÓN

La figura 5(a) muestra que el rango elástico se encuentra aproximadamente entre el 0% y 2% de deformación y entre 0 N y 0.016 N de fuerza; la tendencia de las curvas es la misma cuando se hacen los ensayos de carga y descarga (Figura 5 (b)). Adicionalmente de esta curva se puede concluir que cuando la seda se deforma y se carga más allá del 2% y 0.016 N respectivamente presenta una deformación permanente, y este comportamiento hace deducir que el ensayo de la seda se encuentra dentro del rango elástico. De la misma figura se puede deducir que la seda tiene un comportamiento viscoelástico, por presentar lazos de histéresis.

La figura 6 (a) muestra el comportamiento de la estructura hecha de seda MA, cuando es sometida al efecto de vibraciones libres en condiciones ambientales (curva de color verde) y condiciones de vacío (curva de color azul). Se puede observar que la relación del tiempo para retornar a la posición de equilibrio entre el ensayo en condiciones ambientales versus el ensayo en condiciones de vacío es aproximadamente 1/5 , lo que permite advertir la fuerte influencia del aire como elemento amortiguador.

En la figura 6(b) se puede observar la comparación de los resultados obtenidos experimentalmente en condiciones de vacío (curva de color azul) con la solución analítica con un valor de amortiguamiento intrínseco de la estructura C = 0.00045 Ns/m (curva de color negro). Se nota claramente que la solución analítica no retorna a la posición de equilibrio estático, quedando una vibración remanente; dicho comportamiento es justificable, pues luego de la etapa inicial no lineal el sistema analítico pasa al rango lineal donde ya no hay ningún término que atenúe la vibración y el sistema oscila como una cuerda pretensada con una masa puntual. En la misma figura se presentan las vibraciones del sistema analítico ajustado con un miembro que representa el amortiguamiento de las junturas y del bajo vacío (curva de color naranja), que tiende rápidamente hacia la solución experimental. El valor de dicho amortiguamiento es muy pequeño, representando el 0.8% del amortiguamiento intrínseco de la estructura, pero es importante para que la solución analítica retorne a la posición de equilibrio estático.

La figura 7 (a) muestra la intensidad de auto espectro (Eje X: Frecuencia, Eje Y: Número de Muestras, Color: Amplitud) para los ensayos experimentales en condiciones de vacío y en la figura 7 (b) se aprecia la evolución de la frecuencia analítica en el tiempo. De la tabla 1 se deduce que los errores en las frecuencias son menores al 4%. Esto indica que el modelo conceptual propuesto, es adecuado para representar correctamente el comportamiento dinámico de la estructura hecha de seda MA.

6. CONCLUSIONES

La investigación del comportamiento de una estructura hecha de seda de araña MA, se convierte en una primera aproximación para poder entender y evaluar el comportamiento dinámico de una tela de araña como una estructura del tipo equitensional utilizando las técnicas del análisis de vibraciones libres como un método para cuantificar las propiedades dinámicas de sistemas, ha dado resultados satisfactorios.

El estudio de la vibración libre de la estructura hecha de seda MA en el rango no lineal ha permitido, como una primera aproximación, determinar los parámetros dinámicos de la estructura hecha de seda MA, frecuencia natural y coeficiente de amortiguamiento.

La evaluación de los resultados analíticos y experimentales reflejan claramente que la función principal de la tela de araña es la de convertir energía cinética en energía de deformación y primordialmente en energía de disipación, hecho que se efectúa gracias a las propiedades viscoelásticas de la seda.

El coeficiente de amortiguamiento intrínseco de la estructura es bastante pequeño, pero la araña aparentemente recurre a la ayuda del aire (como elemento disipador) para el buen funcionamiento de la tela de araña al momento de la captura de las presas, disipándose el 99% de la energía total en los tres primeros ciclos de oscilación de la tela de araña luego del impacto de la presa (5)

Utilizar el modelo conceptual compuesto de una cuerda pretensada con una masa puntual es adecuado para representar correctamente el comportamiento dinámico de la estructura hecha de seda MA. Representar a la seda MA como un modelo mecánico de Kelvin-Voigt, para evaluar sus propiedades de almacenamiento y disipación de energía ha sido coherente y ha permitido determinar dichas propiedades [15].

7. REFERENCIAS

[1] Agnarsson,I.,Kuntner,M,Blackledge,T. *Bioprospecting Finds the Toughest Biological Material:Extraordinary Silk from a Giant Riverine Orb Spider*. The Toughest Biomaterial, Vol. 5 (2010), 1-8.

[2] Bath Friedrichr. Vibration and spider behavior. XI.Europäisches Arachnologisches Colloquim, 1988.

[3] Blackledge,T., Nikolaj Scharff, Jonathan A. Coddington, Tamas Szüts, John W. Wenzel, Cheryl Y. Hayashi and Ingi Agnarsson. Reconstructing web evolution and spider diversification in the molecular era. PNAS 2009, Vol16. 5229-5234.

[4] Blamires,S, Chung-Lin Wu, Blackledge,T, I-Min Tso, Post-secretion processing influences spider silk performance *J. R. Soc. Interface October 7, 2012 9 75 2479-2487*

[5] Cranford,S.,Tarakanova,A,Pugno,N.,Buehler, M. Nonlinear material behavior of spider silk yields robust webs. Nature, Vol. 482 (2012), 72-76.

[6] Chao-Chia Wu., Sean J. Blamires, Chung-Lin Wu, I-Min Tso, Wind induces variations in spider web geometry and sticky spiral droplet volume *Journal of Experimental Biology 2013 216:3342-3349.*

[7] Gosline, J., Guerette, P., Ortelepp, C., and Savage, K., "The Mechanical Design of Spider Silks: From Fibroin Sequence to Mechanical Function", The Journal of Experimental Biology, 202, 1999, 3295-3303.

[8] Hoffmann Anita, "El Maravilloso Mundo de los Arácnidos", Fondo de Cultura Económica, S.A. de C.V., México, 1993.

[9] Ko, Frank K., Jovicic, Jovan. "Modelling of mechanical properties and structural design of spider web". *Biomacromolecules 5 (2004), 780-785.*

[10] Lin.Lorraine., Edmonds,D., Volrath, F. Structural engineering of an orb-spider web. Nature, Vol. 373 (1995), 146-148.

[11] Montenegro, Rivelino. "La asombrosa telaraña". *Ciencia de los orígenes N.66, 2003.*

[12] Pérez Rigueiro,J. M. Elices y G.V: Guinea. " Estrategias de la naturaleza en el diseño de materiales: La Seda de Araña" *Biblioteca en línea del Grupo Ibérico de Aracnología, Sociedad Entomológica Aragonesa, 2002.*

[13] Sensenig A., Kimberly A. Lorentz, Sean P. Kelly and Todd A. Blackledge. Spider orb webs rely on radial threads to absorb prey kinetic *J R Soc Interface 2012 9 (73) 1880-1891.*

[14] Tarakanova,A, Buehler, M. The role of capture spiral silk properties in the diversification of orb webs *J. R. Soc. Interface December 7, 2012 9 77.*

[15] Vollrath, F., "Strength and Structure of Spider´s Silks", Molecular Biotechnology, 74, 2000, 67-83.

Parámetros antropométricos y mecánicos de los afectados por la osteogénesis imperfecta para evaluar su seguridad en vehículos

L. Martínez Sáez[1], M. de Loma-Ossorio García[2], A. García Álvarez[3], M. Espantaleón Ruiz[4], C. R. Torres San Miguel[5]

[1]INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. luis.martinez@upm.es

[2]INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. marta.lomaossorio.garcia@alumnos.upm.es

3INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. a.garcia@upm.es

[4]INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. manuel.espantaleon@upm.es

[5]ESIME, Instituto Politécnico Nacional, México. ctorres@ipn.mx

La Osteogénesis Imperfecta es una enfermedad genética caracterizada por una fragilidad ósea extrema, la cual es conocida comúnmente como "enfermedad de los huesos de cristal". Actualmente las personas afectadas por esta enfermedad viajan empleando sistemas de retención no adecuados a sus necesidades especiales como por ejemplo: en sillas de ruedas tras una adaptación de su vehículo, o incluso mediante sistemas fabricados por ellos mismos, los cuales no presentan una retención adecuada en caso de accidente de tráfico. Para poder desarrollar sistemas adaptados a sus necesidades, es necesario disponer de requisitos que deban de satifacer, siendo una de las primeras exigencias que los dispositivos se adapten a la antropometría de los afectados de Osteogénsis Imperfecta. Por lo tanto, el objetivo principal de este artículo es el desarrollo de una base de datos antropométricos y mecánicos de personas afectadas por la enfermedad. Una vez generada esta base de datos, se desarrollan modelos adaptados que representen la antropometría (geometría y distribución másica) de este colectivo para, finalmente, poder evaluar la seguridad ofrecida por los distintos sistemas de retención en los vehículos.

El desarrollo de los modelos adaptados para representar a este colectivo se realiza a partir de un escalado de los datos antropométricos obtenidos debido a la heterogeneidad presentada, y una distribución másica de los distintos segmentos de los mismos. Una vez definidos cada uno de los segmentos (dimensiones y masa), se procede a realizar un prototipo físico de estos modelos utilizando maniquíes de impacto infantiles. Los modelos físicos resultantes están compuestos por segmentos pertenecientes a la serie Q de maniquíes y al Hybrid III de 6 años, junto con una serie de acoplamientos fabricados ad-hoc que son necesarios para poder realizar el montaje de las diferentes piezas de los maniquíes adaptados.

Como resultado de este estudio se ha obtenido una base de datos antropométricos de diferentes tipos de afectación y la distribución másica en cada uno de los segmentos que componen el maniquí final. El resultado principal es la obtención de dos prototipos de maniquíes, los cuales representan a aquellos con una afectación severa y aquellos con una afectación moderada.

1. Introducción

La Osteogénesis Imperfecta (OI), comúnmente conocida como "enfermedad de los huesos de cristal", es una enfermedad hereditaria caracterizada por una extrema fragilidad ósea, especialmente en los huesos largos y en las costillas. Las personas que padecen esta enfermedad presentan generalmente una baja estatura o cuerpo pequeño y una cabeza grande [1]. La OI es una enfermedad clasificada como rara debido a la baja población afectada. La Federación Europea de Osteogénesis Imperfecta (OIFE) estima que 28.884 europeos presentan esta enfermedad [2]. Por otra parte, la Asociación de Huesos de Cristal Española (AHUCE) tiene un registro de alrededor de 2.700 afectados [3].

La enfermedad de la OI se encuentra en continua investigación y actualmente posee una clasificación de hasta 17 tipos diferentes dependiendo del gen mutado. De acuerdo con la clasificación original (Sillence et al.) hay cuatro

tipos [4]. El tipo I corresponde con aquellas personas con un riesgo de fractura por el cual se limita su actividad física, aunque las fracturas suelen reducirse tras la pubertad. El tipo II es el más grave y se caracteriza por síntomas letales perinatales. El tipo III engloba a aquellos con síntomas intensos y una deformación progresiva. Finalmente, el tipo IV es similar al tipo I y se caracteriza por tener síntomas moderados.

Actualmente, las personas afectadas por OI viajan en sistemas que no se adaptan a sus necesidades, ya sean antropométricas o mecánicas, siendo peligroso para ellos y otros usuarios en caso de accidente. Existen casos en los que viajan en sistemas fabricados por ellos mismos, como cucos o capazos sin ningún sistema de fijación al vehículo o al ocupante, o complementos que fabrican en caso de fractura ósea y que emplean para modificar el Sistema de Retención Infantil (SRI), lo que puede reducir el nivel de seguridad del mismo.

Los afectados por la OI presentan una antropometría diferente a la de un sujeto sano debido a las múltiples fracturas que sufren a lo largo de su crecimiento, provocando un menor crecimiento de los huesos con posibles curvaturas, es decir, con deformaciones. Los estudios relacionados con la antropometría de las personas afectadas por OI son escasos y la mayoría consideran únicamente las variables de masa corporal, estatura y edad. Se ha observado en algunos estudios la relación de estas variables, y de otras como las dimensiones de la cabeza o de la caja torácica, destacando que aquellos sujetos afectados por el tipo III o IV presentan diferencias antropométricas significativas (mayor deformidad ósea) con respecto a una muestra de sujetos sanos o aquellos con OI de tipo I [5-8].

De acuerdo con la literatura, actualmente no hay ningún método clínico establecido para cuantificar el riesgo de fractura en los pacientes con OI. Es conocido que tras la pubertad el riesgo de fractura persiste siendo los períodos predispuestos tras inmovilidad o inactividad relativa; durante el parto o después del mismo; tras la menopausia en mujeres; y en la 5º o 6º década en los varones [9]. También la severidad de la fragilidad ósea aumenta en el orden del tipo I < tipo IV < tipo III < tipo II [10] según la clasificación de Sillence. Por lo que es importante mencionar los valores publicados sobre las consideraciones mecánicas de la fragilidad que presentan los huesos con OI.

Tal es el caso de Fan et al. [11], que muestra las proporciones del módulo elástico del hueso y la dureza obtenida mediante premisas de nanoindentación (E/H). Los resultados exponen una disminución significativa en el tejido óseo para el tipo III de OI, lo cual es congruente con la observación clínica. Además, en este estudio se sugiere el empleo de la nanoindentación como medio de interpretación para distinguir los tipos clínicos de OI.

Otro estudio relevante es el de Fritz et al. [12], donde se muestra el desarrollo de un modelo de predicciones de fractura en fémur para un paciente que presenta OI, durante el ciclo normalizado de la marcha. Emplea la técnica de elementos finitos y tiene como resultados de relevancia los esfuerzos de Von Mises de 115MPa encontrados durante la fase media del apoyo.

Los sujetos afectados de forma severa o moderada presentan deformaciones, las cuales no se pueden representar mediante un maniquí de impacto estándar. Por ello, el objetivo principal de este estudio es el desarrollo de una base de datos antropométricos y mecánicos de personas afectadas por la OI, para obtener dos modelos adaptados que representen a este colectivo, y así poder evaluar la seguridad de los mismos en los vehículos.

2. Metodología

Tras un estudio de los aspectos importantes de la enfermedad, tales como la resistencia ósea, síntomas, tipo de deformaciones anatómicas, etc., se ha desarrollado un protocolo de actuación para la medición de voluntarios. Este protocolo está basado en la información antropométrica proporcionada en el “Volume II: Biomechanics Tests” de NHTSA [13] y el informe de “Antropometría de bebés, niños y jóvenes hasta 18 años para el diseño de productos de seguridad” (Universidad de Michigan) [14]. Este protocolo se ha ajustado a las necesidades de las personas con OI y ha sido aprobado por el Comité de Ética de Universidad Politécnica de Madrid, ya que no supone ningún riesgo para la salud del voluntario y se cuenta con la asistencia de un médico especializado en OI.

La base de datos obtenida consta de 35 voluntarios, de los cuales se han registrado un total de 64 variables antropométricas (masa total, longitudes, anchos y circunferencias de los diferentes segmentos del cuerpo) para cada individuo. La base de datos se dividió en tres grupos atendiendo a la antropometría observada, siendo dos grupos los que serán modelados para el posterior montaje de los maniquíes adaptados a la OI. El tercer grupo no será modelado debido a la restricción de la estatura (superior a 135 cm) y el peso en los SRI, y a su afectación leve; por lo tanto como línea futura de trabajo será necesario encontrar una solución para este colectivo, como por ejemplo adaptar una silla de ruedas.

Los dos modelos objetivos representan a aquellos afectados de una forma severa (modelo 1), y a aquellos afectados moderadamente (modelo 2). El grupo de aquellos afectados de una forma severa (formado por tres sujetos) se caracteriza por una baja estatura, macrocefalia, caja torácica deformada y otras deformidades como huesos curvos y cortos. Por otra parte, el grupo de aquellos sujetos con una afectación moderada (formado por siete sujetos) son aparentemente normales, con alguna deformación y la posibilidad de pandeo de los huesos largos, y caracterizados principalmente por la híperlaxitud.

En la tabla 1 se describe la muestra de sujetos voluntarios elegidos para representar a los dos maniquíes de impacto con algunas de sus características como son la edad, la masa, la estatura y el tipo de OI que padecen.

Tabla 1: Muestra del estudio.

Modelo	N	Edad	Tipo OI	Masa (kg)	Estatura (mm)
1	3	36,2 ± 2,3	III	22,7 ± 3,8	867,8 ± 9,3
2	7	12,2 ± 3,0	III, IV, XI	29,2 ± 11,6	1.163,9 ± 13,4

2.1. Modelado de los maniquíes

Con motivo de la heterogeneidad mostrada por los afectados por OI y a la pequeña muestra obtenida para cada uno de los modelos, se realiza un normalizado con las diferentes variables antropométricas a una estatura dada. Esto permite trabajar de manera comparativa y realizar una media posterior para la fabricación de modelos adaptados a personas con OI. El escalado o normalizado se realiza mediante curvas de regresión obtenidas de los datos antropométricos del informe de la Universidad de Michigan (Snyder 1977).

A partir de los datos antropométricos se calcula la ecuación de regresión para cada una de las variables relacionándolas con la estatura, obteniendo un alto porcentaje del coeficiente de determinación R^2 para un mayor ajuste. A partir de las líneas de tendencia obtenidas, se calcula para las diferentes variables de los sujetos seleccionados el valor para la altura fijada.

A continuación se muestra un ejemplo para una variable antropométrica. En verde se representan las variables pertenecientes al grupo gravemente afectado y en naranja las de aquellos afectados moderadamente. En la figura 1 se muestra esquemáticamente el proceso seguido para el escalado mediante las ecuaciones de regresión.

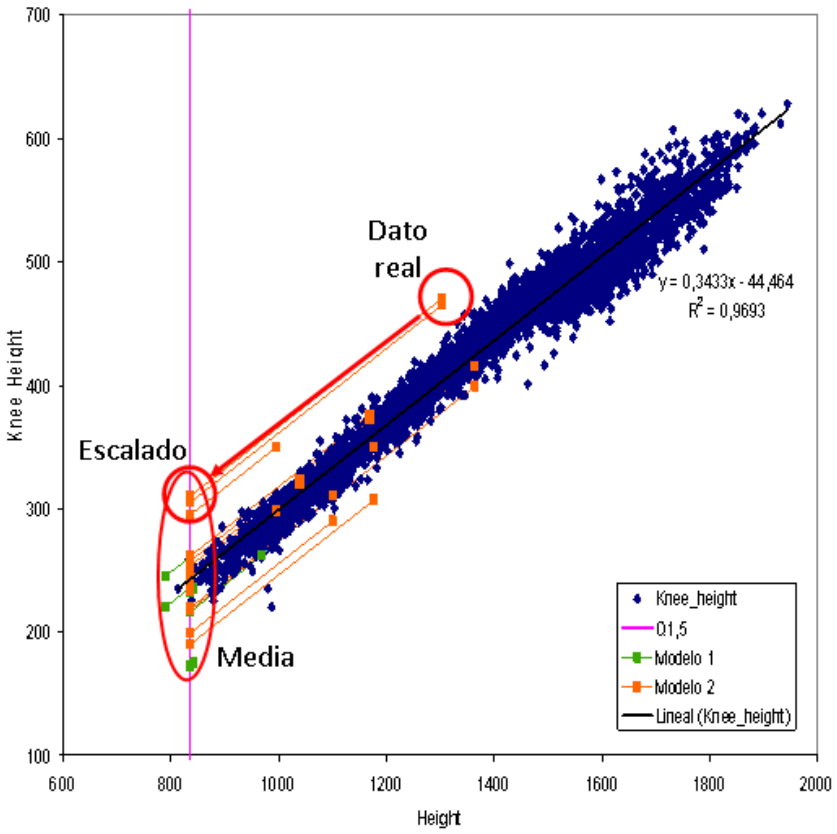


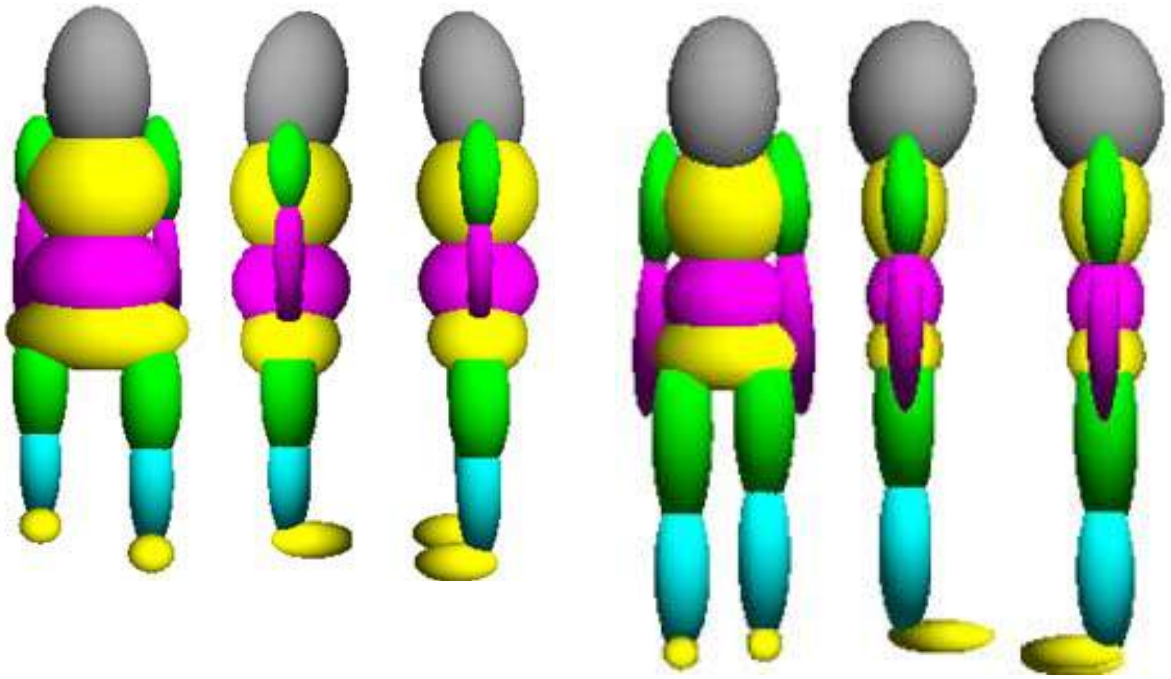
Figura 1: Ejemplo de escalado de la variable altura de la rodilla.

Ambos maniquíes se han normalizado a una estura de un niño de 18 meses (836 mm). En el modelo 1 se aplica esta escala debido a que la altura media de los sujetos se encuentra próxima a ésta, y en el modelo 2 debido a que la edad media es de 12 años y existiendo una restricción en cuanto a peso para el uso de SRI en el sentido contrario a la marcha. Además, de esta manera, se puede evaluar el tipo de SRI que utilizarían a lo largo de su crecimiento. Por otra parte, también se puede evaluar la influencia de la diferente distribución de masas entre una persona muy afectada por OI y otra moderadamente teniendo la misma estatura.

2.2. Segmentación másica

Para realizar el cálculo de la segmentación másica de los dos modelos, se utiliza el software SIVAT [15, 16], a través de un entorno gráfico integrado para la simulación de mecanismos tridimensionales de cadena cinemática abierta. El software realiza aproximaciones geométricas mediante elipsoides, troncos de cono y sólidos de revolución y elípticos, siendo el resultado un total de 15 sólidos y 14 articulaciones. Por lo tanto, se introducen en el software los parámetros geométricos obtenidos anteriormente, para poder obtener la masa de cada uno de los segmentos. Para ello, el software utiliza para el cálculo de la masa en cada segmento el proceso desarrollado por Obergefell para el software GEBOD-IV (Generator of Body) [17]. Para el cálculo de la masa en cada segmento considera una densidad inicial de 1 g/cm^3 multiplicado posteriormente por un factor de corrección para obtener así la masa total deseada, siendo ésta una de las variables introducidas para segmentar el modelo.

Al ser la masa una de las variables necesarias para simular el modelo en SIVAT, se realiza un escalado de la misma en cada uno de los sujetos a la altura de 836 mm, al igual que las variables dimensionales antropométricas. Para este normalizado se asume un índice de masa corporal constante, al igual que en el crecimiento de un sujeto sano hasta los 18 años aproximadamente [18].



(a) (b)

Figura 2: Modelos generados en SIVAT para el modelo 1 (a) y modelo 2 (b) de afectados por OI.

Una vez obtenidos los datos antropométricos normalizados y la distribución másica de ambos modelos se procede al desarrollo de los requisitos necesarios para disponer de modelos físicos, para posteriormente proceder al montaje de los modelos físicos instrumentados partiendo de los maniquíes de serie Q. Estos maniquíes pueden ser utilizados para realizar ensayos de análisis de la seguridad con SRI especiales para estudiar si sus deformaciones afectan al comportamiento de los sistemas, así como, los registros de los maniquíes relacionados con los criterios de lesión.

3. Resultados

3.1. Maniquíes adaptados

Como resultado de este estudio se ha obtenido una base de datos antropométricos de afectados por OI de diferentes tipos, de la cual no hay bibliografía existente. A partir de estos datos se definen los dos modelos basados en el escalado mencionado anteriormente empleando los maniquíes de serie Q y el Hybrid III-6YO (que representa un niño de 6 años). En la tabla 2 se resume cada uno de los modelos resultantes y la segmentación másica calculada mediante SIVAT.

Además, ha sido necesario incrementar la masa de algunos segmentos para conseguir la masa total objetivo. El lastre estimado para incrementar el peso del modelo 1 es de 6,00 kg para el torso y 0,21 kg para el fémur mas corto, mientras que para el modelo 2 es de 0,85 kg para el torso y 0,58 kg para el fémur más corto. La fabricación del lastre ha tenido como requisitos tener una baja rigidez (y no incrementar la rigidez del torso), junto con una distribución homogénea del mismo. La solución empleada utiliza silicona, bolas de plomo y vendas. Para asegurarse de que el lastre no se mueve de la posición inicial, se recubre mediante vendas elásticas y esparadrapo.

Tabla 2: Maniquíes adaptados y masa total.

Segmento	Modelo 1 Masa estimada kg	Modelo 1 Masa sin lastre kg	Modelo 1 Parte	Modelo 2 Masa estimada kg	Modelo 2 Masa sin lastrar kg	Modelo 2 Parte
Cabeza	3,86	4,19	Q10	3,59	3,94	Q6
Cuello			Q10			Q6
Clavícula	**11,83**	**5,80**	Q6	**5,59**	**4,74**	Q1.5
Torso			Q3			Q1.5
Brazo (dcho)	0,37	0,31	Q1.5	0,41	0,29	Q1.5
Antebrazo (dcho)	0,33	0,23	Q1.5	0,36	0,45	Q3
Brazo (izdo)	0,41	0,29	Q1	0,40	0,29	Q1.5
Antebrazo (izdo)	0,20	0,62	HIII 6YO	0,31	0,45	Q3
Fémur (dcho)	0,97	0,99	Q3	**1,22**	**0,50**	Q1
Tibia (dcha)	0,57	0,79	Q3	0,90	0,79	Q3
Fémur (izdo)	**1,10**	**0,50**	Q1	1,19	0,99	Q3
Tibia (dcha)	0,75	0,46	Q1.5	0,84	0,79	Q3
Masa total (kg)	20,39	14,18		14,81	13,23	
Masa total lastrada (kg)		**20,96**			**15,80**	

Para la adaptación de ambos maniquíes se han tenido que fabricar algunas piezas para poder unir algunos de los segmentos. La pieza fabricada para el modelo 1 es para la unión entre el brazo del Q1 y el antebrazo del Hybrid III 6YO (Figura 3 A). Para el modelo 2 se fabrican la unión de los brazos Q1.5 con los antebrazos Q3 (Figura 3 B), y la unión del cuello Q6 con la espina lumbar Q1.5 (Figura 3 D). Por otra parte para la unión del fémur Q1 con la tibia Q3 se empleó un tornillo modificado y dos arandelas de baja fricción (Figura 3 C), y para la unión entre la clavícula Q6 y los brazos Q1 y Q1.5 se empleó un cono de caucho para solventar la holgura que presentaba la unión (Figura 3 E).

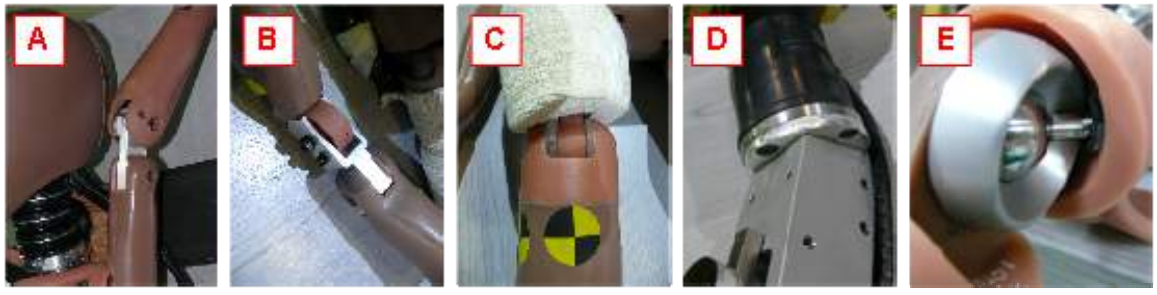


Figura 3: Piezas fabricadas para los dos maniquíes adaptados.

A continuación se muestran los dos prototipos con el lastre incorporado y diferenciando la composición dependiendo del maniquí de la serie Q o Hybrid III que se ha empleado.

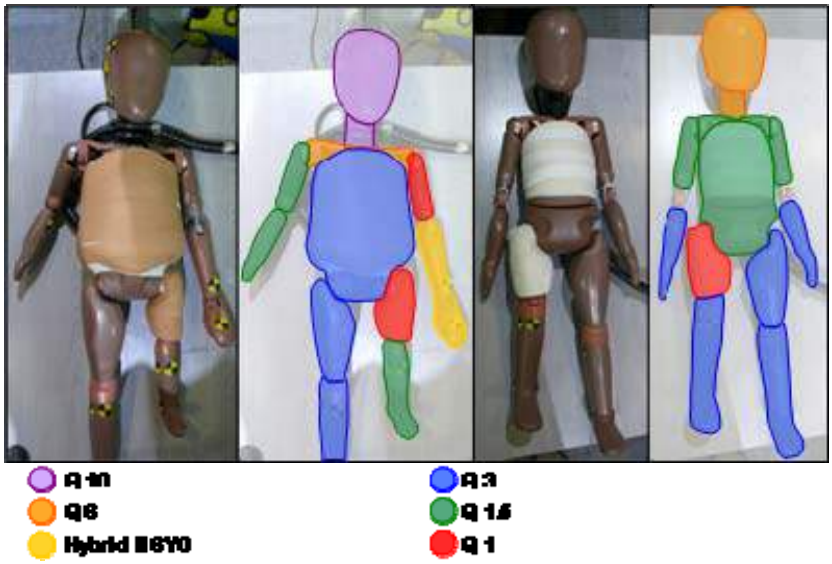


Figura 4: Maniquíes adaptados (Izda: modelo 1; dcha: modelo 2).

3.2. Propiedades mecánicas

Actualmente en la literatura se han encontrado dos métodos para la obtención de propiedades mecánicas óseas, el método de nanoindentación y mediante ensayos de compresión, siendo los valores registrados para afectados por OI menores a los obtenidos respecto de sujetos sanos.

El proceso de nanoindentación registra valores más altos debido a que estos ensayos se realizan para una escala microscópica, dentro de las regiones del hueso laminar y excluyendo el efecto de los espacios vacíos [19]. Por otra parte, el proceso de ensayos de compresión mide a escala macroscópica, de esta forma se tiene en cuenta los efectos de la alta porosidad en los afectados por OI y en consecuencia la disminución de las propiedades mecánicas macroscópicas. Estas propiedades son de mayor interés para evaluar las lesiones producidas en accidente de tráfico y por lo tanto a la hora de obtener resultados en un ensayo de impacto del maniquí modificado. Por otra parte los datos reflejados por la nanoindentación son de gran utilidad para el tratamiento médico de la enfermedad y sus consecuencias.

A causa de la variedad de tipos de OI desde moderada a severa, las propiedades mecánicas obtenidas son muy diferentes de un paciente a otro. La tabla siguiente muestra los valores medios obtenidos, así como su desviación estándar a través de una recopilación bibliográfica.

Tabla 3: Propiedades mecánicas de OI (ensayos de compresión).

	BMD (gHA/cm^3)	**Porosidad (%)**	**E (GPa)**	**σ_{max} (MPa)**	**σ_y (MPa)**
Resultado:	0,819 ± 0,109	25,4 ± 11,7	3,98 ± 1,05	67,5 ± 16,3	51,2 ± 14,0

Donde:
- BMD: densidad mineral ósea.
- E: Módulo de Young.
- σ_{max}: Tensión máxima.
- σ_y: Límite de elasticidad.

Mediante los maniquíes adaptados y las propiedades mecánicas de personas con OI, es posible conocer la seguridad ofrecida por diferentes sistemas de retención, con el objetivo de incrementar la seguridad pasiva de los mismos en el transporte.

4. Conclusiones

La realización de este estudio ha permitido profundizar en el conocimiento para incrementar la seguridad pasiva en personas afectadas por la OI. En el mismo no se reflejan los ensayos de impacto realizados posteriormente mediante sistemas de retención especiales. Estos ensayos se realizaron con los maniquíes adaptados y dos maniquíes estándar (Q1.5 y Q3) para realizar una comparativa posterior.

A continuación se muestran una serie de conclusiones obtenidas del estudio desarrollado:

- Desarrollo de un protocolo de actuación para medidas antropométricas adaptado a las necesidades de las personas afectadas por OI con la finalidad de obtener los parámetros geométricos necesarios para la definición de un modelo físico representativo de este colectivo.
- Recopilación de una amplia base de datos de parámetros antropométricos de personas afectadas por OI, que permite una aplicación futura en investigaciones relacionadas con la OI.
- Obtención de un procedimiento de escalado de los diferentes parámetros corporales en función de los datos antropométricos obtenidos y los datos de crecimiento infantil normalizados (a través de la Universidad de Michigan).
- Obtención de un proceso de cálculo de la distribución másica de los sujetos, a partir de la masa total del individuo y 32 variables antropométricas registradas.
- Posibilidad de realizar prototipos físicos instrumentados a partir de los maniquíes de la serie Q y algunas piezas de adaptación necesarias para que reproduzcan una antropometría diferente a la del crecimiento estándar.
- La técnica empleada para el modelado de los maniquíes adaptados se puede aplicar para representar la antropometría de otras enfermedades, que afecten al crecimiento estándar, como el enanismo.
- Para aquellos sujetos que han recibido un tratamiento adecuado desde el nacimiento y por ello presentan un menor número de deformaciones en su cuerpo (tipo I) y no son representados en este estudio, podrían ser representados por maniquíes estándar reduciendo los criterios de lesión del maniquí a ensayar.

Con el conocimiento desarrollado de este estudio y como recomendaciones generales, se recomienda que: el sistema de retención a emplear por este colectivo tenga la máxima inclinación permitida por la norma para aquellos que tengan problemas respiratorios, una anchura mayor para aquellos que no pueden extender las piernas, tengan un tronco ancho o sólo puedan tener la cabeza girada hacia un lado, y una mayor protección lateral y cervical. Por otra parte, para que no recaiga toda la fuerza del arnés sobre los hombros y la pelvis, se podría emplear un arnés complementado con un mayor acolchado y un cojín en la zona abdominal. Y finalmente, la posición del sistema de retención colocado en sentido contrario de la marcha habitual del vehículo para una mayor distribución de fuerzas.

Finalmente, los resultados de la investigación desarrollada se verían impulsados si se dispusieran de datos de resistencia ósea para los afectados de OI presentados como voluntarios en el estudio antropométrico, ya que en la literatura las propiedades mecánicas obtenidas son escasas y muy variables debido a la heterogeneidad que presentan los afectados por la OI, lo que dificulta la evaluación de las prestaciones de los sistemas de seguridad para este colectivo.

5. Agradecimientos

Por último, agradecer el soporte ofrecido por la Dirección General de Tráfico mediante el proyecto “Desarrollo de Criterios de Lesión para Afectados de Osteogénesis Imperfecta” (MISPOI-II) con referencia SPIP2015-1862. También agradecer al Programa de Grupos de Investigación de la Comunidad de Madrid mediante SEGVAUTO-TRIES (Seguridad de los Vehículos Automóviles, por un Transporte Inteligente, Eficiente y Seguro) con referencia S2013/MIT-2713 en el desarrollo de la investigación llevada a cabo.

6. Referencias

[1] MS. Aglan, ME. Zaki, L. Hosny, R. El-Houssini, G. Oteify, SA. Temtamy. Anthropometric Measurements in Egyptian Patients with Osteogenesis Imperfecta, American Journal of Medical Genetics, 158A (11), (2012), 2714-2718.

[2] Estadísticas de OIFE: http://www.oife.org/es/nosotros/documentos/estadisticas (2014).

[3] Pronóstico e incidencias de Osteogénesis Imperfecta de AHUCE http://www.ahuce.org/Osteogenesis_imperfecta/Diagnostico_y_Manifestaciones_de_la_Osteogenesis/Pronostico_e_incidencia_de_Osteogenesis_imperfecta.aspx (2007).

[4] DO. Sillence, A. Senn, DM. Danks. Genetic Heterogeneity in Osteogenesis Imperfecta, Journal of Medical Genetics, 16 (2), (1979), 101-116.

[5] MS. Aglan, ME. Zaki, L. Hosny, R. El-Houssini, G. Oteify, SA. Temtamy. Anthropometric Measurements in Egyptian Patients with Osteogenesis Imperfecta, American Journal of Medical Genetics, 158A (11), (2012), 2714-2718.

[6] AM. Lund, J. Müller, F. Skovby. Anthropometry of Patients with Osteogenesis Imperfecta, Arch. Dis. Child, 80(6), (1999), 524-528.

[7] A. LoMauro, S. Pochintesta, M. Romei, MG. D'Angelo, A. Pedotti, AC Turconi, A. Aliverti. Rib Cage Deformities Alter Respiratory Muscle Action and Chest Wall Function in Patients with Severe Osteogenesis Imperfecta, PLos One, 7(4), (2012), e35965.

[8] PC. Chang, SY. Lin, KH. Hsu. The Craniofacial Characteristics of Osteogenesis Imperfecta Patients, European Journal of Orthodontics, 29(3), (2007), 232-237.

[9] AHUCE. Boletín informativo Nº9, XIII Congreso Nacional de Osteogénesis Imperfecta. Nuevos Horizontes O. I., (2007).

[10] FH. Glorieux. Osteogenesis Imperfecta, Best Pract. Res. Clin. Rheumatol., 22, (2008), 85-100.

[11] ZF. Fan, P. Smith, F. Rauch, GF. Harris. Nanoindentation as a Means for Distinguishing Clinical Type of Osteogenesis Imperfecta, Composites, B38, (2007), 411-415.

[12] JM. Fritz, Y. Guan, M. Wang, PA. Smith, GF. Harris. A Fracture Risk Assessment Model of the Femur in Children with Osteogenesis Imperfecta (OI) During Gait, Medical Engineering & Physics, 31 (9), (2009), 1043-1048.

[13] Test Reference Guide Version 5. Volume II: Biomechanics Tests. NHTSA, revision 2013.

[14] RG. Snyder, LW: Schneider, CL. Owings, HM. Reynolds, DH. Golomb, MA. Schork. Anthropometry of Infants, Children and Youths to Age 18 for Product Safety Design, Highway Safety Research Institute the University of Michigan, (1977).

[15] L. Martínez. Desarrollo de Modelos Matemáticos para Simular la Biomecánica de las lesiones en Accidentes de Tráfico, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, (1999).

[16] L. Martínez, C. Vera, F. Lasaga, M. García. SIVAT, un Simulador de Víctimas en Accidentes de Tráfico, IV Congreso de Métodos Numéricos en Ingeniería, Sevilla, España, (1999).

[17] H. Cheng, L. Obergefell, A. Rizer. Generator of Body Data (GEBOD) Manual, Systems Research Laboratories, Inc. (1994).

[18] JM. Nonnemaker, AA: Morgan-Lopez, JM. Pais, EA. Finkelstein. Youth BMI Trajectories: Evidence from the NLSY97, Obesity (Silver Spring), 17(6), (2009), 1274-1280.

[19] C. Albert, J. Jameson, P. Smith, GF. Harris. Reduced diaphyseal strength associated with high intracortical vascular porosity within long bones of children with Osteogenesis Imperfecta, Bone, 66, (2014), 121-130.

Simulador de inmersiones de gran profundidad

A. Valverde Conesa[1], A. Valverde Martínez[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. andres.valverde@upct.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. aniceto.valverde@upct.es*

Los mares y océanos cubren las tres cuartas partes de la Tierra, lo cual supone que la característica más sobresaliente de la geografía de nuestro mundo sea el agua. Su abundante presencia es la base para las muchas y variadas formas de vida que hacen del planeta azul único dentro de nuestro sistema solar. La conquista del medio marino y su explotación han supuesto la intervención humana a profundidades cada vez mayores. Pero la incursión bajo el agua no se produce sin dificultades. Las altas presiones originan problemas respiratorios y, sobre todo, trastornos nerviosos, que deben ser superados al tiempo que se conserva una adecuada capacidad de trabajo. Las investigaciones llevadas a cabo en estos últimos años han permitido resolver ya una parte de las doficultades. Hoy, el hombre puede operar perfectamente a profundidades de hasta 300 metros, y es lógico pensar, que con los estudios e investigaciones en marcha sobre fisiología humana se conseguirán mayores progresos en cuanto a profundidad de acción con absoluta seguridad biológica. Así, en este trabajo se acomete el diseño y fabricación de una instalación capaz de simular inmersiones de hasta 400 metros de profundidad con las garantías fisiológicas necesarias para la seguridad de los buceadores en cuanto a las mezclas de gases respirables según profundidad y adecuación de la temperatura en caso de simular condiciones de buceo criogénico.

1. Introducción

El océano es la central de energía de la Tierra, alimentada por el sol: es un inmenso acumulador de calor que regula nuestro clima y suministra alimentos, minerales y energía al planeta. Hoy día los científicos y estadistas del mundo entero miran cada vez más el océano como una reserva que podrá satisfacer las necesidades de una población mundial en constante crecimiento. Mas, para que los inmensos recursos potenciales del océano sean debidamente aprovechados en beneficio de la humanidad entera, es preciso un extraordinario esfuerzo de cooperación internacional que comprenda la realización de investigaciones científico-técnicas y de evaluaciones económicas y el establecimiento de mecanismos de control adecuados. Resulta sorprendente que en muchos aspectos sepamos más de la Luna que de las inmensas extensiones de agua que cubren en gran parte la superficie de nuestro planeta. Hoy es más urgente que nunca la exploración internacional conjunta de lo que acertadamente se ha llamado "la última frontera": un nuevo mundo por descubrir.

Todo lo expuesto con anterioridad, justifica la necesidad del desarrollo de las investigaciones y técnicas necesarias, capaces para la preparación del hombre en su mejor y más eficaz forma de acceder, con seguridad, a cada vez mayores profundidades oceánicas. Habiéndo evolucionado desde el mar, el hombre está volviendo inexorablemente a él, ver (figura 1).



Figura 1: Darwing by Ed Fisher: The New Yorker Magazine, inc.

2. Tecnologías de descenso a los fondos marinos

El acceso a los fondos marinos puede realizarse de muy diversas maneras, según la profundidad y misión específica a desarrollar:

1º Descensos en los que en las profundidades se realiza algún tipo de intervención humana (buceo),

a) Realizandose las incursiones directamente desde la superficie.

b) Cuando las incursiones se realizan desde artefactos (campanas o hábitat de inmersión) o desde vehículos (sumergibles o submarinos).

2º Descensos de vehículos no tripulados y comandados mediante control remoto, con posibilidades de intervención robotizada.

3º Inmersiones en artefactos o vehículos tripulados, donde la acción humana es meramente de observación. Estos artefactos o vehículos pueden o no disponer de la posibilidad de intervención robotizada.

Refiriendonos, en principio, a las operaciones correspondientes al apartado 1º, para llegar a conseguir en el hombre bajo el mar unas condiciones de trabajo adecuadas desde el punto de vista fisiológico, es preciso que este organismo humano soporte una presión equivalente al valor de la columna de agua más la atmosférica en el punto donde se pretende efectuar dicho trabajo. Como en condiciones normales el organismo humano se encuentra adaptado a soportar una presión igual al valor de la presión atmosférica, es fácil deducir que para efectuar una inmersión, se hace necesario conseguir una situación de adaptación progresiva a las condiciones de presión que existirán en ese punto bajo el mar, junto a la biofísica adecuada, en cada caso, de los gases respirables. De igual forma en la subida hacia la superficie, resulta absolutamente necesario hacerlo con la suficiente lentitud para evitar la aparición de fenómenos isquémicos producidos por embolias de aire, que pueden llagar a determinar graves alteraciones en la fisiología humana, e incluso la muerte.

Por otra parte, refiriéndonos expresamente al apartado 1º-a), la considerable distancia que es preciso recorrer desde la superficie hasta el punto de trabajo en profundidad, determina la aparición de una serie de problemas o necesidades para el organismo, como es el frío, suministro de gases respirables, fatiga, iluminación, seguridad, etc. A la vista de estas consideraciones, resulta indispensable disponer en las inmersiones profundas de un medio que funcionando sobre el principio de un "ascensor presurizado", pueda transportar en las mejores condiciones de seguridad, a dos o tres buceadores desde las condiciones de presión atmosférica a las condiciones de máxima presión de trabajo, (figura 2).

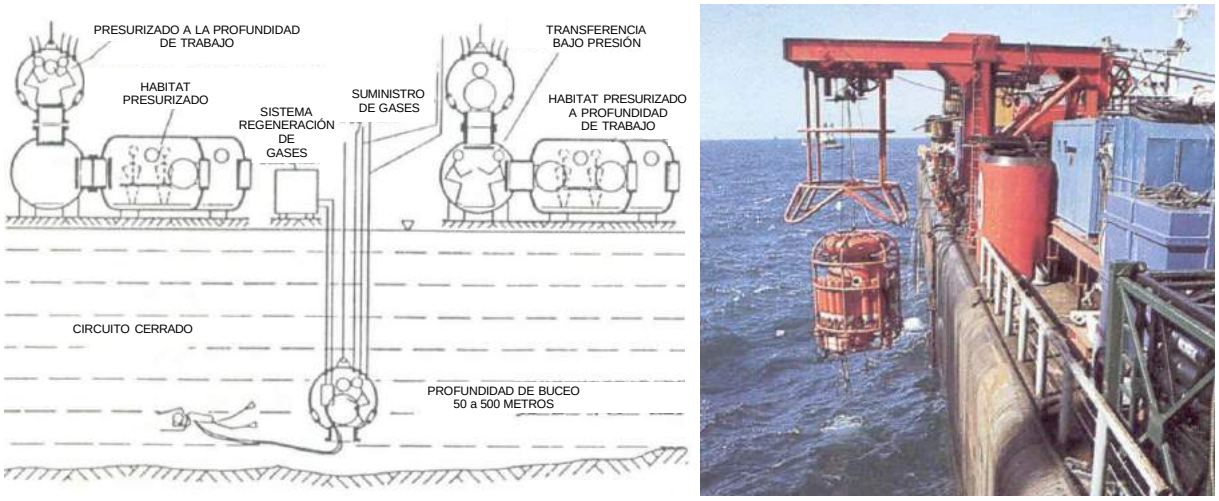
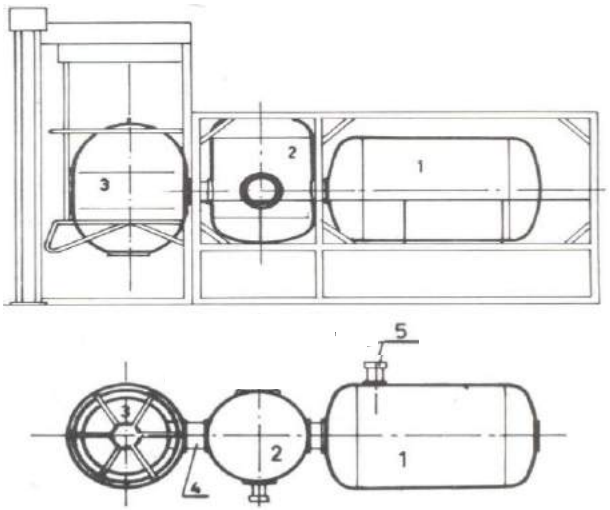


Figura 2: Sistema de buceo con mezcla de gases a saturación. Lanzamiento de campana de buceo al mar

Este sistema deberá ir provisto de los correspondientes medios de aporte de gases respirables a los buzos, de calefacción capaz de combatir las bajas temperaturas, comunicaciones con el exterior en superficie e iluminación adecuada para las profundidades de trabajo. El interior deberá contener una mezcla respirable que suele estar constituida, en principio, de dos gases inertes: nitrógeno y helio, y una proporción variable de un gas fisiológico: óxigeno.

3. Complejos hiperbáricos y simuladores de inmersión

Un complejo hiperbárico en su forma más simple, consta de una cámara hiperbárica, una torreta o campana cerrada de inmersión y un módulo de transferencia, acoplables ambos, según (figura 3).



1. **Cámara hiperbárica o de descompresión, provista de todos los equipos internos necesarios para una vida cotidiana, durante varios días, de los buceadores**
2. **Módulo de transferencia**
3. **Campana cerrada o torreta de inmersión**
4. **Accesorios de comunicación entre los módulos**
5. **Pasos de alimentos y de medicamentos y mirillas de observación.**

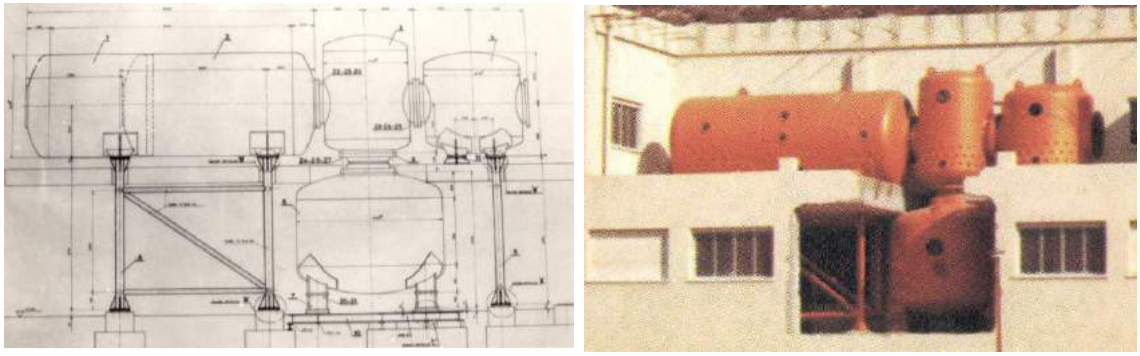
Figura 3: Disposición esquemática de un complejo hiperbárico

Partiendo de este equipo puede practicarse el llamado buceo de saturación, consistente en presurizar de forma escalonada a varios buceadores en el interior de la cámara hiperbárica el tiempo suficientemente prolongado como para que sus tejidos se saturen de la mezcla de gases correspondientes según la profundidad de trabajo. A partir de este momento efectúan su vida normal presurizados dentro de la cámara. Cuando se requiere efectuar un trabajo, el equipo de turno pasa a la campana, la que es sumergida hasta la profundidad de operación, donde los buceadores desarrollan una jornada de trabajo de unas dos horas. Transcurrido este tiempo, la campana es izada pasando los buceadores a la cámara, y a continuación el nuevo equipo se hace descender para proseguir el trabajo, siguiendo este ciclo, de unas dos horas de trabajo dos horas de descanso, hasta la terminación de la obra. Es a partir de entonces cuando debe comenzarse con una prolongada fase de descompresión muy lenta: del orden de unos 50 metros por día.

En las plataformas petrolíferas en el mar, la forma más normal de trabajar es en saturación. Para ello se suele disponer de dos cámaras hoperbáricas acopladas mediante un módulo de transferencia a la campana, con lo cual es posible actuar con dos equipos de trabajo, de tal forma que cada uno vive durante un mes en la cámara y así siempre hay un equipo de buceadores disponible para su inmediata intervención.

4. Bases de diseño, construcción e instalación del similador desarrollado

Como ya se ha mencionado los componentes o módulos, tanto de un complejo hiperbárico como de un simulador de inmersiones, están constituidos esencialmente por sendos recipientes capaces para soportar la presión correspondiente a la máxima profundidad de trabajo o de simulación. La disposición esquemática del diseño de los mismos y su instalación en el emplazamiento, quedan representadas en la (figura 4).



1-2 Antecámara y cámara hiperbárica; 2 Simulador de campana de inmersión; 3 Cámara auxiliar; 4 Tanque hidráulico

Figura 4: Disposición esquemática en diseño e instalación en el emplazamiento del simulador hiperbárico

Las condiciones de diseño fueron las siguientes:

- Presiones de diseño (400 bares) y de prueba (500 bares)
- Temperatura de diseño 10 ºC
- Eficiencia de juntas, radiografiado de soldaduras 100% y recocido de distensionado
- Ranurado exterior después de la soldadura

Normas o Reglamentos exigidos:

- ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section I Power Boilers and Section VIII Unfired Pressure Vessel
- AD-Merkblatter
- Safety Standard for Pressure Vessels for Human Occupancy. AN-SI/ASME PVHO.1 – 1977
- Reglamento Español de Recipientes a Presión
- ASA B 16-5 American Standards para bridas y ASA B 36-10 para las conexiones
- Especificaciones ASTM o equivalentes
- Referente a las prescripciones de soldadura se tendrá en cuenta lo mencionado en SPC/W, o bien en las normas ASTM Code, Section VIII Part. UW y section II
- Respecto a los materiales de construcción, tanto del simulador de campana de inmersión como del tanque hidráulico se requiere, como condición específica: que el acero a emplear cumpla con un cierto nivel de insensibilidad a la rotura frágil, expresado por la curva resiliencia-temperatura exigida, debido a su posible utilización a bajas temperaturas.



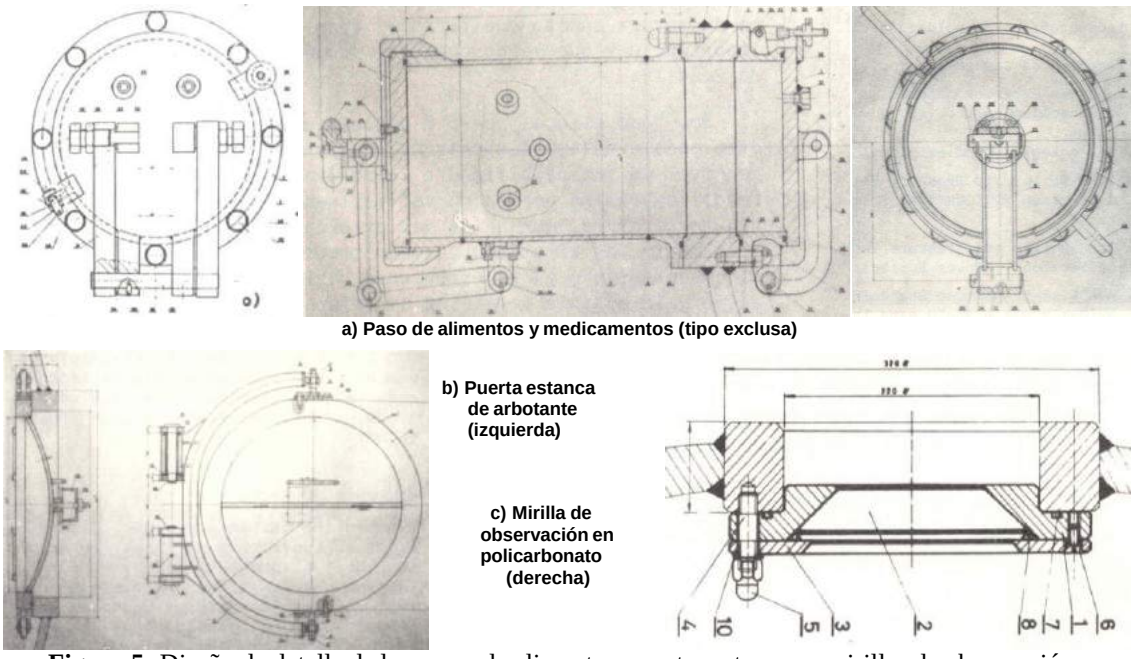
Figura 5: Detalle del montaje de los módulos del simulador en su emplazamiento

Es también importante destacar como aspectos significativos del diseño estructural del simulador, los elementos siguientes, (figura 6):

- Paso de alimentos y medicamentos (tipo exclusa)
- Puertas estancas de arbotante para cierres contra presión con el exterior del simulador y entre los distintos módulos
- Mirillas de observación construidas en policarbonato

Además de los componentes estructurales ya reseñados, la instalación del simulador también comprende los sistemas siguientes:

- Regeneración y mezclas de gases respirables
- Enfriamiento del agua del tanque hidráulico, para la posible simulación de buceo en condiciones criogénicas
- Iluminación desde el exterior de los módulos como medida de seguridad para evitar posibles incendios o explosiones
- Comunicaciones mediante sistema de megafonía y circuito de TV
- Cuadro de instrumentación y control.



a) Paso de alimentos y medicamentos (tipo exclusa)

b) Puerta estanca de arbotante (izquierda)

c) Mirilla de observación en policarbonato (derecha)

Figura 5: Diseño de detalle de los pasos de alimentos, puertas estancas y mirillas de observación

Finalmente se procedió a la instalación de todos y cada uno de los sistemas indicados anteriormente, al igual que el conjunto de líneas de tuberías y accesorios necesarios para las conexiones entre los diferentes componentes y servicios, quedando a partir de entoncen totalmente operativo el simulador de inmersionnes.

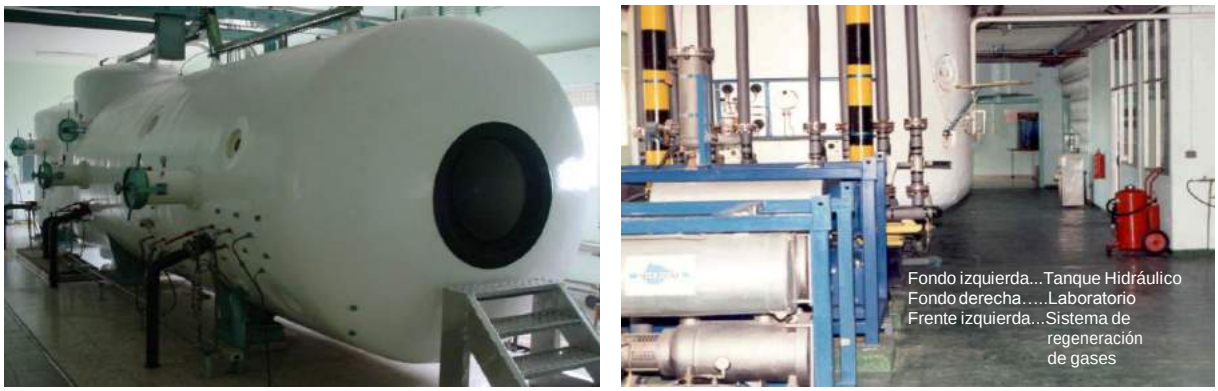


Figura 6: Vista parcial del sistema y elementos principales del simulador ya operativo

5. Experiencias de interés desarrolladas en el simulador de inmersiones

Entre las experiencias desarrolladas hasta la fecha en el simulador, cabe destacar las siguientes:

1. Simulación de inmersiones de intervención para el estudio de la narcosis nitrogenada y evaluación de tablas de descompresión.

2. Simular un conjunto de inmersiones experimentales de intervención humana hasta 200 metros de columna de agua, tratando de estudiar y resolver problemas como:

- Equipos y sistemas de buceo profundo

- Mezclas de gases respirables y su regeneración. Se confirmó las grandes ventajas que aporta el helio biológicamente neutro en la mezcla de gases respirables en varios escalones de presión a partir de una determinada prufundidad de inmersión que se consideró como crítica.

- Sistema hiperbárico de saturación

- Hipotermia, toxicidad del oxígeno (O_2), retención de CO_2), narcosis por nitrógeno (N_2)

- Iluminación, calefacción y comunicaciones

3. Experimentación con animales (intentos sin éxito con un cerdo y a continuación con una cabra).

4. Estudio de la influencia en la fisiología de los sujetos (buceadores y animales) de la velocidad en que se realiza la compresión y la descompresión. Se trataba de confirmar como el organismo se adapta mejor con el tiempo a las nuevas condiciones. En la simulación de las inmersiones como en los ascensos, el tiempo de aclimatación fue proporcionado bien en el fondo bien por medio de compresión y descompresión lentas con paradas intermedias, confirmándose la importancia ventajosa de la compresión y descompresión lentas.

Sin embargo, no hay que ignorar que en el caso del buceo real, la lentitud es de costoso mantenimiento y difícilmente acomodable a las exigencias de las intervenciones de urgencia. De ahí, que se recomiende cierto compromiso con el posible aumento de la velocidad de compresión y de descompresión sin comprometer el estado fisiológico y la eficacia operativa de los buceadores. No obstante, esta problemática queda totalmente resuelta con el mantenimiento previo de los buceadores en la cámara hiperbárica en condiciones de saturación a la posible profundidad de intervención, lo que les permite operar ante cualquier eventualidad de forma inmediata.



Figura 7: Detalles del desarrollo y control de algunas de la experiencias realizadas en el simulador

6. Investigaciones y experiencias futuras a desarrollar

En un futuro próximo se tiene previsto realizar investigaciones y experiencias en relación con:

1. La simulación del buceo operativo hasta 300 metros de profundidad

2. Incidir en el perfeccionamiento del sistema hiperbárico de saturación

3. Simular sistemas de recuperación de objetos pesados

4. Estudio de los problemas de adaptación a las altas presiones en la compresión y en la descompresión: fisiología y biología de los sujetos sometidos a experimentación (buceadores y animales).

5. Estudios de evaluación del sindrome nervioso a las altas presiones. Se sabe que los trastornos nerviosos suelen aparecer a partir de los 200 metros de profundidad ficticia en cámara con mezclas de helio. Se trata de comprobar que estos desórdenes no se deben a la falta de oxígeno, ni a un fallo en la eliminación del anhídrido carbónico, sino a la acción propia de la presión.

7. Conclusiones

Se establecen las siguientes conclusiones:

● Se ha proyectado, diseñado y construido un simulador de inmersiones de gran profundidad, capaz para simular inmersiones a profundidades de hasta 400 metros de prufundidad. El simulador comprende los siguientes elementos y sistemas:

- Recipiente cilíndrico horizontal con fondos abombados que constituye antecámara y cámara hiperbáricas. La cámara está dotada de todos los elementos interiores de habitabilidad y confort necesarios que permitan estancias permanentes de los buceadores durante periodos considerables de tiempo.

- Recipiente cilíndrico vertical con fondos abombados que representa el simulador de campana cerrada de inmersión.

- Recipiente cilíndrico vertical con fondos abombados que representa la cámara auxiliar para servicio de los buceadores.

- Recipiente cilíndrico vertical con fondos abombados que constituye el tanque hidráulico donde se realiza la simulación de las experiencias prácticas de buceo en diversas condiciones de presión y temperatura.

- Los elementos anteriores, antecámara y cámara hiperbáricas, simulador de campana cerrada de inmersión y cámara auxiliar para servicio de los buceadores, disponen de puertas estancas de arbotánte y cierre contra presión, pasos de alimentos y medicamentos (tipo exclusa) y mirillas de observación. El tanque hidráulico dispone de una puerta estanca, de cierre contra presión con el simulador de campana de inmersión, con sistema hidráulico para las maniobras de apertura y cierre, y también de mirillas de observación.

- Sistema de aportación de mezclas de gases respirables y su regeneración.

- Sistema de enfriamiento del agua del tanque hidráulico para posible simulación de buceo criogénico.

- Sistemas de iluminación desde el exterior de los módulos y de comunicaciones mediante megafonía y TV.

- Cuadro de instrumentación y control, donde son controladas las aperaciones própias del simulador y los parámetros correspondientes al estado de los sujetos sometidos a ensayo.

● Se ha desarrollado el proceso de instalación y montaje de todos los elementos del simulador en su emplazamiento, para lo que ha habido que diseñar las fundaciones y una estructura tubular de sustentación.

● Una vez operativo el simulador se han realizado gran cantidad de experiencias con resultados notablemente satisfactorios y que servirán de base para el desarrollo de nuevas experiencias a desarrollar en el futuro.

8. Bibliografía

[1] AD-Merkblatter.

[2] American Standard Code for Pressure Piping ASA B-3 1.3. Apartado 304. Pressure Desing of Components.

[3] ASA B 16-5 American Standards para bridas y ASA B 36-10 para las conexiones.

[4] ASME Boiler and pressure Vessel Code Section VIII - Rules for Construction of Pressure Vessels-Divisions 1 and 2. The American Society of Mechanical Engineers. New York.

[5] Bennett, P. B. and Elliot D. H. The physiology of diving and compressed air work, Baillère, Tyndall, Londres, 1995.

[6] Berrill, N. J. The Life of the Ocean. Mc Graw-Hill. New Yor, 1.968.

[7] Imbert, G. "Des effets sur les animaux de la respiration d'oxigène-hélium à des pressions extrèmes", Tesis Doctoral en Ciencias; GIS de Fisiología Hiperbárica, 1.980.

[8] Jensen, D. "Supervivencia en ambientes de alta presión: fisiología del buceo", Ed. Interamericana, México, 1.979.

[9] Myers, J. and Holm, C.H. Handbook of Ocean and Underwater Engineering. Mc Graw-Hill, New York.

[10] N.O.A.A. Diving Manual, 1.980.

[11] Reglamento Español de Recipientes a Presión.

[12] Rostain, J. C. "Le syndrome nerveux des hautes pressions chez l'homme et le singe Papio", Tesis Doctoral en Ciencias; GIS de Fisiología Hiperbárica, 1.980.

[13] Safety Standard for Pressure Vessels for Human Occupancy. AN-SI/ASME PVHO.1 – 1977.

Sistema de valoración del equilibrio de bajo coste para el peritaje médico forense de daños neurológicos.

A. Valverde Conesa[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. andres.valverde@upct.es*

Numerosos estudios han observado diferencias significativas en el patrón estabilométrico entre sujetos sanos y sujetos que padecen patologías de tipo músculo-esquelético, como las lumbalgias, o el síndrome del latigazo cervical. Es destacable el esfuerzo de determinadas organizaciones por desarrollar instrumentos que permitan a los profesionales médicos discriminar la presencia o simulación de cuadros clínicos, que a menudo son susceptibles de fingimiento, y conllevan elevados costes de indemnización por incapacidad temporal. Uno de los inconvenientes de estos sistemas es su elevado coste, asumible por parte de las aseguradoras implicadas en la valoración de los siniestros, pero inabordable para los profesionales que de forma autónoma se dedican a la clínica de estas patologías. Se analizaron los registros estabilométricos de 16 sujetos, voluntarios trabajadores de la Universidad de Murcia, mediante un software diseñado para capturar y analizar el desplazamiento del centro de presiones (CP respecto al tiempo, o en el espectro de frecuencias) a partir de la plataforma wii balance board. Los resultados de los test estabilométricos fueron comparados mediante análisis estadístico de regresión, con los obtenidos por la administración del cuestionario de salud SF-12. Este instrumento nos aporta una visión del estado de salud general de los sujetos, así como otros aspectos más concretos de salud músculo-esquelética, y/o discapacidad física. Los resultados obtenidos demuestran la validez de nuestro sistema como herramienta complementaria en los protocolos de peritaje médico forense de patologías de tipo musculo-esquelético, con el valor añadido de ser portátil y de muy bajo coste.

1. Introducción

El mantenimiento del equilibrio es una función bastante compleja del cuerpo humano. Depende para su control de tres sistemas fundamentales: el sistema neuromuscular o propioceptivo, el sistema vestibular, y el control visual. Además, el equilibrio puede verse alterado por numerosos factores de tipo individual como la edad, el sexo, el estado de salud física o mental, el padecimiento de lesiones, etc., además de la predisposición genética de cada individuo.

Numerosos autores [1]–[6] han venido empleando plataformas de fuerza para determinar la influencia de algunas patologías de tipo neurológico, y/o músculo-esquelético, en el patrón estabilométrico del ser humano. Estos instrumentos registran los desplazamientos del centro de presiones, que se manifiestan por las leves desviaciones de tipo correctivo respecto de la línea de gravedad, que se generan de manera fisiológica para el mantenimiento de la postura.

Sin embargo, las plataformas de fuerza suelen ser costosas, difíciles de configurar, y no muy fáciles de transportar, por lo que realizar este tipo de evaluaciones estabilométricas, a menudo no es asequible en algunos entornos clínicos o científicos. La *Wii Balance Board* (WBB) (Nintendo, Kioto, Japón) aparece de forma reciente como una tecnología que puede ser usada para el estudio del equilibrio. Este instrumento posee características muy similares a una plataforma dinamométrica de laboratorio. Consta de cuatro células de carga de tipo extensiométrico, que registran la aplicación de fuerza compresiva sobre los cuatro apoyos de la plataforma, permitiéndonos calcular, tanto la magnitud, como el punto de aplicación de estas fuerzas durante el tiempo en el que el sujeto se mantiene sobre ella. Respecto de cualquier otro tipo de plataforma dinamométrica convencional, la WBB nos ofrece la ventaja de ser portátil, además de económica, de modo que se podría disponer de ella en cualquier entorno médico o de investigación, permitiendo el desarrollo de estudios longitudinales sobre muestras muy amplias. Tomando una plataforma comercial como referencia estándar, se ha comprobado que posee un elevado índice de validez y fiabilidad estadísticas (Cociente de Correlación Intraclase o CCI entre 0,77 y 0,99) en estudios realizados en sujetos con diferentes patologías y/o limitaciones físicas, así como en población sana [7]–[11].

Durante estos últimos años hemos desarrollado un software capaz de capturar, y procesar la señal que proviene de la WBB, así como calcular en tiempo real las variables que nos permiten caracterizar el equilibrio de

cualquier sujeto. Este sistema nos ofrece información gráfica y numérica acerca del desplazamiento del CP con respecto al tiempo (área de barrido, longitud del desplazamiento…), además de ofrecernos la posibilidad de evaluar la señal en el espectro de frecuencias (frecuencia media, mediana de la frecuencia, amplitud en bandas de frecuencia concretas, etc.). Los resultados que nos ofrece el software nos permiten comparar el patrón estabilométrico de diferentes grupos poblacionales con características personales diferentes, o bien estudiar, como es el caso del presente artículo, la relación entre variables de tipo individual y/o personal, y su influencia sobre el equilibrio.

Así pues, el objeto del presente trabajo es, por un lado mostrar el desarrollo de nuestro sistema de posturografía portátil de bajo coste, y por otro, comprobar que nuestro sistema es capaz de discriminar el efecto que la salud músculo-esquelética, el dolor, y/o las limitaciones físicas para la vida diaria asociadas a estas patologías, tienen sobre el patrón estabilométrico de los sujetos estudiados.

2. Métodología

2.1. Participantes

Todos los sujetos pertenecen al colectivo de trabajadores y trabajadoras de la Universidad de Murcia, y en su momento se presentaron voluntariamente para participar en un programa dirigido a mejorar la condición física y los hábitos alimentarios. Todos los participantes expresaron por escrito su consentimiento para que los resultados de los test a los que fueron sometidos se difundiesen con fines científicos y/o educativos. Cada uno de los sujetos fue informado con detalle sobre el procedimiento experimental, así como sobre los posibles riesgos y beneficios del proyecto. Este estudio cumple con la Declaración de Helsinki, y ha sido aprobado por la Comisión de Bioética de la Universidad de Murcia.

En este trabajo sólo se contemplan los resultados de las pruebas estabilométricas y del cuestionario de salud SF12 [7], obtenidos antes de comenzar el programa deportivo. Estos resultados sirven de línea base a otra investigación que valora los efectos del programa de ejercicio físico sobre el equilibrio postural, y cuyos resultados están pendientes de publicación. Las características físicas y el estado de salud de los participantes se ofrecen en la Tabla 1.

Tabla 1: Características de la muestra

	Sexo					
	Hombres			**Mujeres**		
	Media	**Error estándar**	**Total N**	**Media**	**Error estándar**	**Total N**
Edad	43,00	3,69	13	59,14	6,06	6
Estatura (cm)	176,62	2,02	13	144,60	2,18	6
Peso (kg)	82,10	5,54	13	83,12	7,13	6
IMC (Kg/m^2)	27,56	0,84	13	34,01	2,60	6
Función Física	53,89	1,83	13	47,88	3,84	6
Rol de Función Física	27,20	1,02	13	29,54	0,00	6
Dolor Corporal	52,34	3,13	13	50,65	5,04	6
Percepción general de salud	40,21	3,39	13	38,99	4,48	6

2.2. Diseño experimental.

Todas las pruebas de valoración se realizaron en la tercera semana de octubre del año 2015.

El cuestionario SF12 se administró de manera electrónica, mientras que las pruebas de equilibrio se realizaron en un entorno clínico controlado. Las condiciones de control postural fueron evaluadas en apoyo bipodal estable, con ojos abiertos (EOA), y ojos cerrados (EOC), y sobre apoyo bipodal inestable, sólo con los ojos abiertos (IOA). Los participantes realizaron dos sesiones de familiarización con las condiciones de ensayo antes de las pruebas definitivas, para eliminar el error de fiabilidad del test asociado al aprendizaje progresivo.

Con este diseño correlacional descriptivo pretendemos evaluar la influencia de diferentes aspectos de la salud de la muestra sobre las variables que definen el equilibrio postural.

2.3. Protocolo experimental.

2.3.1. Niveles de salud y medidas antropométricas.

Se valoró el nivel de salud de los participantes mediante la administración electrónica del cuestionario de salud SF-12, obteniendo entre otras las siguientes dimensiones cuantitativas: Función Física, o grado en que la salud limita las actividades físicas de subir escaleras y andar más de 1h; Rol Físico, o grado en que la salud física interfiere en el trabajo y otras actividades diarias, incluyendo el rendimiento menor que el deseado, limitación en el tipo de actividades realizadas o la dificultad en la realización de actividades; Dolor Corporal, o intensidad del dolor y su efecto en el trabajo habitual, tanto fuera de casa como en el hogar; y Salud General, o valoración personal de la salud [8].

La estatura de cada participante se obtuvo con un estadiómetro manual montado en pared (Seca 202, Seca Ltd., Hamburgo, Alemania) con una precisión de ±0,5cm. El peso en kg, y el índice de masa corporal (IMC, kg/m^2) de cada participante, se obtuvieron mediante un analizador de composición corporal por bioimpedancia (Tanita BC-428, Tanita Corp., Tokio, Japón).

2.3.2. Pruebas de valoración del equilibrio.

Todas las pruebas estabilométricas se realizaron con el sujeto descalzo. Cada participante fue instruido para que se mantuviera encima de la WBB apoyado sobre ambos pies separados a la altura de sus caderas, lo más quieto posible y firme, con los brazos extendidos y sus manos reposando sobre la parte anterior de sus muslos, durante el transcurso de cada medición. Para las pruebas con los ojos abiertos (EOA), el sujeto debía mantener su mirada fija en una marca o nivel ubicado a 1m de distancia horizontal, y a 1,7m sobre la superficie de apoyo de la WBB. Para la prueba con los ojos cerrados (EOC), el sujeto debía mantener sus ojos cerrados durante la medición. Finalmente, para aquellos test realizados bajo la condición que denominamos de apoyo inestable (IOA), se impelía al sujeto a que mantuviese la postura erecta, con los ojos fijos en la marca visual, sobre una almohadilla de espuma de poliuretano ($30kg \cdot m^{-3}$ de densidad y 15cm de grosor) previamente colocada encima de la WBB. El registro de las estabilometrías se iniciaba de forma manual al considerar que el sujeto alcanzaba una postura equilibrada. De este modo, los movimientos del CP, en los planos frontal y sagital, se registraron durante 30s para cada una de las condiciones experimentales y para cada uno de los sujetos.

2.3.3. Software de adquisición, procesamiento y almacenamiento de series estabilométricas.

Nuestro sistema está íntegramente programado en el entorno Visual Studio 2010, bajo el lenguaje Visual Basic.NET (Figura 1).

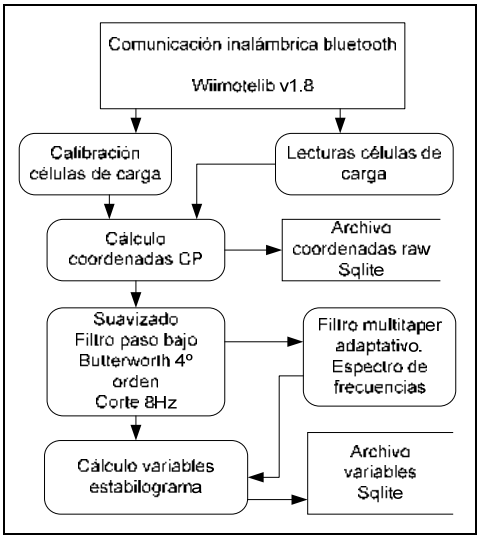


Figura 1: Procesos de captura y procesamiento de la señal estabilométrica.

Para conectar la plataforma Wii balance board con un ordenador personal bajo sistema operativo Windows, se ha empleado la librería opensource wiimotelib v1.8 [9], modificada para corregir entre otros aspectos la medida calibrada de las cuatro células de carga. Esta librería permite el reconocimiento de la plataforma como un dispositivo de interface humana, y obtener las mediciones instantáneas de cada una de las células de carga en kg (TopRight, o esquina anterior derecha de la plataforma; TopLeft, o esquina anterior izquierda; BottomRight, o esquina posterior derecha; y BottomLeft, o esquina posterior izquierda). Una vez registrado el valor de la medida

de cada célula de carga a lo largo del tiempo, conocidas las dimensiones de la plataforma, calculamos las coordenadas cartesianas en mm del punto de aplicación de las fuerzas compresivas de reacción contra la plataforma, o CP, mediante las siguientes ecuaciones (1 y 2):

$$CP_x = \frac{(BottomRight+TopRight)\cdot 240}{BottomRight+BottomLeft+TopRight+TopLeft} - 120 \quad (1)$$

$$CP_y = \frac{(BottomRight+BottomLeft)\cdot 430}{BottomRight+BottomLeft+TopRight+TopLeft} - 215 \quad (2)$$

Contando con que el centro de cada célula dista del origen de nuestra plataforma, 120mm en el eje de abcisas, y 215mm en el eje de ordenadas, y BottomRight, BottomLeft, TopRight y TopLeft representan los pesos en kg de cada célula de carga, obtenemos las coordenadas CP_x y CP_y en mm.

Durante el proceso de captura (establecido para un tiempo concreto en la sección de ajustes del estudio. Concretamente 30s para este estudio) el software almacena los registros de cada célula de carga con una frecuencia de adquisición de 100Hz sin ningún tipo de tratamiento (raw) en la memoria ram del PC. Una vez finalizada la captura del estabilograma, se calculará la secuencia de coordenadas de posición del CP con respecto al tiempo (ecuaciones 1 y 2). Posteriormente la señal se suaviza mediante un filtro paso bajo butterworth de 4º orden con frecuencia de corte a 8Hz. Tras el proceso de suavizado, se procede a trasformar la señal al dominio de frecuencia mediante un algoritmo multitaper adaptativo [10]. Este algoritmo nos permite reducir el error asociado a los procesos estocásticos, así como evitar la pérdida de rendimiento en las frecuencias bajas que aparece al aplicar métodos como la segmentación del periodograma de Welch. Por fin, como variables de salida en el dominio del tiempo tenemos: i) el área de la elipse de confianza que contiene el 90% de las posiciones del CP muestreadas en mm^2 (AE_{90}); ii) la velocidad media, resultado de dividir el desplazamiento del CP entre el tiempo que dura la estabilometría en $mm \cdot s^{-1}$ (V_{Med}); y como variables características del domino de frecuencia tenemos: iii) la frecuencia media de oscilación en el sentido medio-lateral en Hz (Fx_{Med}); iv) la frecuencia media de oscilación en el sentido antero-posterior en Hz (Fy_{Med}); v) la mediana de la frecuencia de oscilación en el sentido medio-lateral en Hz ($Fx_{Mediana}$)); vi) la mediana de la frecuencia de oscilación en el sentido antero-posterior en Hz ($Fy_{Mediana}$); vii) la amplitud normalizada de oscilación del CP en sentido medio-lateral en la banda de frecuencia de 0,2Hz, en mm (AN02x); viii) la amplitud normalizada de oscilación del CP en sentido antero-posterior en la banda de frecuencia de 0,2Hz, en mm (AN02y). Terminados los procesos de cómputo de variables del estabilograma, los datos raw, y las variables de salida se almacenan en un archivo de base de datos de tipo Sqlite.

2.4. Análisis estadístico.

Para el análisis de resultados empleamos el Paquete Estadístico para las Ciencias Sociales (SPSS Versión 22.0). Los valores descriptivos de las variables dependientes se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2: Variables estabilométricas.

		Sexo			
		Hombres (n=13)		**Mujeres (n=6)**	
Variable	**Condición**	**Media**	**Desviación Es.**	**Media**	**Desviación Es.**
AE_{90} (mm^2)	EOA	193,570593	136,179428	150,005009	39,347089
	EOC	265,49787	168,71933	314,82669	113,65545
	IOA	709,10109	480,43109	483,94283	387,32699
V_{Med} ($mm \cdot s^{-1}$)	EOA	7,5461522	3,8116308	5,0440995	1,2251608
	EOC	9,5730449	6,1075678	6,8843968	2,3393263
	IOA	13,0726441	3,6748865	11,0145115	3,8909113
Fx_{Med} (Hz)	EOA	,67036258	,40599630	,42329526	,03916341
	EOC	,69624053	,43532158	,41822480	,07351254
	IOA	,41912092	,09176381	,34357035	,06959570
Fy_{Med} (Hz)	EOA	,54011685	,34510830	,30370039	,08226410
	EOC	,54569790	,33319436	,33326686	,14692365
	IOA	,44201073	,11493876	,52127911	,17683104

		Sexo			
		Hombres (n=13)		Mujeres (n=6)	
Variable	**Condición**	**Media**	**Desviación Es.**	**Media**	**Desviación Es.**
$Fx_{Mediana}$ (Hz)	EOA	,51739302	,36052808	,31189014	,02598076
	EOC	,52528608	,35573849	,30672901	,05455502
	IOA	,33132464	,07538655	,26332644	,05584555
$Fy_{Mediana}$ (Hz)	EOA	,42890802	,29451638	,22605471	,07407069
	EOC	,41486234	,26190795	,26013128	,12381392
	IOA	,32333727	,08533391	,40378155	,13724242
AN02x (mm)	EOA	21,612837	2,903205	22,897914	1,314785
	EOC	20,529907	1,790337	23,161411	2,617709
	IOA	22,830434	3,310937	25,534947	2,895091
AN02y (mm)	EOA	23,939685	5,041293	27,597357	4,532874
	EOC	23,096145	3,653671	26,156695	4,047211
	IOA	23,427149	2,311938	22,481828	3,307239

Debido al limitado tamaño de la muestra se empleó el coeficiente de correlación de spearman para determinar las correlaciones no paramétricas que existen entre las variables independientes, y las variables posturológicas obtenidas de nuestro instrumento. Tras esta primera aproximación, y teniendo en cuenta aquellas correlaciones significativas, o cuasi-significativas, se establecieron las ecuaciones o modelos explicativos mediante análisis de regresión múltiple. Estos modelos nos ayudan a explicar la variación de los resultados posturológicos en función de variables predictoras como el estado de salud, o la edad de los sujetos.

Finalmente se realizó un test de Suma de Rangos de Wilcoxon para determinar la presencia de diferencias debidas al género, tanto en las variables independientes (SF12), como en las variables dependientes del estabilograma.

3. Resultados

Tras el análisis de correlación bivariado, encontramos que la variable Rol Físico presenta niveles de correlación altamente significativos con las variables posturológicas obtenidas mediante el análisis espectral: Fx_{Med}-EOA (ρ=-0,551 ,p=0,027); Fy_{Med}-EOA(ρ=-0,616, p=0,011); $Fy_{Mediana}$-EOA (ρ=-0,583, p=0,018); AN02y-EOA (ρ=0,544, p=0,029). Mientras que presenta un nivel de significación cuasi-significativo con una variable muy representativa de la posturología como es la V_{Med}-EOA (ρ=-0,486, p=0,056).

Por otro lado, se aprecian correlaciones altamente significativas entre la edad de los sujetos, y las variables más clásicas del estabilograma: AE_{90}-EOA (ρ=0,530, p=0,015); AE_{90}-IOA (ρ=0,524, p=0,021); V_{Med}-EOA (ρ=0,645, p=0,003); V_{Med}-EOC (ρ=0,730, p=0,000); V_{Med}-IOA (ρ=0,660, p=0,002).

Partiendo de la base de las correlaciones observadas se realizaron análisis de regresión múltiple, tomando como variables predictoras la edad y el Rol Físico de los sujetos, y como variables dependientes, por un lado la variable Fy_{Med}-EOA, y por otro la variable V_{Med}-EOA.

En el caso de la variable Fy_{Med}-EOA, podemos establecer la siguiente ecuación o modelo explicativo:

$$Fy_{Med} - EOA = 2{,}663 + 0{,}006 \cdot Edad - 0{,}086 \cdot Rol\ Físico \quad (3)$$

Con niveles de significación, de p=0,002 para la constante de la ecuación, p=0,227 para el valor de la edad, p=0,003 para el valor de la variable Rol Físico, y un valor ajustado de R^2=0,468 con un nivel de significación estadística muy elevado p=0,006.

Para el caso de la variable V_{Med}-EOA, obtuvimos la siguiente ecuación de regresión lineal múltiple:

$$V_{Med} - EOA = 24{,}343 + 0{,}114 \cdot Edad - 0{,}781 \cdot Rol\ Físico \quad (4)$$

Con niveles de significación, de p=0,007 para la constante de la ecuación, p=0,009 para la variable Rol Físico, y 0,042 para la edad. El modelo nos ofrece un valor ajustado de R^2=0,463 altamente significativo (p=0,007).

La figura 2 muestra los diagramas de dispersión y las rectas de regresión simple estimadas a partir de la variable Rol Físico como variable explicativa, y Fy_{Med}-EOA o V_{Med}-EOA, como variables dependientes.

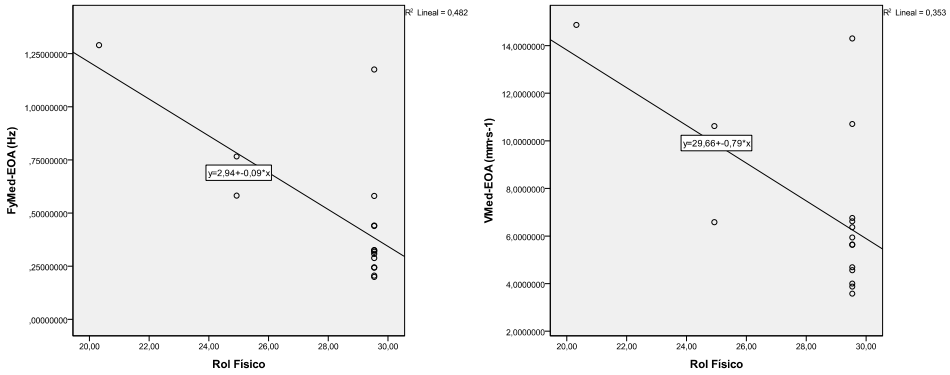


Figura 2: Ajuste de regresión lineal simple Rol Físico-Fy_{Med}-EOA (izqda.); Ajuste de regresión lineal simple Rol Físico-V_{Med}-EOA (dcha.).

Finalmente, la prueba de suma de rangos de Wilcoxon nos muestra ciertas diferencias en el patrón estabilométrico de las mujeres con respecto a los hombres. En particular, en lo que se refiere a la frecuencia del desplazamiento del CP en el eje antero-posterior, las mujeres presentaron menores valores en FxMed-EOA (p=0,035, Tamaño de Efecto=0,48), FxMed-EOC (p=0,035, Tamaño de Efecto=0,48), FxMediana-EOC (p=0,046, Tamaño de Efecto=0,46), AN02x- EOC (p=0,029, Tamaño de Efecto=0,50), y AN02x- IOA (p=0,029, Tamaño de Efecto=0,50).

4. Discusión

Teniendo en cuenta el reducido tamaño de nuestra muestra, el carácter discontinuo de la escala de medición de las variables de salud, y que fue escogida entre sujetos relativamente saludables, parece lógico encontrarnos con una alta homogeneidad en las variables predictoras. Esta homogeneidad, lejos de ser un problema supone un aval para nuestros resultados, y nos invita a suponer que con una muestra más orientada al diagnóstico de problemas de salud dichos resultados serían aún mejores.

Atendiendo a los hallazgos de este estudio, el equilibrio o control postural se vería notablemente influido por las alteraciones funcionales de índole físico. Se han constatado relaciones de tipo inversamente proporcional entre el Rol Físico, y algunas variables relativas a la frecuencia de oscilación, tanto en el sentido antero-posterior, como en el sentido medio-lateral. Esto es, a valores más bajos para el Rol Físico (mayor afectación funcional), frecuencias de oscilación más elevadas (mayor gasto energético, menor eficiencia, peor condición de equilibrio). Tal y como cabría esperarse, la velocidad de oscilación del CP también se relaciona indirectamente con el Rol Físico, aunque en nuestro estudio sólo se halló un nivel de significación cuasi-significativo.

Por otro lado, hemos encontrado relaciones directamente proporcionales entre la edad de los sujetos, y las variables obtenidas de la secuencia temporal del estabilograma (área de barrido del estabilograma, y velocidades de desplazamiento del CP, en condiciones estables e inestables, siempre con los ojos abiertos). Estos resultados concuerdan con los estudios más clásicos [11], [12], y a pesar del escaso tamaño de nuestra muestra, nos permiten apreciar la alta sensibilidad que presentan, tanto el instrumento, como el método de procesamiento y análisis del estabilograma escogidos, a la hora de evaluar aspectos como la evolución del equilibrio con respecto a la edad.

De manera similar al trabajo de da Silva y colaboradores [1], se obtuvieron mediante análisis de regresión múltiple dos modelos que incorporan la edad, y el grado de limitación funcional ocasionada por problemas físicos (Rol Físico) para explicar las variaciones de nuestras variables posturológicas (V_{Med}-EOA y Fy_{Med}-EOA). Es de suponer que ante muestras con edades homogéneas nuestra metodología sería capaz de discriminar entre aquellos sujetos que padecen patologías de tipo traumático como el latigazo cervical [2], o de origen no traumático, y tan habituales como el dolor de cabeza [3], el dolor lumbar [4], [5], y la fibromialgia [6], y sujetos sanos.

Por fin, hacemos alusión a las diferencias que hemos observado debidas al género, y que en general soportarían la idea de que las mujeres son más eficientes en este tipo de pruebas de equilibrio. Estos resultados no son en absoluto coherentes con la bibliografía, dónde por ejemplo se manifiesta una mayor incidencia de caídas en

mujeres frente a los hombres de edad avanzada, sustentada por mejores parámetros estabilométricos en los hombres respecto a las mujeres [13].

5. Conclusiones

Nuestros resultados nos permiten establecer las siguientes conclusiones:

Nuestro sistema de evaluación posturológica es fiable para la discriminación de las variaciones en los parámetros estabilométricos debidas a factores de tipo personal como la edad, o las limitaciones funcionales que devienen del padecimiento de distintos problemas de salud.

Los modelos predictivos obtenidos nos permiten discriminar entre sujetos sanos y sujetos con algún tipo de limitación física funcional, siempre que la edad de la muestra sea homogénea.

6. Limitaciones

Este trabajo, al igual que cualquier otro presenta ciertas limitaciones. En sucesivos trabajos que evalúen la estabilidad postural y su relación con afecciones de la salud se debería aumentar considerablemente el tamaño de la muestra, al tiempo que también se busquen mayores diferencias en las escalas de medida de las variables independientes.

7. Agradecimientos

Agradecemos el esfuerzo y compromiso del grupo de trabajadores de la Universidad de Murcia que tomaron parte como voluntarios en este estudio. Del mismo modo, queremos dar las gracias al personal del Centro de Medicina del Deporte de la Universidad de Murcia por su excelente aportación técnica, así como la asistencia médica dedicada a los participantes.

8. Referencias

[1] R. A. da Silva, E. R. Vieira, C. E. Carvalho, M. R. Oliveira, C. F. Amorim, and E. N. Neto, “Age-related differences on low back pain and postural control during one-leg stance: a case–control study,” Eur. Spine J., vol. 25, no. 4, pp. 1251–1257, 2016.

[2] A. Nacci, M. Ferrazzi, S. Berrettini, E. Panicucci, J. Matteucci, L. Bruschini, F. Ursino, and B. Fattori, “Vestibular and stabilometric findings in whiplash injury and minor head trauma,” Acta Otorhinolaryngol. Ital., vol. 31, no. 6, p. 378, 2011.

[3] C. Rossi, A. Alberti, P. Sarchielli, G. Mazzotta, G. Capocchi, M. Faralli, G. Ricci, E. Molini, and G. Altissimi, “Balance disorders in headache patients: evaluation by computerized static stabilometry,” Acta Neurol. Scand., vol. 111, no. 6, pp. 407–413, Jun. 2005.

[4] A. Patti, A. Bianco, A. Paoli, G. Messina, M. A. Montalto, M. Bellafiore, G. Battaglia, A. Iovane, and A. Palma, “Pain Perception and Stabilometric Parameters in People With Chronic Low Back Pain After a Pilates Exercise Program: A Randomized Controlled Trial,” Medicine (Baltimore), vol. 95, no. 2, p. e2414, Jan. 2016.

[5] K. P. Gill and M. J. Callaghan, “The measurement of lumbar proprioception in individuals with and without low back pain,” Spine, vol. 23, no. 3, pp. 371–377, 1998.

[6] K. D. Jones, L. A. King, S. D. Mist, R. M. Bennett, and F. B. Horak, “Postural control deficits in people with fibromyalgia: a pilot study.,” Arthritis Res. Ther., vol. 13, no. 4, p. R127, 2011.

[7] H. L. Bartlett, L. H. Ting, and J. T. Bingham, “Accuracy of force and center of pressure measures of the Wii Balance Board,” Gait Posture, vol. 39, no. 1, pp. 224–228, Jan. 2014.

[8] R. A. Clark, A. L. Bryant, Y. Pua, P. McCrory, K. Bennell, and M. Hunt, “Validity and reliability of the Nintendo Wii Balance Board for assessment of standing balance,” Gait Posture, vol. 31, 2010.

[9] J. D. Holmes, M. E. Jenkins, A. M. Johnson, M. A. Hunt, and R. A. Clark, “Validity of the Nintendo Wii(R) balance board for the assessment of standing balance in Parkinson’s disease.,” Clin. Rehabil., vol. 27, no. 4, pp. 361–366, Apr. 2013.

[10] A. Huurnink, D. P. Fransz, I. Kingma, and J. H. van Dieën, “Comparison of a laboratory grade force platform with a Nintendo Wii Balance Board on measurement of postural control in single-leg stance balance tasks,” J Biomech, vol. 46, 2013.

[11] R. Morán Navarro, A. Valverde-Conesa, J. M. López-Gullón, and E. E. De La Cruz Sánchez, “Can balance skills predict Olympic wrestling performance?,” J. Sport Health Res., vol. 7, no. 1, pp. 19–30, 2015.

[12] O. Monteagudo Piqueras, L. Hernando Arizaleta, and J. A. Palomar Rodríguez, "Normas poblacionales de referencia de la versión española del SF-12V2 para la Región de Murcia," Gac. Sanit., vol. 25, pp. 50–61, 2011.
[13] M. Rodríguez Vidal, M. Merino Escobar, and M. Castro Salas, "Valoración psicométrica de los componentes físicos (CSF) y mentales (CSM) del SF-36 en pacientes insuficientes renales crónicos en tratamiento con hemodiálisis," Cienc. Enferm., vol. 15, no. 1, pp. 75–88, 2009.
[14] "WiimoteLib - .NET Managed Library for the Nintendo Wii Remote." [Online]. Available: http://www.brianpeek.com/page/wiimotelib. [Accessed: 18-Mar-2013].
[15] A. J. Barbour and R. L. Parker, "psd: Adaptive, sine multitaper power spectral density estimation for R," Comput. Geosci., vol. 63, pp. 1–8, 2014.
[16] J. H. SHELDON, "The effect of age on the control of sway.," Gerontol. Clin. (Basel), vol. 5, pp. 129–138, 1963.
[17] D. Abrahamová and F. Hlavacka, "Age-related changes of human balance during quiet stance," Physiol. Res., vol. 57, no. 6, p. 957, 2008.
[18] J. Kim, G. Eom, C. Kim, D. Kim, J. Lee, B. K. Park, and J. Hong, "Sex differences in the postural sway characteristics of young and elderly subjects during quiet natural standing," Geriatr. Gerontol. Int., vol. 10, no. 2, pp. 191–198, 2010.

Desarrollo de Plantillas Instrumentadas de Bajo Coste para Medición de la Pisada

A.M. García Benítez[1], A. Valverde Conesa[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. antoniomgb@hotmail.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. andres.valverde@upct.es*

La posición bípeda supone un importante reto desde el punto de vista biomecánico, debido fundamentalmente al compromiso entre la estabilidad y la dinámica de la locomoción humanas. Conocer en profundidad la distribución de esfuerzos a lo largo de la superficie plantar puede ayudar en la prevención de patologías que no sólo afectan al propio pie, sino que pueden alterar otras estructuras involucradas en las cadenas cinemáticas responsables de la posición y el movimiento bípedo.En este trabajo se acomete la fabricación de un instrumento de bajo coste, destinado a la medida de la distribución de presiones plantares, con una velocidad de muestreo suficiente para valorar los parámetros baropodométricos de las fases de carrera pedestre a baja velocidad (10-12km/h).Tras ensayar el dispositivo, y confrontar los resultados obtenidos con datos similares de otros sistemas comerciales, podemos desatacar que el sistema sirve a los propósitos que nos habíamos planteado: dispositivo portable, con frecuencia de muestreo suficiente para evaluar fases de carrera a baja velocidad, y de muy bajo coste.

1. Introducción

La medida de la presión plantar tiene especial relevancia, entre otras cuestiones, en el diagnóstico de enfermedades del pie como la neuropatía diabética, en la evaluación de las deformaciones del pie como consecuencia del calzado inadecuado, el sobreuso, o la edad, en el seguimiento de tratamientos protésicos u ortésicos, para la evaluación funcional pre y postquirúrgica del miembro inferior, en el estudio del calzado deportivo, o en el diseño de plantillas ortopédicas.

La distribución de esfuerzos sobre la superficie plantar puede valorarse desde dos perspectivas bien distintas. Podemos analizar las solicitaciones mecánicas del pie durante el apoyo estático, empleando entre otras herramientas, los estudios radiológicos del miembro inferior, los mapas de presión baropodométricos, fotopodogramas obtenidos mediante escáner 2D, o el método más básico y rudimentario, la impresión de la huella plantar, previamente impregnada en tinta, sobre papel (pedigrafía). Los estudios estáticos nos ofrecen información acerca de la morfología del pie, así como sobre su comportamiento mecánico en el mantenimiento de la posición bípeda, pero no alcanzan para la valoración de patologías que solo se manifiestan durante algunas fases de la locomoción humana. Para solucionar estas carencias, debemos estudiar el comportamiento del pie de forma dinámica, ya sea durante la marcha, o incluso en carrera a diferentes frecuencias y/o velocidades. Los estudios de tipo dinámico emplean métodos más complejos, bien desde la perspectiva cinemática, centrada únicamente el cuantificar el movimiento (p.ej., videofotogrametría), o desde la cinética, que incorpora el análisis de las fuerzas que actúan sobre el sistema durante la ejecución del movimiento, empleando por ejemplo, el registro de las fuerzas de reacción a través de plataformas dinamométricas, o usando el análisis dinámico de presiones plantares mediante plantillas instrumentadas.

La marcha humana es un proceso de locomoción en el que el cuerpo humano, en posición erguida, se mueve hacia adelante, mientras su peso es soportado alternativamente por ambas piernas [1]. A diferencia de la carrera o los saltos, durante la marcha se suceden fases de doble apoyo con fases de apoyo unipodal. Es decir, en todo momento existe algún tipo contacto con el suelo.

Durante la marcha, el equilibrio se halla amenazado a cada instante, paso a paso se balancea al filo de la catástrofe. El equilibrio se mantiene por cambios compensatorios de otras partes del cuerpo, que tienden a reubicar la línea de gravedad para que transcurra el mayor tiempo posible a través de la superficie de la base de sustentación. Se producen oscilaciones laterales del cuerpo, rotaciones en sentido inverso de la pelvis y de los hombros, oscilaciones opuestas de los miembros superior e inferior del mismo lado, etc. [2] Una breve y acertada definición describiría la marcha humana como un permanente estado de desequilibrio hacia delante.

1.1. Antecedentes.

En 1836, los hermanos Weber sentaron las bases de las futuras investigaciones en biomecánica de la locomoción humana. En su obra: "*Mechanik der Mensheliehen Gehwerkzeuge. Gottingen*", se pueden encontrar 150 hipótesis, incluyendo el primer modelo pendular del miembro inferior [3]. En "*Animal Locomotion*" (1878) el fotógrafo inglés Edward Muybridge describe las técnicas de fotografía seriada aplicadas al análisis de la marcha humana (Figura 1). Marey utilizó en 1873 un calzado que incluía una especie de cámara de aire dinamométrica [4]. En 1887 Beely midió las presiones bajo el pie haciendo caminar al sujeto sobre una fina capa de escayola, lo que permitía analizar a posteriori la profundidad de la huella plantar. En 1892 diseñó una plataforma dinamométrica. En 1916, Amar diseñó una pista dinamométrica que registraba fuerzas en cuatro direcciones: vertical, horizontal, lateral externa y lateral interna. Forstall desarrolló en 1925 un sistema para medir las presiones estáticas a través del tintado de la planta del pie (pedigrafía). En 1945, Scherb y Arienti colocaron contactos eléctricos en las suelas de los zapatos, en concreto bajo el talón, así como bajo el primer y el quinto metatarsianos. En 1947 Schwartz empleó registros neumáticos para cuantificar la presión soportada por el talón y sobre las cabezas del primer y quinto metatarsianos. En 1952 Cunningham y Brown fabricaron una plataforma dinamométrica, que ha servido de base para el desarrollo posterior de muchos sistemas para el análisis de fuerzas. En 1953 Holden y Muncey introducen transductores capacitativos de presión en unos zapatos fabricados especialmente para ese fin, y mediante un osciloscopio son capaces de registrar la magnitud de la carga a lo largo del tiempo.

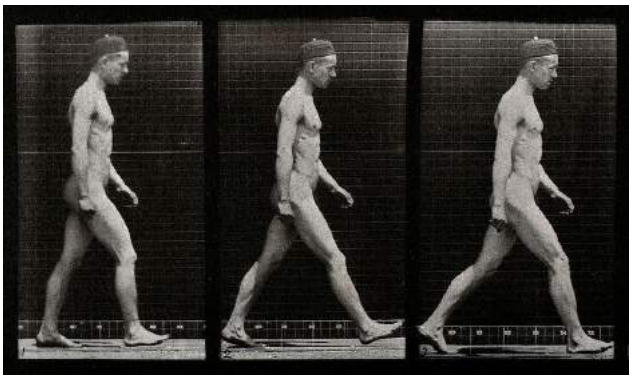


Figura 1: *A man walking* [5].

En 1976 Scranton & McMaster emplearon cristal líquido para realizar estimaciones analíticas de la distribución de presiones bajo el pie. En este sistema, una cámara fotográfica registra las imágenes en 10 instantes sucesivos. El procesamiento posterior de estas imágenes permitía la reconstrucción del mapa de presiones en la planta del pie para cada instante. Este mismo año, Arcan y Bull preparan un sistema óptico utilizando una capa flexible compuesta por una superficie de semiesferas, que se deforman bajo compresión generando una huella circular, cuyo diámetro se corresponde proporcionalmente con la presión aplicada. Este sistema permitía obtener un mapa bastante preciso de las presiones soportadas por la planta del pie. En 1982 Cavanagh y Henning implementan una plantilla con 499 sensores basados en principios piezoeléctricos. Desde 1986 se comercializa un sistema de baropodometría electrónica: EMED System®. En 1992 Rose et al desarrollan el sistema F-SCAN®, que incorpora una plantilla de 960 sensores de tipo resistivo. En 2001 aparecen las plantillas instrumentadas con sistemas de telemetría Biofoot/IBV 2001®, con múltiples aplicaciones en rehabilitación, neurología, deporte, diseño de calzado, etc. [6]

1.2. Presiones plantares durante la marcha.

En general, se entiende que el peso que llega al suelo durante la marcha no es uniforme, sino que varía describiendo un movimiento ondulatorio. La gráfica de la fuerza con respecto al tiempo presentaría dos picos de presión; uno de ellos coincide con el contacto del talón, y el otro con el despegue.

Además, la distribución de presiones sobre la superficie plantar no es uniforme. Para poder describir las presiones que se generan en el pie durante la marcha se divide la planta del pie considerando las zonas de mayor interés biomecánico. En este sentido, existe un consenso generalizado sobre que la máxima presión local de todo el pie se registra en la zona del talón, y durante el contacto inicial con el suelo, aunque hay autores que indican que la principal zona de apoyo es el antepié, o describen que la máxima presión ocurre en el momento en que también contacta el borde lateral de las cabezas metatarsianas [7]. Lo importante es que todos concuerdan en que conforme avanza el peso del cuerpo a la zona central de la planta del pie, y aumenta la superficie de apoyo, la presión se va reduciendo.

Desde el punto de vista biomecánico podemos dividir la pisada en cuatro fases distintas:

- Fase de impacto.
- Fase de soporte y postura media.
- Fase de despegue y propulsión.
- Fase de vuelo y recuperación.

Como ya habíamos comentado, la marcha se distingue de la carrera en que antes de la fase de despegue y propulsión de un pie, ya se ha iniciado el contacto con el suelo del pie contrario. Se entiende que las presiones van avanzando, desde el primer contacto del pie en la zona más o menos externa del talón (fase de impacto), trascuriendo por la zona media, dónde la presión se extiende por la mayor parte de la superficie plantar (fase de soporte y postura media), y continua avanzando hacia el antepié, momento en el que se transfiere parte de la presión al otro pie, que ya comienza su contacto sobre el talón. Finalmente el apoyo del primer pie finaliza cuando despega la falange distal del primer dedo (fase de despegue y propulsión).

Podemos observar que el recorrido del baricentro, a lo largo y ancho de la superficie plantar, describe una curva característica, con una gran concavidad hacia la zona interna (Figura 2).

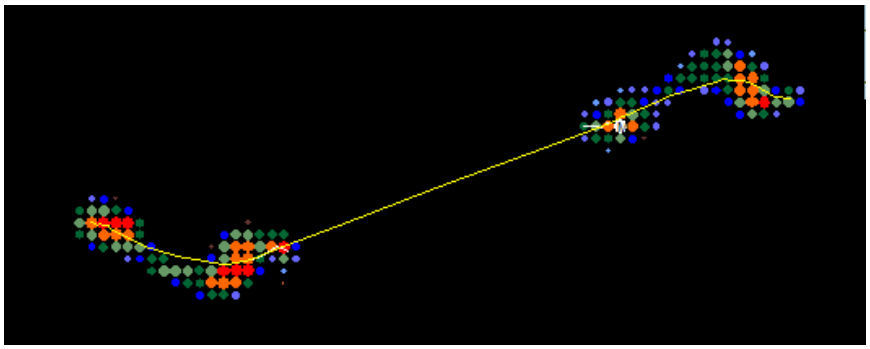


Figura 2: *Trayectoria del baricentro y presiones plantares durante la marcha* [8]

2. Descripción

A continuación se ofrecerá una descripción más o menos exhaustiva de un prototipo de plantilla instrumentada que permite la valoración semi-cuantitativa de las presiones ejercidas sobre la planta del pie durante la marcha, o durante la carrera a baja velocidad. Nuestro sistema obtiene una serie de medidas de presión en las principales zonas de la superficie plantar. Estas presiones se obtienen a partir de la relación Fuerza vs. Resistencia eléctrica que aprecian 13 sensores ubicados estratégicamente sobre la superficie de una plantilla textil, y que se colocaría dentro del calzado del sujeto cuya marcha queramos caracterizar. Del proceso de captura y conversión de la señal analógica de los 13 sensores se encargaría un pequeño microcontrolador ubicado en la zona del tobillo del sujeto. Este dispositivo sería también el encargado de transmitir la información al ordenador personal (PC), mediante un protocolo alámbrico, al menos en esta fase inicial del proyecto. En el PC se ha compilado un software en lenguaje Java™ para la visualización, procesamiento y posterior almacenamiento de los datos capturados. Podemos ver un esquema del proceso en la figura 3.

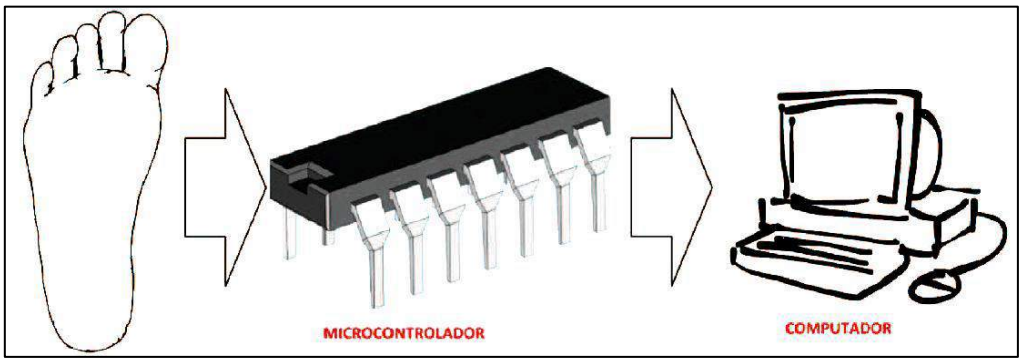


Figura 3: *Diagrama ilustrativo de la solución final*

2.1. Sensores de presión.

En las primeras fases del planeamiento nos propusimos la reducción de costes como un objetivo fundamental. Debíamos competir con los costosos sistemas comerciales, inaccesibles para entornos de investigación académica como el nuestro. A veces, esta reducción de costes conlleva la renuncia a aspectos como la precisión, el tiempo de respuesta, la durabilidad, etc. Sin embargo, creemos que con la elección de los sensores que les presentamos a continuación, no hemos renunciado a ninguno de los requisitos de diseño que nos impusimos desde el principio.

Los sensores piezo-resistivos suelen emplear distintos tipos de tinta, espumas de poliuretano, o incluso gomas con partículas de carbono suspendidas en el volumen de la película sensitiva. En un principio, la conductividad eléctrica del material es muy escasa, pero cuando se aplica presión sobre la película, las partículas de carbono se aproximan entre sí aumentando su superficie de contacto, con lo que la resistencia a la trasmisión eléctrica disminuye en función de la presión que se ejerze sobre el material (figura 4. Izqda). El problema es que este principio implica la deformación del material conductivo, lo que afecta indefectiblemente a la repetibilidad, la histéresis, y/o la linealidad de las mediciones, además de disminuir la vida útil del sensor.

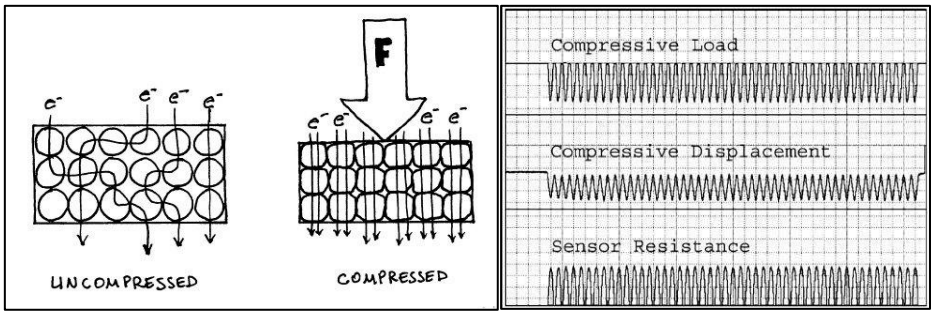


Figura 4: *Materiales piezo-resistivos (izqda..)* [9]*. Test cíclico a 1Hz CB/UHMWPE (dcha.)* [10].

Frente a este tipo de problemas, nuestro prototipo empleará sensores de tipo resistivo basados en el polietileno de alto peso molecular con partículas de carbono (CB/UHMWPE) [10], [11]. Este polímero posee la mayor resistencia al desgaste y al impacto de todos los termoplásticos conocidos, de modo que, ante fuerzas muy elevadas apenas sufre deformaciones. De hecho, los cambios en la resistencia del material se deben a cambios microscópicos en la rugosidad de su superficie, causados por la presión soportada [11]. De modo que este tipo de sensores nos permiten determinar la fuerza ejercida sobre ellos a frecuencias de adquisición elevadas (86Hz), con niveles de precisión más que aceptables para los fines de nuestro proyecto, y a precios muy ajustados. Finalmente, para nuestro proyecto se escogió una solución comercial que presenta la ventaja añadida de ser absolutamente ajustable, o configurable, acorde a los requisitos de tamaño para cada sensor [11].

2.2. Acondicionamiento, adquisición y trasmisión de datos.

La mayoría de los sensores necesitan de circuitos de acondicionamiento más o menos complejos. La misión de un circuito de acondicionamiento es una ligera traducción del dato recibido, a una magnitud que sea fácilmente asimilable por el sistema de interpretación [12]. En el caso de los sensores que escogimos para nuestro proyecto, para conseguir una respuesta lineal de los mismos basta con emplear un sencillo circuito de acondicionamiento (figura 6) que incluye una resistencia de al menos 100kΩ.

Un microcontrolador típico tendrá un generador de reloj integrado, una pequeña cantidad de memoria RAM, y otra pequeña cantidad de memoria ROM, con lo que para hacerlo funcionar todo lo que se necesita son unos pocos programas de control, y un cristal de sincronización. Los microcontroladores disponen generalmente también de una gran variedad de dispositivos de entrada/salida, como un convertidor analógico digital, temporizadores, UARTs, y buses de interfaz serie especializados, como I2C y CAN. Frecuentemente, estos dispositivos integrados pueden ser controlados por instrucciones de procesadores especializados. Los modernos microcontroladores incluyen un lenguaje de programación integrado, como el lenguaje de programación BASIC. Si esto no es así, es necesario introducir el programa de control mediante código hexadecimal, o hacerlo mediante algún software específico proporcionado por el fabricante [13].

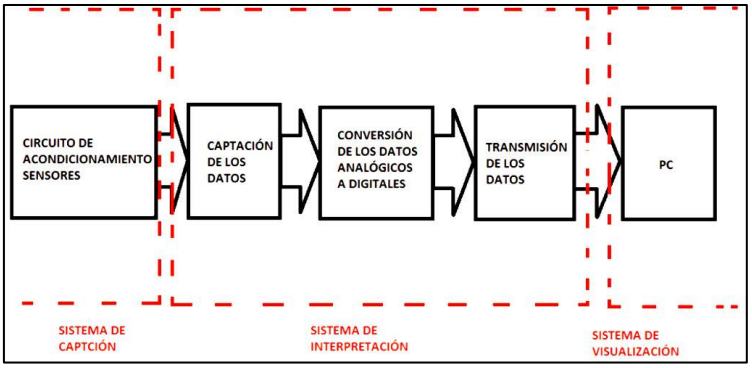


Figura 5: *Esquema del proceso de adquisición y trasmisión de datos.*

Nuestro sistema emplea un microcontrolador modelo PIC 18F4550 con un módulo de entrada/salida en tensión analógico, con convertido analógico/digital, y se comunica con el PC mediante protocolo USB.

Configuramos el microcontrolador para que trabaje con una frecuencia de adquisición de 80Hz, convirtiendo la señal analógica en decimal con precisión de 10bits, y finalmente, estableciendo una velocidad de comunicación de 9600 baudios.

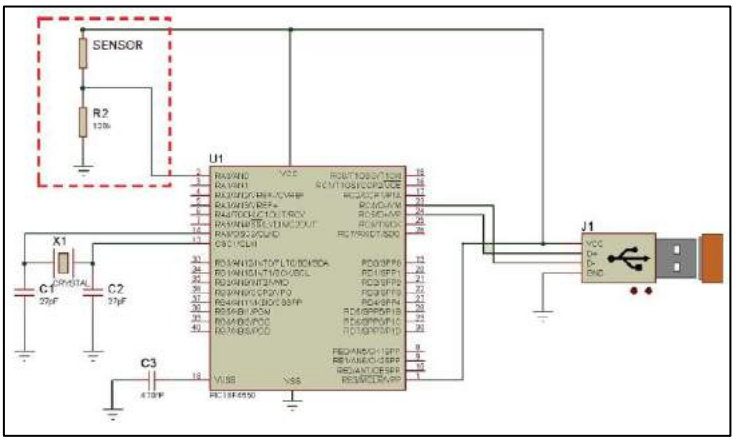


Figura 6: *Esquema final con circuito de acondicionamiento y un solo sensor.*

2.3. Procesamiento, visualización y almacenamiento de señal baropodométrica.

En estas primeras fases del proyecto, únicamente nos hemos planteado el diseño de una interface simple en la que aparecen, sobre la representación esquemática de la planta del pie, los sensores, su ubicación, y las variaciones de presión que experimentan. El gradiente de presiones se simboliza mediante el cambio progresivo de color (rojo: máxima carga 1024; verde: sin carga 0. Figura 7). Además se ha previsto la posibilidad de exportación de los datos en formato raw en un archivo tipo texto (.txt), para facilitar un análisis posterior más profundo.

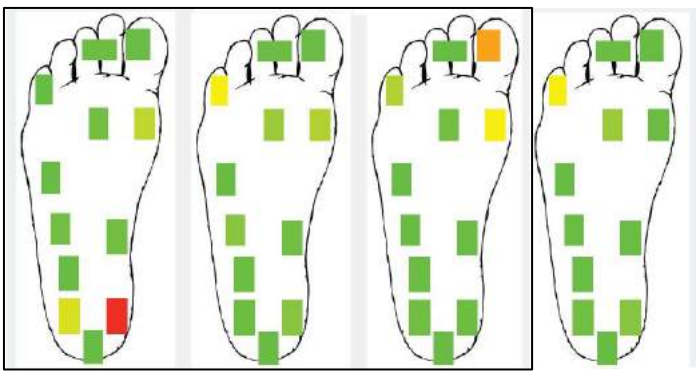


Figura 7: *Imágenes del software Plantar Pressure v.1.0. Presiones plantares en la fase de contacto (izqda.), postura media (centro), y despegue (dcha.).*

El lenguaje escogido para la implementación del software es Java™ sobre la plataforma NetBeans. Este lenguaje presenta, entre otras ventajas, que es de distribución libre y gratuita, y que no sufre limitaciones en cuanto a su ejecución sobre los sistemas operativos más extendidos (Windows, Linux, o IOS).

2.4. Calibración e Interpolación Superficial.

A día de hoy, y a la espera de perfeccionar algunos detalles del hardware, aún no se ha realizado el proceso de calibración que debe permitirnos establecer la correspondencia bits/fuerza para cada uno de los sensores. Por este motivo, de momento sólo se aportan en este trabajo las valoraciones semi-cuantitativas de la distribución de presiones plantares basadas en la lectura en bits para cada instante temporal. No obstante, se puede observar el comportamiento de los sensores según las curvas fuerza (lbs.) vs. resistencia eléctrica (kΩ) que nos aporta el fabricante (figura 8).

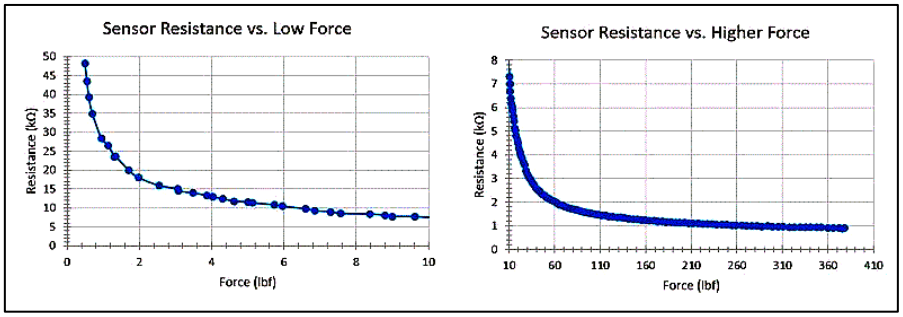


Figura 8: *Resistencia vs. Fuerza en el rango de 0 a 10lbf (izqda.), y en el rango 10 a más de 350lbf (dcha)*[11].

Tal y como hemos explicado anteriormente, nuestro software ofrece la posibilidad de almacenar los registros durante la marcha en un archivo de texto. Este archivo posibilita el proceso posterior de los datos con herramientas avanzadas para el tratamiento y análisis de señales instrumentales. En nuestro caso empleamos el lenguaje de programación avanzada CRAN, y una extensión o paquete específico para computar el algoritmo de interpolación bicúbica superficial "akima" [14], que nos permite realizar un análisis de la distribución de las presiones plantares. Podemos observar un ejemplo de mapa de distribución de presiones plantares en la figura 9.

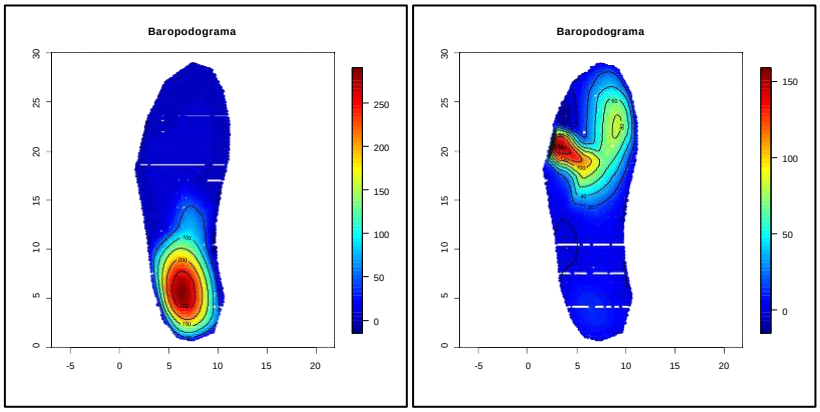


Figura 9: Baropodograma del impacto sobre la zona externa del talón (izqda.), y al comienzo de la impulsión (dcha.)

3. Conclusiones

Hasta aquí la descripción de una solución de muy bajo coste para el estudio de la pisada humana. Nuestro dispositivo permite la captación de presiones en las zonas clave de la anatomía plantar, y la posterior representación de los mapas de distribución de las presiones que soporta la propia planta del pie durante los movimientos de locomoción. Los sensores escogidos para el diseño de nuestras plantillas presentan muy baja histéresis, elevada linealidad, y permiten capturar la presión con una frecuencia de adquisición suficiente para el análisis de la marcha humana, e incluso algunos tipos de carrera a baja velocidad.

Hemos visto que este tipo de dispositivos son útiles para evaluar distintos tipos de patologías del pie, afecciones que difícilmente podríamos diagnosticar en condiciones estáticas. Sirven también para asistir al diseño de

plantillas y calzado, de tipo ortopédico, de uso cotidiano, o deportivo, y para la evaluación funcional del efecto de algunos tratamientos correctivos o terapéuticos realizados sobre el aparato locomotor.

Frente a dispositivos comerciales como Biofoot/IBV® [15], o F-Scan® de Tekscan™ [16], nuestras plantillas presentan un coste mucho más reducido. Por otro lado, frente a los sensores resistivos de Tekscan™, los sensores de nuestro sistema presentan más linealidad, y menor histéresis en todas las condiciones en las que desarrollamos nuestros ensayos. Finalmente, frente a los baropodógrafos de EMED®[17], nuestra implementación presenta la ventaja indudable de su carácter ambulatorio, es decir, no limita el análisis a una serie de puntos estratégicamente ubicados a lo largo de la marcha o carrera del sujeto, o al empleo de cintas o tapices rodantes que inducen alteraciones en la mecánica del movimiento.

Otros dispositivos fabricados ad hoc, y que aparecen en las publicaciones consultadas en nuestra revisión no exhaustiva de la bibliografía, son comparativamente soluciones inferiores a la nuestra, bien por contar con un número de sensores menor [18], o porque su frecuencia de adquisición, histéresis, o linealidad impiden que sean alternativas válidas para el análisis de la pisada en carrera [7][19].

4. Limitaciones y perspectivas de mejora

Obviamente debemos considerar que nuestro sistema se encuentra en las etapas iniciales de su desarrollo. Por este motivo, entendemos que las limitaciones actuales también son oportunidades de mejora a tener muy en cuenta en las próximas etapas del proyecto. En este sentido, enumeramos a continuación las que a nuestro juicio son las principales limitaciones de nuestro sistema en su estado actual:

- Cada una de las plantillas depende de un interface de comunicación con el PC de tipo USB, es decir, depende de una conexión por cable, y como sabemos los cables limitan extraordinariamente el movimiento. Esta limitación será solucionada en próximas versiones implementando un sistema de comunicación inalámbrica (protocolo aún por determinar: bluetooth , ANT+, ZigBee, etc.) entre el micro-controlador y el PC.
- La resolución de cualquier sistema de medición de presiones depende del número de sensores por unidad de superficie. Entendemos que el sistema propuesto tiene una resolución suficiente para un gran número de objetivos, pero nuestra intención es emular como mínimo a nuestro referente más cercano, las plantillas BioFoot®/IBV. Nos proponemos incrementar el número de sensores realizando la impresión digital de las matrices de electrodos (el film piezo-resistivo quedaría entre la matriz positiva y la negativa). De este modo los sensores deberían ser muestreados multiplexando las entradas analógicas.
- Obviamente, otra de nuestras limitaciones, sin ser un inconveniente inicial tal y como hemos demostrado, es la frecuencia de adquisición de la información de los sensores, más aún cuando nos planteamos la adquisición multiplexada de un mayor número de sensores. Por este motivo ya estamos estudiando alternativas al microcontrolador escogido inicialmente, que permitan la adquisición a frecuencias más altas.
- Por último, es evidente que el software también tiene muchas potencialidades. Podemos comentar entre otras opciones de mejora, proporcionar directamente una salida de mapas de presión, o permitir la integración de información de otros sistemas, como plataformas dinamométricas, o video con sincronía para las diferentes señales. En cualquier caso la mejora del software dependerá de las necesidades que se nos plateen en un futuro cercano a la hora de emplear nuestro sistema en la investigación aplicada.

En cualquier caso, todas estas limitaciones se irán subsanando sin alterar la filosofía de la que consideramos es nuestra línea fundamental de trabajo, el desarrollo de herramientas e instrumentos de análisis biomecánico de bajo coste.

5. Referencias

[1] C. Soler-Gracia, J. P. Pastor, R. L. Jorge, P. V. Luna, J. M. S. Lacuesta, J. V. H. Fuentes, Instituto de Biomecánica de Valencia, E. V. Herrero, M. C. Clavijo, and A. C. Fabregat, *Biomecánica de la marcha humana normal y patológica*. IBV, 2006.

[2] F. Plas, É. Viel, Y. Blanc, and J. P. Masip, *La marcha humana: cinesiología dinámica, biomecánica y patomecánica*. Masson, 1996.

[3] T. F. Novacheck, "The biomechanics of running," *Gait Posture*, vol. 7, no. 1, pp. 77–95, 1998.

[4] V. M. M. Pinto, I. T. M. Rivera, A. J. G. Sierra, D. P. H. Doria, and E. P. Tamayo, "Presión plantar: estudio comparativo en estudiantes universitarios (Estudio Piloto)," *Act. FÍSICA Desarro. Hum.*, vol. 5, no. 1, 2013.

[5] "A man walking. Collotype after Eadweard Muybridge, 1887." [Online]. Available: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:A_man_walking._Collotype_after_Eadweard_Muybridge,_1887 Wellcome_V0048616.jpg. [Accessed: 06-Jun-2016].

[6] S. C. Vázquez, "La marcha: historia de los procedimientos de análisis.," Rev. Fac.- Ciênc. Salud, vol. 2, 2004.

[7] C. A. Díaz, A. Torres, J. I. Ramírez, L. F. García, and N. Álvarez, "Descripción de un sistema para la medición de las presiones plantares por medio del procesamiento de imágenes. Fase I," Rev. EIA, no. 6, pp. 43–55.

[8] A. H. Padilla, "Uso de la baropodometría," Ortho-Tips, vol. 2, no. 4, 2006.

[9] "FSR tutorial | Open Music Labs." [Online]. Available: http://www.openmusiclabs.com/learning/sensors/fsr/. [Accessed: 10-Jun-2016].

[10] A. C. Clark, S. P. Ho, and M. LaBerge, "Conductive composite of UHMWPE and CB as a dynamic contact analysis sensor," Tribol. Int., vol. 39, no. 11, pp. 1327–1335, Nov. 2006.

[11] "Sensor Film Kit." [Online]. Available: http://www.sensorfilmkit.com/. [Accessed: 10-Jun-2016]. [12] R. P. Areny, Sensores y acondicionadores de señal. Marcombo, 2004.

[13] F. E. V. Pérez and R. P. Areny, Microcontroladores: fundamentos y aplicaciones con PIC, vol. 1149. Marcombo, 2007.

[14] H. Akima, "A method of bivariate interpolation and smooth surface fitting for irregularly distributed data points," ACM Trans. Math. Softw. TOMS, vol. 4, no. 2, pp. 148–159, 1978.

[15] "Biofoot/IBV." [Online]. Available: http://analisisbiomecanico.ibv.org/productos/tecnicas-de-registro/biofoot-ibv.html. [Accessed: 18-Jun-2016].

[16] "F-Scan System | Tekscan." [Online]. Available: https://www.tekscan.com/products-solutions/systems/f-scan-system. [Accessed: 18-Jun-2016].

[17] "emed." [Online]. Available: http://www.novel.de/novelcontent/emed. [Accessed: 18-Jun-2016].

[18] M. Hannula, A. Säkkinen, and A. Kylmänen, "Development of emfi-sensor based pressure sensitive insole for gait analysis," presented at the Medical Measurement and Applications, 2007. MEMEA'07. IEEE International Workshop on, 2007, pp. 1–3.

[19] J. Pérez, J. López, J. Martínez, J. Martínez, and C. Orrite, "Sistema electrónico portátil PDM 240 para el análisis estático y dinámico del apoyo plantar," Rev. Med. Cir. Pie, vol. 7, pp. 55–59, 1997.

Componentes principales aplicados al estudio de la dinámica del pie supinado y normal durante la marcha

E. Sanchis Sales[1,2], J.L. Sancho Bru[1], P.J. Rodríguez Cervantes[1], A. Roda Sales[1], J. Pascual Huerta[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. [2]Dpto. de Podología. Universitat de València. ensansa@uv.es. [3]Clínica del Pie el Cano, Barakaldo

Las variaciones en el índice postural del pie (pronados, supinados) suelen asociarse con una incorrecta función del miembro inferior que lo predispone a lesiones. El análisis riguroso de la dinámica del pie es complejo, pues han de manejarse simultáneamente las evoluciones temporales de ángulos y momentos durante la marcha en sus diferentes articulaciones, y en los tres planos de movimiento. Por ello, los análisis comparativos que pueden encontrarse en la literatura se han acometido sobre determinados parámetros específicos de la marcha, y no de forma sistemática. Aunque la marcha es una actividad compleja, diferentes trabajos han puesto de manifiesto la coordinación cinemática existente entre cadera, rodilla y tobillo mediante el uso del análisis de componentes principales (ACP). Sin embargo, la coordinación de ángulos y momentos en las articulaciones del pie durante la marcha ha sido poco explorada hasta ahora. En este trabajo se propone el análisis sistemático de las diferencias en la dinámica de pies supinados frente a pies normales, por aplicación de la reducción dimensional mediante el uso del ACP. Para ello se registró la dinámica del tobillo y de las articulaciones mediotarsiana y metatarsofalángica de 30 sujetos con pies normales y de 20 con pies supinados, mientras caminaban descalzos a lo largo de un pasillo de 7 m. La aplicación de ACPs (valores propios> 1, rotación varimax) sobre los sujetos con pies normales permitió identificar 3 componentes principales (CPs) explicando el 68% de la varianza de los ángulos articulares, y 3 CPs explicando el 87% de la varianza de los momentos, reduciendo las 18 variables temporales originales (9 ángulos y 9 momentos) a 6 factores. Las evoluciones temporales de estos factores permitieron identificar un conjunto de parámetros que se proponen para el análisis sistemático de la dinámica del pie durante la marcha. En el trabajo se presenta cuáles de esos parámetros se ven afectados por el índice postural del pie (mediante ANOVAs), así como las diferencias en la coordinación entre pies normales y supinados (comparando componentes principales de ambos grupos de sujetos), y se discuten sus posibles repercusiones clínicas.

1. Introducción

En los últimos años ha habido un creciente interés en el estudio de la biomecánica de las articulaciones del pie [1], [2], en cuanto que el estudio de la cinética ha demostrado ser una importante herramienta para la identificación, evaluación y tratamiento de trastornos de los pies [2], [3]. En este sentido, es habitual asociar el grado de pronacion/supinación del pie con una incorrecta función del miembro inferior que lo predispone a lesionarse [4], lo que hace interesante el análisis comparativo de la cinética del pie en función del grado de pronación/supinación. Existen diferentes métodos para valorar el grado de pronación/supinación, siendo el índice postural del pie (IPP) propuesto por Redmon et al [5] el que parece tener mejor fiabilidad [6].

Varios trabajos en la literatura han estudiado la cinética del tobillo bajo diferentes patologías (por ejemplo, [7]–[9]) mediante el uso de modelos del miembro inferior con el pie considerado como un segmento rígido. Pero son muy pocos los trabajos que reportan datos cinéticos de otras articulaciones del pie (por ejemplo, [10]–[12]), ya que esto requiere el uso de un modelo del pie con varios segmentos. En lo que se refiere a análisis comparativos de poblaciones con diferente IPP, los estudios existentes sólo analizan ángulos articulares, y no los momentos. Así, Barton et al. [13] observaron una débil relación entre el IPP y parámetros cinemáticos asociados estadísticamente con el desarrollo del síndrome de dolor patelofemoral, y Paterson et al. [14] débiles correlaciones con la cinemática del antepié y mediopié. Buldt et al. [15] constataron que el IPP tiene un efecto significativo sobre el movimiento del pie durante la marcha, reportando diferencias significativas en los planos frontal y transversal.

El análisis riguroso de la dinámica del pie es complejo dado que se deben manejar simultáneamente las evoluciones temporales de ángulos y momentos durante la marcha en sus diferentes articulaciones, y en los tres planos de movimiento. Todo ello hace que los análisis comparativos de la literatura se realicen sobre parámetros específicos de la marcha (ángulo de pico o momento, ángulo de contacto, etc.), y no de forma sistemática.

Aunque la marcha es una actividad compleja, diferentes trabajos han puesto de manifiesto la coordinación cinemática existente entre cadera, rodilla y tobillo mediante el uso del análisis de componentes principales (ACP) [16]. Nuevamente, esta coordinación ha sido estudiada a partir de datos experimentales obtenidos mediante el uso de modelos del miembro inferior con el pie considerado como segmento rígido. La coordinación de ángulos y momentos en las articulaciones del pie durante la marcha ha sido poco explorada hasta ahora.

En este trabajo se propone un análisis sistemático de las diferencias en la dinámica de las articulaciones del tobillo, mediotarsiana (MT) y metatarsofalángica (MF) de pies supinados frente a pies normales, posibilitado por la reducción de la complejidad del problema dinámico mediante el uso del ACP.

2. Material y método

2.1. Descripción del Experimento

En el experimento, aprobado por el Comité de Ética de la Universitat Jaume I, participaron 30 sujetos adultos varones con IPP [5] normal (IPP +2 ± 1,48, edad 27,1 ± 3,8 años, peso 78,2 ± 13,9 kg, altura 178 ± 5,9 cm) y 20 con IPP supinado (IPP -8 ± 1,85, edad 29 ± 9,1 años, peso 79 ± 8,5 kg, altura 181 ± 8,8 cm). Ninguno de los participantes sufría lesiones o patologías de las extremidades inferiores, y todos fueron debidamente informados y dieron su consentimiento por escrito para participar en el experimento. Además, la edad de los sujetos fue intencionadamente controlada para evitar alteraciones cinemáticas debido a la degeneración de las articulaciones por envejecimiento.

Se pidió a cada sujeto que caminara descalzo a velocidad confortable a lo largo de un pasillo de 7 m, en el centro del cual se encontraba la plataforma de presiones sobre la que debían pisar con el pie derecho. Antes de proceder a la recogida de datos, los sujetos caminaron diferentes veces por el pasillo para familiarizarse y conseguir una marcha lo más natural posible. Se les indicó que debían mirar hacia adelante mientras caminaban, con el fin de evitar alteraciones en la marcha debido a la presencia de la plataforma. Cada sujeto repitió la actividad tantas veces como fue necesario para conseguir cinco ensayos válidos, descartando aquellos en los que el sujeto no apoyaba el pie derecho sobre la plataforma de presión.

En cada uno de los ensayos se registró la cinemática del tobillo y de las articulaciones MT y MF utilizando una adaptación del modelo propuesto por Bruening [2]. El modelo original considera seis grados de libertad (GDL) en tobillo y articulación MT, pero sólo flexión y abducción en la MF, por lo que se añadió un marcador adicional en el lado medial de la articulación MF para considerar también seis GDL en dicha articulación (Figura 1). Así, se rastrearon un total de 20 marcadores reflectantes mediante un sistema de análisis de movimiento formado por 8 cámaras infrarrojas (Vicon® Motion Systems Ltd., Oxford, Reino Unido), a 100 Hz. Las coordenadas 3D de los marcadores en cada instante se utilizaron para obtener la posición y orientación de cada segmento [17]. Por último, para cada instante se calcularon los ángulos articulares (tomando como referencia la postura del sujeto en bipedestación cómoda) usando la secuencia de rotación de ángulos de Cardan entre los segmentos distal y proximal [18]: 1 - flexión dorsal / plantar (FD / FP), 2 - abducción / aducción (AB / AD), 3 - inversión / eversión (IN / EV). Se consideraron positivas la FD, la AB y la IN. Todos los datos cinemáticos fueron filtrados con un filtro paso bajo de 4º orden de Butterworth, con frecuencia de corte de 10 Hz.

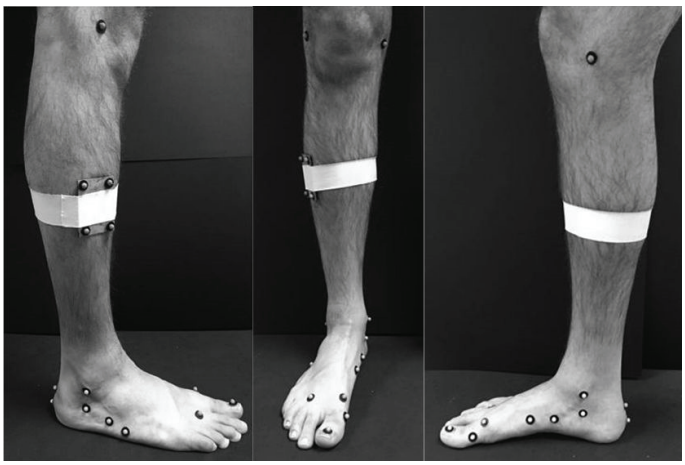


Figura 1: Marcadores utilizados en el experimento para registrar la cinemática de las articulaciones del pie.

Los momentos articulares en tobillo y articulaciones MT y MF se obtuvieron utilizando la distribución de presiones de contacto sobre la plataforma en cada instante, junto con la ubicación de los centros articulares obtenidos a partir

del modelo Bruening. La presión de contacto se registró con una plataforma de presiones Podoprint (Namrol Grupo, Barcelona, España) de 0,40 m x 0,40 m, a 100 Hz, sincronizada con el sistema de cámaras infrarrojas. Los datos de presión fueron segmentados mediante la comparación de las coordenadas de las celdas de contacto con la ubicación anteroposterior de los centros articulares de tobillo, MT y MF. En cada segmento se calculó la fuerza total de reacción normal con el suelo, junto con el centro de presión (CDP) correspondiente. Los momentos articulares 3D se calcularon como el producto vectorial de las fuerzas de reacción en los segmentos distales, y las distancias 3D entre los CDPs y los centros articulares, despreciando así el efecto del peso del pie, así como el efecto de su velocidad angular y de las aceleraciones lineales y angulares [19]–[21]. Los momentos articulares se expresaron en el sistema de referencia local del segmento proximal. Todos los datos de momentos articulares fueron filtrados con un filtro paso bajo de 4º orden de Butterworth, con frecuencia de corte 50 Hz, y sus valores se normalizaron con respecto del peso corporal, conforme a trabajos anteriores [19]–[21].

2.2. Análisis de datos

Para analizar la dinámica de las articulaciones del pie durante la marcha para cada sujeto, los ángulos y momentos articulares registrados se presentaron como una función del tiempo, expresada como el porcentaje de la fase de apoyo durante el ciclo de marcha (0-100).

En primer lugar se procedió a la reducción dimensional de los ángulos registrados en las articulaciones de tobillo, MT y MF durante la fase de apoyo del pie para los 30 sujetos de la muestra de IPP normal. Para ello, se realizó un ACP (autovalor>1, rotación varimax, cálculo de factores normalizados) de los 9 ángulos medidos en los 150 registros (5 ensayos x 30 sujetos). De esta manera, se identificaron las nuevas variables reducidas correspondientes a las componentes principales (factores) encontradas. A continuación, para cada sujeto (con IPP normal y supinados), se calculó el valor de las nuevas variables en cada instante de tiempo de la fase de apoyo a partir de las puntuaciones de los factores. Este mismo proceso de reprodujo para la reducción dimensional de los pares articulares registrados en las articulaciones del pie.

En segundo lugar, se representaron las evoluciones temporales de las nuevas variables reducidas a lo largo de la fase de apoyo del pie, y se identificó sobre dichas curvas el conjunto de parámetros (valores inicial y final, y extremos relativos) que permiten describirlas, y que se proponen para el análisis sistemático de la dinámica del pie durante la marcha. A continuación se calcularon los valores de estos parámetros característicos para cada sujeto en cada uno de los cinco ensayos. Se utilizó el método de la desviación absoluta de la mediana (DAM) para detectar valores atípicos [22], [23], con valor de corte 5, de modo que cuando la diferencia absoluta entre uno de los ensayos y la mediana de todos los ensayos era más grande de cinco veces el DAM de todos los ensayos, el valor se consideró atípico y fue sustituido por el valor medio del resto de ensayos.

En tercer lugar, se llevaron a cabo una serie de ANOVAs sobre estos parámetros característicos como variables dependientes, y con factor el tipo de pie, normal o supinado, para identificar cuáles de estos parámetros característicos se ven afectados por el índice postural del pie.

Finalmente, se realizó un nuevo ACP (autovalor>1, rotación varimax, cálculo de factores normalizados) de los 9 ángulos medidos, pero en este caso de los 20 sujetos de la muestra de IPP supinado (100 registros). Para analizar las diferencias en los patrones de coordinación durante la marcha entre pies normales y supinados se compararon las componentes obtenidas en ambas muestras, y las varianzas explicadas. Para la comparación de las componentes se calculó el ángulo de desviación entre los vectores que las definen.

3. Resultados

En la Tabla 1 se muestran los resultados de los ACPs realizados sobre los ángulos y momentos articulares en la muestra de sujetos con pies normales. Tres componentes principales consiguen explicar el 68% de la varianza de los ángulos articulares, con porcentajes del mismo orden de magnitud cada componente. La primera componente corresponde a un movimiento coordinado de AD e IN del tobillo y de la articulación MT, acompañado de FD de la articulación MF. La segunda componente supone mayormente una coordinacion de la FD del tobillo, con ligera EV del tobillo y AB de la articulación MT, y AD y PF de la articulación MF. Finalmente, la tercera componente corresponde a la FP de la articulación MT con cierta AD, coordinado con la IN y AB de la articulación MF.

En el caso de los momentos articulares, nuevamente se identifican tres componentes principales que explican en este caso mayor varianza, el 87%, explicando la primera componente aproximadamente el doble de varianza que el resto de componentes. La primera componente se corresponde con un momento de FP en todas las articulaciones, acompañado de momento de EV y AB de la articulación MF. La segunda componente supone la coordinación en los momentos de IN en tobillo y articulación MT. Y por último, la tercera componente corresponde con momento AB en tobillo y articulación MT.

Tabla 1: Matrices de componentes principales rotadas de los ángulos y momentos articulares en la muestra de sujetos con pies normales, y varianza explicada por cada componente. Para una mejor interpretación, se han coloreado con diferente tonalidad las correlaciones mayores de 0,3 (débiles) y 0,5 (fuertes).

Articulación	Dirección	Matriz de componentes de ángulos articulares			Matriz de componentes de momentos articulares		
		CP1n	CP2n	CP3n	CP1n	CP2n	CP3n
Tobillo	AB	-0,817	0,028	0,167	0,102	0,143	0,927
	IN	0,802	-0,344	0,033	-0,234	0,914	-0,150
	FD	-0,095	0,873	0,034	0,901	-0,287	0,044
MT	AB	-0,645	0,460	-0,427	-0,386	-0,376	0,728
	IN	0,611	0,202	0,229	0,140	0,932	0,098
	FD	-0,017	0,277	-0,734	0,936	-0,237	0,024
MF	AB	0,073	-0,583	0,590	0,752	0,285	-0,026
	IN	0,098	0,187	0,701	-0,909	0,066	0,152
	FD	0,661	-0,523	0,269	0,913	0,306	-0,100
Varianza explicada %		28,45	20,64	19,05	46,06	24,25	16,19

En la Figura 2 se muestran las evoluciones temporales de los valores medios de las tres variables identificadas (puntuaciones de los factores normalizados) para la muestra de sujetos con IPP normal, a lo largo de la fase de apoyo del pie, para los ángulos y pares articulares. En la Tabla 2 se recoge el listado de parámetros identificados sobre las curvas, utilizados como descriptores de la dinámica de las articulaciones del pie.

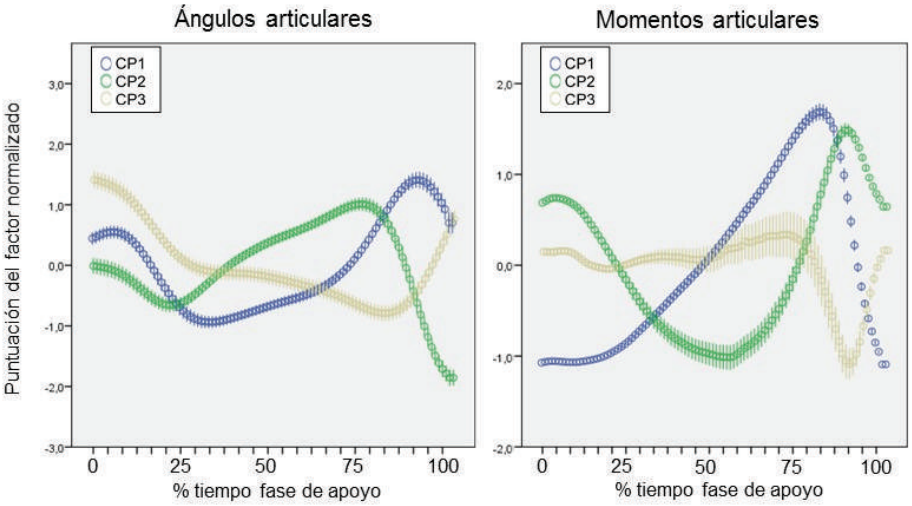


Figura 2: Evolución de las variables reducidas a lo largo de la fase de apoyo del pie para los ángulos articulares (izquierda) y para los momentos articulares (derecha), con CPi = componente principal i. Se muestran los valores medios y el intervalo de confianza (95%) de la muestra de pies con IPP normal.

Tabla 2: Listado de parámetros descriptivos localizados. Para cada extremo, se considera tanto el valor máximo de la puntuación del factor, como el instante en que se produce.

Ángulos articulares	
Componente 1	Valor inicial, valor final, máx1 (0-25), mín (25-50), máx2 (75-100)
Componente 2	Valor inicial, valor final, min (0-50), max (50-100)
Componente 3	Valor inicial, valor final, min (50-100)
Momentos articulares	
Componente 1	Máx (50-100)
Componente 2	Máx (50-100), mín (20-80)
Componente 3	Máx (50-100), mín (50-100)

En la Tabla 3 se presentan los resultados de los ANOVAs realizados sobre estos parámetros característicos como variables dependientes, y con factor el tipo de pie, normal o supinado. Se han sombreado aquellos parámetros con nivel de significación menor de 0.05, para los cuales se observa una potencia superior al 85% en todos los casos, y un tamaño de efecto detectado grande (eta parcial al cuadrado superior a 0.14, según [24]). Se aprecian diferencias significativas entre pies normales y supinados en parámetros correspondientes en la mayor parte de los parámetros de las tres componentes de los ángulos articulares, con mayores tamaño de efecto en las dos primeras componentes (Figura 3). En la Figura 3 se aprecia que la curva del primer factor en pies supinados presenta un

patrón muy similar a la de los pies normales, pero con cierto offset negativo y un retardo en llegar al mínimo. No se ha detectado ninguna diferencia significativa para ninguno de los parámetros correspondientes a componentes de los momentos articulares.

Tabla 3: Resultados de los ANOVAs para analizar qué parámetros característicos se ven afectados por el IPP.

		Variable dependiente	Tipo III de suma de cuadrados	GDL	F	Sig.	Eta parcial al cuadrado	Potencia observada
Ángulos articulares	Componente 1	Valor inicial	19,061	1	79,399	0,000	0,623	1,000
		Valor final	98,429	1	112,288	0,000	0,701	1,000
		Valor (máx1)	16,849	1	70,800	0,000	0,596	1,000
		Instante (max1)	2197,813	1	44,326	0,000	0,480	1,000
		Valor (máx2)	0,450	1	1,290	0,262	0,026	0,200
		Instante (máx2)	1771,470	1	128,048	0,000	0,727	1,000
		Valor (mín)	17,035	1	45,958	0,000	0,489	1,000
		Instante(mín)	34090,680	1	90,194	0,000	0,653	1,000
	Componente 2	Valor inicial	0,436	1	0,728	0,398	0,015	0,133
		Valor final	56,996	1	89,222	0,000	0,650	1,000
		Valor (máx)	0,022	1	0,043	0,837	0,001	0,055
		Instante (máx)	1966,080	1	11,228	0,002	0,190	0,907
		Valor (mín)	0,009	1	0,022	0,883	0,000	0,052
		Instante(mín)	2575,470	1	66,821	0,000	0,582	1,000
	Componente 3	Valor inicial	19,249	1	44,347	0,000	0,480	1,000
		Valor final	5,535	1	9,432	0,004	0,164	0,853
		Valor (mín)	2,054	1	9,524	0,003	0,166	0,856
		Instante (mín)	6375,630	1	12,392	0,001	0,205	0,932
Momentos articulares	Componente 1	Valor (máx)	0,042	1	0,154	0,696	0,003	0,067
		Instante (máx)	5,880	1	2,817	0,100	0,055	0,376
	Componente 2	Valor (máx)	0,026	1	0,159	0,692	0,003	0,068
		Instante (máx)	2,253	1	0,593	0,445	0,012	0,117
		Valor (mín)	0,001	1	0,003	0,956	0,000	0,050
		Instante (mín)	116,563	1	1,150	0,289	0,023	0,183
	Componente 3	Valor (mín)	0,085	1	0,107	0,745	0,002	0,062
		Instante (mín)	288,120	1	0,431	0,515	0,009	0,099
		Valor (máx)	0,006	1	0,006	0,939	0,000	0,051
		Instante (máx)	147,000	1	0,186	0,668	0,004	0,071

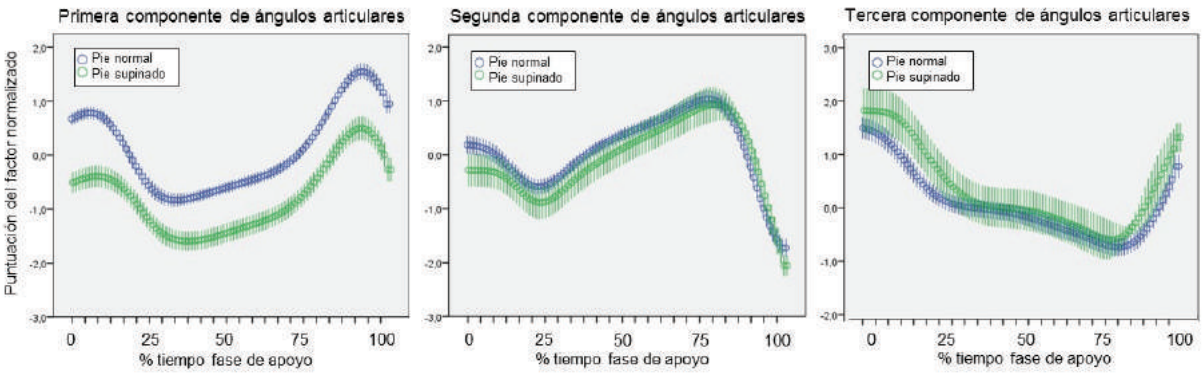


Figura 3: Evolución de las variables reducidas a lo largo de la fase de apoyo del pie correspondientes a las componentes para ángulos articulares en pies normales y supinados. Se muestran los valores medios y el intervalo de confianza (95%) de ambas muestras.

Los resultados de los ACPs realizados sobre los ángulos y momentos articulares, respectivamente, en la muestra de sujetos con pies supinados, se muestran en la Tabla 4. Tres componentes principales explican el 73% de la varianza de los ángulos articulares, con porcentajes de explicación decrecientes. Las componentes presentan similaridad con las obtenidas para los pies normales, pero con las dos primeras intercambiadas. La mayor diferencia radica en que la componente 1 en supinados incorpora FD de la articulación MT, y la componente 3 no presenta FP de dicha articulación.

En cuanto a los momentos articulares, tres componentes principales, muy similares a las obtenidas para los pies normales, vuelven a explicar el 87% de la varianza, con distribución también similar a la obtenida en pies normales.

Tabla 4: Matrices de componentes principales rotadas de los ángulos y momentos articulares en la muestra de sujetos con pies supinados, y varianza explicada por cada componente. Para una mejor interpretación, se han coloreado con diferente tonalidad las correlaciones mayores de 0,3 (débiles) y 0,5 (fuertes).

Articulación	Dirección	Matriz de componentes de ángulos articulares			Matriz de componentes de momentos articulares		
		CP1s	CP2s	CP3s	CP1s	CP2s	CP3s
Tobillo	AB	0,015	-0,858	-0,026	0,042	0,301	0,852
	IN	-0,223	0,867	-0,031	-0,071	0,905	-0,003
	FD	0,767	-0,124	0,140	0,927	-0,240	0,093
MT	AB	0,691	-0,576	-0,058	0,051	-0,252	0,895
	IN	0,047	0,691	0,000	0,100	0,934	0,035
	FD	0,889	0,147	0,140	0,952	-0,185	0,055
MF	AB	-0,748	0,004	0,456	0,755	0,374	0,325
	IN	-0,088	0,056	-0,888	-0,910	-0,050	0,014
	FD	-0,603	0,357	0,470	0,885	0,360	-0,114
Varianza explicada %		31,562	27,384	14,025	44,057	24,551	18,443

Finalmente, en la Tabla 5 se muestran los ángulos entre componentes similares (componentes 1, 2 y 3 de pies normales con componentes 2, 1 y 3 de pies supinados). Los menores ángulos corresponden a las componentes de los momentos articulares, y el mayor ángulo de desviación a la tercera componente de los ángulos articulares.

Tabla 5: Ángulos entre componentes similares de pies normales y pies supinados

	Ángulos (º) entre componentes análogas pies normales / pies supinados		
Ángulos articulares	13,7º (CP1n/CP2s)	26,5º (CP2n/CP1s)	78,0º (CP3n/CP3s)
Momentos articulares	13,4º (CP1n/CP1s)	10,2º (CP2n/CP2s)	20,6º (CP3n/CP3s)

4. Discusión

Los ACPs realizados sobre la muestra de pies normales han permitido comprobar la existencia de sinergias tanto cinemáticas como dinámicas en las articulaciones del pie durante la marcha, de forma que las 18 variables temporales originales (9 ángulos y 9 momentos) se han podido reducir a 6 factores, correspondientes a las componentes principales. La primera de las sinergias en pies normales contiene la conocida relación entre la AD e IN en tobillo y articulación MT (*supinación*), que aparece además coordinada con la FD de la articulación MF. La segunda sinergia introduce la FD del tobillo (ligada con EV), acompañada de AB de la articulación MT, además del movimiento coordinado de FP y AD de la articulación MF. Y la tercera sinergia introduce la FP de la articulación MT (con cierta AD) ligada a la AB e IN de la articulación MF. De los porcentajes de varianza explicados se deduce que las tres sinergias cinemáticas tienen una importancia similar para el desarrollo de la marcha. Esto es coherente con que la marcha sea un movimiento que se da predominantemente en el plano sagital, y que cada componente contiene la flexión de una articulación, quedando definidos los movimientos en el resto de planos a partir de los valores de las flexiones. En cuanto a los momentos articulares, la situación es inversa, pues la primera sinergia se corresponde con la coordinación de los momentos de FP en todas las articulaciones. Las otras dos sinergias muestran la coordinación en momentos en los otros planos anatómicos entre tobillo y articulación MT. En este caso, la primera de las sinergias tiene una importancia mucho mayor que el resto, consistente con que los pares de flexión sean los predominantes durante la marcha.

La reducción dimensional ha permitido realizar un análisis sistemático de las diferencias entre la dinámica de las articulaciones del pie normal y del supinado, mediante 28 parámetros descriptivos. Los ANOVAs han permitido detectar diferencias significativas (y con alto tamaño de efecto) en las tres componentes de los ángulos articulares, con mayor tamaño de efecto en la primera, correspondiente al movimiento coordinado de supinación. Un análisis más detallado ha permitido ver que esas diferencias se deben básicamente a un offset, siendo los rangos en ambos tipos de pie similares. Este offset puede deberse (al menos en parte) a las diferentes posturas de referencia adoptadas en ambas muestras estudiadas. Los ángulos registrados a los sujetos con pies supinados consideran una referencia con mayor supinación que la medida en pies normales, por lo que es normal que sus valores de supinación (IN y AD) sean menores. Por tanto, las diferencias encontradas en la primera componente no son en realidad tan importantes como las reales. Lo que sí se aprecia claramente es un retraso en el caso de los supinados para alcanzar el valor mínimo (tanto en la componente 1 como en la 2), en cuanto que debido a su IPP supinado requieren mayor tiempo de pronación para apoyar completamente el pie durante la marcha. Estos resultados son coherentes con los pocos datos que encontramos en literatura. Así, en el estudio entre pies planos y supinados de

Powel et al. [25] se reportó este mayor tiempo para alcanzar el pico de eversión en la articulación MT para los pies supinados. Asimismo, los mayores valores de EV y AB están de acuerdo con los resultados de Buldt et al. [15]. En dicho trabajo también se reportaron rangos de AB-AD significativamente mayores en pies normales que en supinados, pero no de IN-EV, coherente con que en este trabajo se haya identificado significación con menor tamaño de efecto para el rango de la componente 1 (en ANOVA adicional no mostrado por brevedad). Finalmente, las diferencias encontradas en la componente 2 de los ángulos articulares no fueron detectadas por Buldt et al. [15], quienes no encontraron diferencias significativas en el plano sagital. Sin embargo, Powell et al. [26] sí encontraron diferencias en la rigidez dinámica del tobillo de pies supinados frente a pies planos, si bien en carrera.

En cuanto a los patrones de coordinación (sinergias) en ambos tipos de pie, la comparación de las componentes principales ha permitido visualizar que son muy similares en lo que respecta a los pares articulares que deben soportar las articulaciones durante la marcha, pero que sí existe alguna diferencia en la cinemática. En particular, las componentes originales 2 y 3 se ven modificadas en cuanto que la componente 2 incorpora la FD de la articulación MT, a costa de que la componente 3 no presenta FP de dicha articulación. De esta manera, al encontrarse una coordinación en las flexiones de las articulaciones de tobillo y MT, la tercera componente pierde importancia, y la gana la componente 2 original, por lo que la importancia relativa de las componentes en pies supinados se ve modificada, intercambiándose las componentes 1 y 2. Así pues, el grado de independencia utilizado en las flexiones en pies supinados es menor que en los normales.

En un trabajo reciente [27] se ha reportado un menor rango de movilidad en el plano sagital en pies supinados que en normales. Dado que en este trabajo no se han constatado diferencias en la movilidad utilizada en dicho plano, esto supone que los pies supinados utilizan valores de FD-FP más cercanos a sus límites, predisponiéndolos a padecer lesiones al forzar los ligamentos a absorber el impacto durante la marcha.

Los resultados de este trabajo no han permitido identificar diferencias significativas en los pares articulares de pies supinados con respecto de pies normales. Sin embargo, hay que tener presente que el tobillo es una articulación compleja, combinación de las articulaciones talocrural y subastragalina, y que el modelo de Bruening considera el centroide del astrágalo como centro articular del complejo, a medio camino entre ambas articulaciones reales. Es de esperar que la aplicación del peso más lateralmente en pies supinados, aun no habiendo generado diferencias significativas en los pares en el plano transversal en el tobillo, las genere sobre las articulaciones talocrural y suastragalina, que predispondrían al pie supinado a la aparición de esguinces, o lesiones en los tendones peroneos.

En trabajos futuros se deberían estudiar las correlaciones entre los parámetros en que se han observado diferencias significativas con la aparición de lesiones o desarrollo de diferentes patologías. Información más detallada de los momentos a nivel articular podría facilitar la interpretación clínica de dichas relaciones.

Este trabajo tiene algunas limitaciones que conviene señalar. La primera y más evidente es la del número de articulaciones considerado por el modelo y la postura de referencia considerada. Por otra parte, los momentos articulares reportados no tienen en consideración las fuerzas de fricción en el contacto, si bien la comparación de los momentos en el tobillo con los de estudios previos [28] sugiere que la no consideración de las fuerzas de fricción no afecta de forma significativa a los pares articulares. Por otra parte, los resultados están restringidos a la actividad de marcha, y las diferencias entre pies normales y supinados podrían ser diferentes en otras actividades.

5. Referencias

[1] A. Leardini, M.G. Benedetti, L. Berti, D. Bettinelli, R. Nativo, S. Giannini. Rear-foot, mid-foot and fore-foot motion during the stance phase of gait, Gait Posture, 25, (2007), 453–462.

[2] D.A. Bruening, K.M. Cooney, F.L. Buczek. Analysis of a kinetic multi-segment foot model. Part I: Model repeatability and kinematic validity, Gait Posture, 35, (2012), 529–534.

[3] P.C. Dixon, H. Böhm, L. Döderlein. Ankle and midfoot kinetics during normal gait: a multi-segment approach, J. Biomech., 45, (2012), 1011–1016.

[4] S.V. Telegbal. Static Foot Posture-Predictor of Dynamic Foot Motion, J. Nov. Physiother., 5, (2015), 272.

[5] A.C. Redmond, J. Crosbie, R.A. Ouvrier. Development and validation of a novel rating system for scoring standing foot posture: the Foot Posture Index, Clin. Biomech. (Bristol, Avon), 21, (2006), 89–98.

[6] A.M. Evans, A.W. Copper, R.W. Scharfbillig, S.D. Scutter, M.T. Williams. Reliability of the foot posture index and traditional measures of foot position, J. Am. Podiatr. Med. Assoc., 93, (2003), 203–213.

[7] R M. Queen, J.C. De Biassio, R.J. Butler, J.K. DeOrio, M.E. Easley, J.A. Nunley. J. Leonard Goldner Award 2011: changes in pain, function, and gait mechanics two years following total ankle arthroplasty performed with two modern fixed-bearing prostheses, Foot ankle Int., 33, (2012), 535–542.

[8] S. Singer, S. Klejman, E. Pinsker, J. Houck, T. Daniels. Ankle arthroplasty and ankle arthrodesis: gait analysis compared with normal controls, J. Bone Joint Surg. Am., 95, (2013), e191(1–10).

[9] R.M. Queen, T.L. Sparling, R.J. Butler, S.B. Adams, J.K. DeOrio, M.E. Easley, J.A. Nunley. Patient-Reported Outcomes, Function, and Gait Mechanics After Fixed and Mobile-Bearing Total Ankle Replacement, J. Bone Joint Surg. Am., 96, (2014), 987–993.

[10] D.A. Bruening, K.M. Cooney, F.L. Buczek. Analysis of a kinetic multi-segment foot model part II: Kinetics and clinical implications, Gait Posture, 35, (2012), 535–540.

[11] B.A. MacWilliams, M. Cowley, D.E. Nicholson. Foot kinematics and kinetics during adolescent gait, Gait Posture, 17, (2003), 214–224.

[12] H. Rouhani, J. Favre, X. Crevoisier, K. Aminian. A wearable system for multi-segment foot kinetics measurement, J. Biomech., 47, (2014), 1704–1711.

[13] C.J. Barton, P. Levinger, K.M. Crossley, K.E. Webster, H.B. Menz. Relationships between the Foot Posture Index and foot kinematics during gait in individuals with and without patellofemoral pain syndrome, J. Foot Ankle Res., 4, (2011), 10(1-7).

[14] K.L. Paterson, R.A. Clark, A. Mullins, A.L. Bryant, B.F. Mentiplay. Predicting Dynamic Foot Function From Static Foot Posture: Comparison Between Visual Assessment, Motion Analysis, and a Commercially Available Depth Camera, J. Orthop. Sports Phys. Ther., 45, (2015), 789–798.

[15] A.K. Buldt, P. Levinger, G.S. Murley, H.B. Menz, C.J. Nester, K.B. Landorf. Foot posture is associated with kinematics of the foot during gait: A comparison of normal, planus and cavus feet, Gait Posture, 42, (2015), 42-48.

[16] A. Daffertshofer, C.J.C. Lamoth, O.G. Meijer, P.J. Beek, T.P. Andriacchi, et al. PCA in studying coordination and variability: a tutorial, Clin. Biomech., 19, (2004), 415–428.

[17] I. Söderkvist, P.A. Wedin. Determining the movements of the skeleton using well-configured markers, J. Biomech., 26, (1993), 1473–1477.

[18] E.S. Grood, W.J. Suntay. A joint coordinate system for the clinical description of three-dimensional motions: application to the knee, J. Biomech. Eng., 105, (1983), 136–144.

[19] R.B. Davis, P.A. DeLuca. Gait characterization via dynamic joint stiffness, Gait Posture, 4, (1996), 224–231.

[20] P. Crenna, C. Frigo. Dynamics of the ankle joint analyzed through moment–angle loops during human walking: Gender and age effects, Hum. Mov. Sci., 30, (2011), 1185–1198.

[21] K. Shamaei, G.S. Sawicki, A.M. Dollar. Estimation of quasi-stiffness of the human hip in the stance phase of walking, *PLoS One*, 8, (2013), e81841.

[22] P.J. Huber, E.M. Ronchetti. Robust Statistics, 2nd Edition. New Jersey: Wiley, (2009).

[23] P.J. Rousseeuw, C. Croux. Alternatives to the Median Absolute Deviation, J. Am. Stat. Assoc., 88, (1993), 1273-1283.

[24] J. Cohen. Statistical power analysis for the behavioral sciences, 2nd edition. Hillsdale, NJ: Erlbaum, (1988).

[25] D.W. Powell, B. Long, C.E. Milner, S. Zhang. Frontal plane multi-segment foot kinematics in high- and low-arched females during dynamic loading tasks, Hum. Mov. Sci., 30, (2011), 105–114.

[26] D.W. Powell, D.S.B. Williams, B.Windsor, R.J. Butler, S. Zhang. Ankle work and dynamic joint stiffness in high- compared to low-arched athletes during a barefoot running task, Hum. Mov. Sci., 34, (2014), 147–156.

[27] M. Justine, D. Ruzali, E. Hazidin, A. Said, S.A. Bukry, H. Manaf. Range of motion, muscle length, and balance performance in older adults with normal, pronated, and supinated feet, J. Phys. Ther. Sci., 28, (2016), 916–922.

[28] A.E. Hunt, R.M. Smith, M. Torode. Extrinsic muscle activity, foot motion and ankle joint moments during the stance phase of walking, Foot ankle Int. / Am. Orthop. Foot Ankle Soc. [and] Swiss Foot Ankle Soc., 22, (2001), 31–41.

Comparación resistente de dos implantes intramedulares tras realización de una artrodesis metatarso-falángica para aliviar la patología del dedo en garra

J. Bayod López[1], R. Becerro de Bengoa Vallejo[2], M.E. Losa Iglesias[3], M. Doblaré Castellano[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza. jbayod@unizar.es

[2]Dpto. de Enfermería. Universidad Complutense. ribebeva@enf.ucm.es

[3]Dpto. de Medicina y Cirugía, Psicología, Medicina Preventiva y Salud Pública e Inmunología Microbiología Médica y Enfermería y Estomatología. Universidad Rey Juan Carlos. marta.losa@urjc.es

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Zaragoza. mdoblare@unizar.es

Mediante el método de los elementos finitos se ha estudiado la distribución de tensiones causada por la inclusión de un nuevo implante intramedular que se emplea en la artrodesis de la articulación interfalángica-proximal para corregir la patología del dedo en garra o en martillo, la cual afecta a un 20% de la población aproximadamente. Se realizó una reconstrucción del pie humano a partir de imágenes CT de un voluntario de 36 años. En este modelo se insertaron, en modelos separados, dos implantes intramedulares, uno neutro y otro angulado 10º, en las articulaciones matatarso-falángicas dos a cuatro, durante la fase de despegue de la marcha humana. Los resultados obtenidos se compararon con el caso no intervenido, pero patológico. Este tipo de intervención usando el implante neutro en el segundo dedo reduce las tensiones principales máximas en la falange proximal (45.83 MPa) comparado con el caso patológico (59.44 MPa; P<0.001). Usando el implante angulado 10º las tensiones principales máximas medidas en el mismo dedo fueron mucho más altas en las falanges proximales y medias (147.58, 160.58 MPa respectivamente frente a 59.44 y 74.95 MPa; P<0.001). Resultados similares se encontraron para las tensiones principales mínimas. El implante neutro reduce las tensiones principales mínimas en la segunda falange proximal de -113.23 MPa en el patológico a -65.12 MPa, y el angulado 10º aumenta a -142 MPa (P<0.001). Las tensiones de Von Mises en el implante fueron significativamente más bajas en el neutro que en el angulado 10º (101.12 MPa frente a 227.64 MPa; P<0.001). En conclusión, no se recomienda usar el implante angulado en una artrodesis de la articulación interfalángica proximal debido al incremento del estado tensional principalmente en el segundo dedo que podría provocar la rotura del implante.

1. Introducción

La patología del dedo en garra o en martillo afecta a un 20% de la población aproximadamente [1] siendo la cirugía la solución más habitual para corregirla [2]. El dedo en garra se caracteriza por una dorsiflexión de la articulación metatarsofalángica (MTPJ, por sus siglas en inglés), flexión plantar de la articulación interfalángica proximal (PIPJ) y flexión plantar de la articulación interfalángica distal (DIPJ). El dedo en martillo se caracteriza por dorsiflexión de la MTPJ, flexión plantar de la PIPJ y dorsiflexión de la DIPJ [3]. Clínicamente ambas patologías causan desplazamiento de la falange proximal conduciendo a una excesiva presión en la cabeza de la falange [4].

Una de las técnicas quirúrgicas más comunes es la artrodesis o fusión de la PIPJ [5,6,7] existiendo una gran variedad de técnicas de fijación [8,9,10] incluyendo la inserción de implantes intramedulares que ofrecen una razonable alternativa al tradicional pin de estabilización.

Un nuevo implante intramedular (FDA K070598) consiste en una especia de ancla en aleación de titanio con memoria de forma que se expande a la temperatura del cuerpo humano. El uso de este implante podría acelerar el proceso de fusión, disminuir las complicaciones y mejorar el confort del paciente [11].

La técnica quirúrgica para su implante en un paciente consiste en realizar una incisión a lo largo de la PIPJ e introducir el implante congelado el cuál se expandirá al entra en contacto con la temperatura del cuerpo humano

lo que yuda a su fijación entre las falanges proximal y medial. Delmi [12] realizó un estudio retrospectivo sobre 170 operaciones encontrando rotura de tres implantes (figura 1).



Figura 1. Implante intramedular implantado (A) Implante fracturado a las 4 semanas (B)

Existen dos modelos de este implante -liso o neutro (NI) y angulado 10º (10º AI)- y el uso de uno u otro modelo se basa únicamente en la experiencia del cirujano. Sin embargo, el método de los elementos finitos es una excelente alternativa para evaluar el comportamiento biomecánico de este tipo de implantes [13,14,15] y para determinar niveles de desplazamientos y de tensiones [16, 17].

En este estudio se utilizó el método de los elementos finitos para evaluar la eficacia biomecánica de la artrodesis de la PIPJ usando un implante liso frente a otro angulado. En particular, se determinó si estos dos tipos de implantes podrían reducir el nivel de tensión en las falanges afectadas (segunda a cuarta) con el fin de reducir el riesgo de fractura o dolor en las mismas. No se estudió el quinto dedo pues no se usa este tipo de implantes para el dedo mencionado.

El objetivo de este trabajo fue determinar si incrementaba el riesgo de fractura o fallo del implante angulado frente al liso al tratar la patología del dedo en garra o en martillo. Basándonos en nuestra experiencia clínica, se tomó como hipótesis que ambos implantes tendrían un comportamiento biomecánico similar.

2. Material y métodos

2.1 Geometría y malla

Se tuvo la aprobación del comité de ética de la Universidad Complutense para la realización de este estudio. Se obtuvo también el consentimiento de un individuo para realizar un escaneo de su pie derecho. Se realizaron un total de 93 imágenes de un individuo sano de 36 años, 165 cm y 60 kg de peso. A partir de esta tomografía se reconstruyó el pie en ordenador al que se le añadió el modelo geométrico de ambos implantes en su posición anatómica correcta en las falanges segunda tercera y cuarta. Se tuvieron dos modelos geométricos del pie: uno para evaluar el implante angulado y otro para evaluar el implante liso. Estos modelos reprodujeron la fase de despegue del pie (toe off) pues es el instante en que más crítica es esta patología.

Se reprodujeron los 28 huesos del pie humano los cuales fueron mallados en Harpoon (Harpoon r1.4.5, CEI, Apex, NC, USA), distinguiendo entre hueso cortical y esponjoso. Los huesos fueron conectados entre sí por medio de unione cartilaginosas. Los ligamentos y tejidos blandos principales se modelaron mediante elementos barra no comprensibles. Una decripción más detallada de este modelo puede encontrarse en [18].

Los dos tipos de implantes pueden verse en la figura 2 (Memometal® Alloy Ti-Ni, Memometal Inc. USA, a Memometal Technologies Company, 6060 Poplar Ave., Suite 254, Memphis, TN 38119).

En la posición de despegue reproducida todo el peso del cuerpo recae en el antepie y es soportada por los músculos flexores plantares (comprendidos los músculos flexores largos (FDL) y cortos (FDB)). Junto con la acción de los interóseos y lumbricales todos estos músculos ayudan a mantener la falange proximal en contacto con el hueso manteniendo el equilibrio del pie. Los flexores largos y cortos también fueron simulados mediante elementos barra sometidos a una deformación del 2% para simular la pretensión que exhiben previamente a esta fase de la marcha humana [18]. El modelo no cuenta con los músculos interóseos ni lumbricales con el fin de simular la patología del dedo en garra/martillo.

El modelo anatómico puede verse en la figura 3 y está formado por 951.608 tetraedros lineales para el modelo que tiene incrustado el implante liso y por 981.338 tetraedros lineales para el modelo que tiene incrustado el implante angulado. El tamaño medio de elemento es de 1mm de arista. Esta elección de tamaño fue determinada

mediante un análisis de convergencia [17]. Ambos modelos fueron exportados al programa comercial ABAQUS (ABAQUS 6.11.3, HKS, Providence, RI, USA).

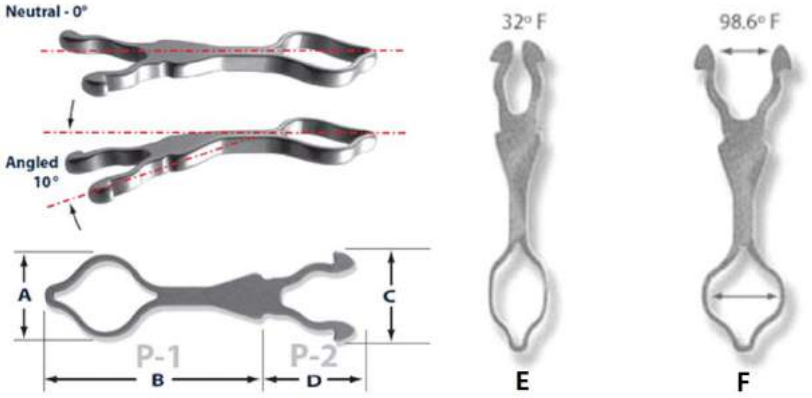


Figura 2. Implante liso y angulado 10º.

El modelo anatómico puede verse en la figura 3 y está formado por 951.608 tetraedros lineales para el modelo que tiene incrustado el implante liso y por 981.338 tetraedros lineales para el modelo que tiene incrustado el implante angulado. El tamaño medio de elemento es de 1mm de arista. Esta elección de tamaño fue determionada mediante un análisis de convergencia [17]. Ambos modelos fueron exportados al programa comercial ABAQUS (ABAQUS 6.11.3, HKS, Providence, RI, USA).

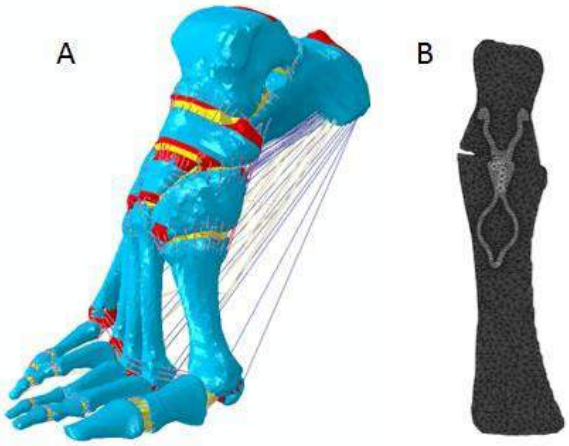


Figura 3. Modelo de elementos finitos. Vista lateral (A) del modelo completo. Detalle (B) de la inclusión del implante liso en las falanges priximal y medial del segundo dedo.

2.2 Propiedades de material

El tejido óseo se modeló distinguiendo la parte cortical de la esponjosa con comportamiento elástico e isótropo. El módulo de Young para el cortical fue de 17.000 MPa y el coeficiente de Poisson de 0.3, mientras que estos valores en el esponjoso fueron de 700 MPa y 0.3 respectivamente [19]. El cartílago también fue considerado como material elástico e isótropo con módulo de Young de 10 MPa y Poisson de 0.4 [14]. Los ligamentos fueron clasificados en más o menos rígidos haciendo dos grupos. Los más rígidos fueron los que simulaban la fascia plantar, y los ligamentos superficiales y plantares con un módulo de Young de 350 MPa, un coeficiente de Poisson de 0.3 y una sección transversal de 290.7 mm². Los menos rígidos fueron el resto de ligamentos y se les asignó un Young de 260 MPa, un Poisson de 0.3 y una sección trasnversal de 18.4 mm² [13]. Los flexores también fueron modelados como elástico-lineales con un módulo de Young de 450 MPa y un coeficiente de Poisson de 0.3 y sección transversal de 12.5 m² [17,20]. Finalmente los implantes tuvieron comportamiento elástico lineal con un Youg de 110.000 MPa y un Poisson de 0.33 (límite de fluencia de valor 430 MPa) [21,22].

2.3 Cargas y condiciones de contorno

En este trabajo se ha considerado reproducir el pie en la fase de despegue de la marcha humana. En consecuencia se ha considerado la zona de inserción del tendón de Aquiles como un soporte fijo. En la fase de despegue el pie se encuentra al 85% de la fase de estancia [19]. Para simular esta posición los flexores fueron sometidos a una pretensión de un 2%. Además, siguiendo datos de la literatura [19,21,22,23] y aplicados a un paciente de 60 kg, se aplicó una carga de 18.5 kg dividida en una componente normal Fn de valor 180 kg y otra tangencial de 12 kg en la superficie articulat tibia-astrágalo (Figura 4). Mas detalles pueden encontrarse en [18].

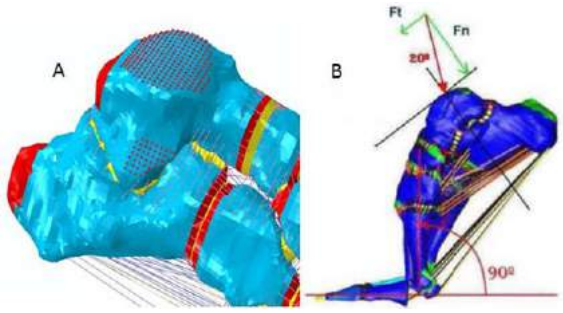


Figura 4. Detalle de la zona de aplicación de las cargas (A) y vista general de las mismas en el modelo (B)

2.4 Casos analizados

Se analizaron dos tipos de cirugía para aliviar el dedo en garra/martillo: artrodesis de la PIPJ en los dedos segundo tercero y cuarto usando un implante liso o un implante angulado 10º. Ambos modelos reprodujeron la fase de despegue de la marcha humana.

2.5 Análisis estadístico.

Se utilizó una "prueba t" (paired Student-t) para determinar si había diferencias significativas en las tensiones en las falanges proximal, medial y distal en las dedos segundo a cuarto cuando se insertó el implante liso o el angulado 10º al comparar con el caso fisiológico, que fue usado como caso de control. En todos los análisis, un valor de $P<0.01$ (99% de intervalo de confianza) se consideró como significativo. Todos los análisis se realizaron usando el software SPSS, versión 14.0 (SPSS Science, Chicago, IL, USA).

Se han definido un conjunto de estilos que facilitan la tarea de dar el formato adecuado a los distintos elementos que compondrán el artículo final y a los que se va a hacer referencia a lo largo de la descripción contenida en este documento. La tabla 1 recoge las propiedades de cada uno de ellos.

Tabla 1: Dimensiones de los implantes liso y angulado 10º.

Implante	Longitud	A (mm) Ancho en P1	B (mm) Longitud en P1	C (mm) Ancho en P2	D (mm) Longitud en P2	Espesor (mm)
LISO						
STO-16	16	En abertura de 2 a 5.5 mm	10	En abertura de 3 a 6 mm	6	1.2
STO-19	19	En abertura de 2 a 5.5 mm	13	En abertura de 3 a 6 mm	6	1.2
ANGULADO 10º						
STOA-16	16	En abertura de 2 a 5.5 mm	10	En abertura de 3 a 6 mm	6	1.2
STOA-19	19	En abertura de 2 a 5.5 mm	13	En abertura de 3 a 6 mm	6	1.2

3. Resultados

Las tensiones principales máximas y mínimas en las falanges segunda, tercera y cuarta se muestran en las tablas 2 y 3 respectivamente. En ellas se comparan los valores que exibe el caso patológico frente a los dos casos intervenidos. Las tensiones principales máximas se midieron a lo largo de la parte dorsal de las falanges y las mínimas a lo largo de la parte plantar debido al estado de flexión que presentan las falanges.

En la segunda falange proximal el implante liso reduce las tensiones principales máximas (45.83 MPa) frente al patológico (59.44 MPa); sin embargo, el angulado 10º las incrementa (147.58 MPa). En la segunda falange medial ambos implantes incrementan la mencionada magnitud (94.83 MPa liso, 160.58 angulado 10º) frente al patológico (74.95 MPa). $P < 0.001$ en todos los casos.

Tabla 2. Tensiones principales máximas en los tres casos analizados.

	Tensiones pricipales máximas (MPa)			Valor de P		
FALANGE	**Patológico**	**Liso**	**Angulado 10º**	**Liso versus patológico**	**Angulado 10º versus patológico**	**Angulado 10º versus liso**
2ª proximal	59.44	45.83	147.58	<0.001	<0.001	<0.001
2º medial	74.95	94.83	160.58	<0.001	<0.001	<0.001
3ª proximal	77.16	138.51	154.08	<0.001	<0.001	<0.001
3ª medial	58.03	119.77	174.06	<0.001	<0.001	<0.001
4ª proximal	50.05	35.05	61.59	<0.001	<0.001	<0.001
4ª distal	43.30	150.44	250.01	<0.001	<0.001	<0.001

Similares resultados se encontraron en el tercer dedo. Tanto en la falange proximal como medial las tensiones principales máximas aumentaron al insertar los implantes (tabla 2).

En la falange proximal del cuarto dedo, el implante liso redujo el nivel tensional (35.05 MPa frente a 50.05 MPa) mientras que el angulado 10º lo incrementó (61.59 MPa). En la cuarta falange medial ambos implantes incrementaron las tensiones principales máximas (150.44 MPa y 250.01 MPa frente a 43.30 MPa).

Tabla 3. Tensiones principales mínimas en los tres casos analizados.

	Tensiones pricipales mínimas (MPa)			Valor de P		
FALANGE	**Patológico**	**Liso**	**Angulado 10º**	**Liso versus patológico**	**Angulado 10º versus patológico**	**Angulado 10º versus liso**
2ª proximal	-113.23	-65.12	-142	<0.001	<0.001	<0.001
2º medial	-202	-104.85	-179.19	<0.001	<0.001	<0.001
3ª proximal	-199	-152	-140	<0.001	<0.001	<0.001
3ª medial	-308.82	-167.01	-208.33	<0.001	<0.001	<0.001
4ª proximal	-32.08	-18.85	-39.90	<0.001	<0.001	<0.001
4ª distal	-147.39	-146.44	-288.88	<0.001	<0.001	<0.001

Similares resultados se encontraron al comparar las tensiones principales mínimas (tabla 3). En la segunda falange proximal, el implante liso redujo estas tensiones pricipales a -65.12 MPa, mientras que el implante angulado 10º las incrementó a -142 MPa. El caso sin intervenir mostró un valor de -113.23 MPa. En la segunda falange medial ambos implantes redujeron el valor de estas tensiones, aunque el liso en un grado mucho mayor. Los valores fueron de -104.85 MPa frente a -179.19 MPa (angulado 10º) y -202 MPa (patológico).

En la tercera falange proximal ambos implantes redujeron las tensiones principales mínimas siendo el angulado 10º el que más lo hizo: -140 MPa frente a los -152 MPa (liso) y -199 MPa (patológico). En la tercera falange medial el efecto fue el contario: -167.01 MPa para el caso con implante liso, -208.33 MPa para el caso con implante angulado 10º y -308.82 MPa para el caso sin intervenir.

En la cuarta falange proximal sólo el caso con implante liso redujo las tensiones principales mínimas (-18.85 MPa). El caso con el implante angulado 10º llegó a -39.90 MPa mientras que el caso patológico mostró un valor de -32.08 MPa. En la cuarta falange medial ocurrió algo similar: -146.44 MPa (liso), -147.39 MPa (patológico) y -288.88 MPa (angulado 10º). $P < 0.001$ en todos los casos.

Tabla 4. Tensión equivalente de von Mises en los implantes analizados.

DEDO	**Tensión equivalente de von Mises (MPa)**		
	Liso	**Angulado 10º**	**Valor de P**
Segundo	101.12	227.64	<0.001
Tercero	344.54	403.54	<0.001
Cuarto	101.22	233.77	<0.001

En la tabla 4 se muestran las tensiones de von Mises en los dos implantes. En general el implante liso mostró valores más bajos que el angulado 10º lo que indica que el riesgo de rotura es menor en el caso del implante liso que en el angulado. En particular, en el tercer dedo el implante angulado alcanzó un valor de 403.54 MPa siendo el límite de fluencia de 430 MPa.

4. Discusión

Mediante el método de los elementos finitos se ha evaluado la eficacia desde el punto de vista de la biomecánica de un implante liso frente a otro angulado 10º cuando se interviene en la patología del dedo en garra o en martillo. En particular en este trabajo se analizó si estos dos tipos de implantes podría reducir el nivel tensional en los dedos intervenidos, pues un alto nivel tensional suele estar relacionado con dolor en el paciente. También se analizó la forma del implante que ofrece una mayor resistencia a la rotura y la redistribución de las tensiones tanto en el propio implante como en el dedo intervenido.

Se encontró que la fusión articular usando un implante liso en el segundo dedo redujo las tensiones principales máximas en la falange proximal (45.83 MPa) comparado con el caso patológico (59.44 MPa). Usando el implante angulado 10º las tensiones principales máximas fueron mucho más altas tanto en las falanges proximal como medial, 147.58 MPa y 160.58 MPa respectivamente frente a 59.44 MPa y 74.95 MPa en las mismas falanges del caso patológico. Resultados similares fueron encontrados para las tensiones principales mínimas. El implante liso redujo estas tensiones en la falange proximal (-65.12 MPa) comparado con el caso patológico (-113.23 MPa) y el angulado 10º (-142 MPa). $P < 0.001$ en todos los casos.

En el tercer dedo ambos implantes incrementaron las tensiones principales máximas en las falanges medial y proximal comparadas con el caso patológico, pero se incrementaron mucho menos usando el implante liso. El incremento de las tensiones principales en las falanges medial y proximal de este tercer dedo se debió al tamaño de las propias falanges, incluso usando implantes más pequeños. Justo lo contrario de observó en las tensiones principales mínimas. $P < 0.001$ en todos los casos.

En la cuarta falange proximal, debido al pequeño tamaño de la falange, las tensiones principales máximas aumentaron comparadas con el caso patológico (43.30 MPa) si bien aumentaron mucho menos con el implante liso (150.44 MPa) que con el implante angulado 10º (250.01 MPa). Lo mismo ocurrió en la falange medial. El caso contrario se encontró observando las tensiones principales mínimas. El implante liso disminuyó estas tensiones en las falanges proximal y medial (-18.85 MPa y -146.44 MPa) comparado con el caso patológico mientras que con el implante angulado 10º se llegaron a los -32.08 MPa y -147.39 MPa respectivamente. $P < 0.001$ en todos los casos.

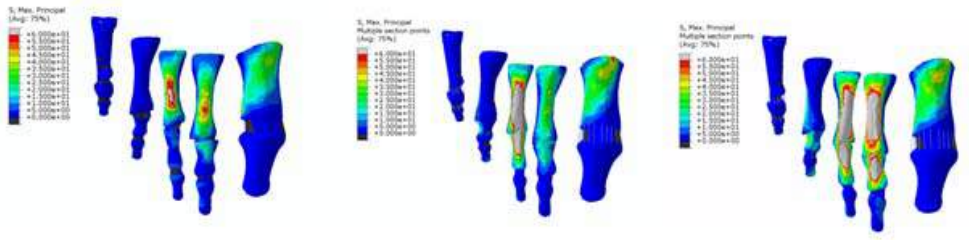


Figura 5. Tensiones principales máximas en el pie patológico (izda.), en el pie con implante liso (centro) y en el pie con implante angulado 10º (dcha.)

Comparando la distribución de las tensiones principales máximas se encontró que el área más cargada fue diferente usando uno u otro implante. Las falanges proximal y medial fueron más cargadas en toda su superficie ussando el implante angulado 10º (figura 5). Similares resultados se encontraron en las tensiones principales mínimas. Tanto las falanges mediales como proximales fueron más cargadas en toda su superficie usando el implnate angulado 10º (figura 6).

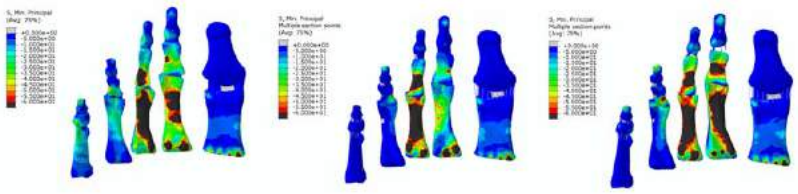


Figura 6. Tensiones principales mínimas en el pie patológico (izda.), en el pie con implante liso (centro) y en el pie con implante angulado 10º (dcha.)

La tensión equivalente de von Mises en los implantes fue menor en el implante liso que en el angulado 10º (tabla 4 y figura 7). En el implante liso estos valores están muy por debajo del límite elástico del material (430 MPa) mientras que en el caso del angulado 10º su valor máximo (403.54 MPa) se aproxima mucho al límite mencionado.

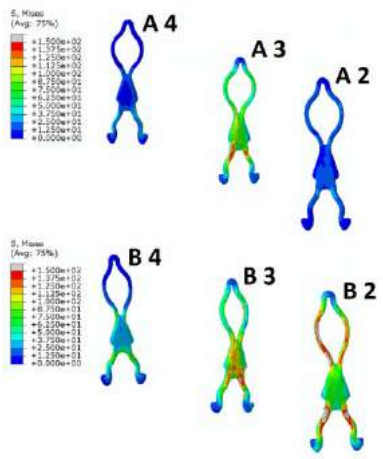


Figura 7. Tensión de von Mises en el implante liso (arriba) y angulado 10º (abajo) en las falanges segunda tercera y cuarta respectivamente.

En vista de los resultados encontrados, no es recomendable usar el implante angulado 10º para aliviar la patología del dedo en garra/martillo. Cinemáticamente el problema sí que es aliviado pero el aumento considerable de las tensiones en el dedo intervenido podría conducir a provocar dolores en el paciente e incluso la propia rotura del implante. La angulación del implante causa, además, concentración de tensiones. Se recomienda el uso del implante liso cuando se realiza artrodesis de la articulación proximal-medial del segundo dedo debido a la gran reducción del nivel tensional comparado con el caso patológico. Sin embargo no recomendaríamos el uso de este implante liso para realizar esta misma intervención en los dedos tercero y cuarto puesto que en el tercer dedo las tensiones principales máximas aumentan respecto del caso patológico y en el cuarto aumentan estas mismas tensiones en la falange medial lo que podría provocar rotura del implante. Si el cirujano necesita realizar esta intervención recomendamos el uso de implantes lisos más pequeños para evitar las fractura de los mismos.

Este estudia presenta ciertas limitaciones. Se ha estudiado únicamente la fase de despegue del ciclo de la marcha humana puesto que es la situación más crítica. Una simulación completa del ciclo de la marcha humana conduciría a una mejor comprensión y análisis de las falanges. Todos los materiales se consideraron de comportamiento elástico lineal porque los cálculos se hicieron bajo las hipótesis de pequeñas deformaciones y pequeños desplazamientos. Finalmente, se consideraron cargas provenientes de un individuo de 60 kg. Si este valor fuera modificado, los resultados numéricos variarían pero cualitativamente los resultados serían análogos.

5. Conclusiones

En vista de los resultados obtenidos no recomendamos desarrollar la artrodesis de la articulacion medial-proximal en las falanges de los dedos del pie usando el implante angulado 10º para aliviar la patología del dedo en garra/martillo porque se incrementa, en general, el estado tesional en la falange intervenida. Esto es debido a la forma del propio implante angulado 10º que produce concentración de tensiones a lo largo de su angularidad. El implante liso reduce en general las tensiones principales máximas como mínimas en el segundo dedo, cuando se compara con las causadas por el implante angulado 10º. Finalmente, recomendamos el uso de esta técnica únicamente en el segundo dedo.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen la ayuda del proyecto DPI2013-44987-R del ministerio de economía y competitividad del gobierno de España.

7. Referencias

[1] S.M. Cyphers, E. Feiwell. Review of the Girdlestone-Taylor procedure for clawtoes in myelodysplasia. Foot Ankle, 8 (1988), 229-233.

[2] J.W. Gallentine, J,K. Deorio. Removal of the second toe for severe hammertoe deformity in elderly patients. Foot Ankle Int, 26, (2005), 353-358.

[3] M.J. Coughlin. Lesser-toe abnormalities. The Journal of Bone and Joint Surgery, 84, (2002), 1446–1469.

[4] G.V. Yu, M.S. Judge, J.R. Hudson, F.E. Seidelmann. Predislocation syndrome: progressive subluxation/dislocation of the lesser metatarsophalangeal joint. Journal of the American Podiatric Medical Association, 92, (2002), 182–199.

[5] B.M. Lamm, C.E. Ribeiro, T.C. Vlahovic, A. Fiorilli, G.R. Bauer, H.J. Hillstrom. Lesser proximal interphalangeal joint arthrodesis: a retrospective analysis of the peg-in-hole and end-to-end procedures, Journal of the American Podiatric Medical Association 91, (2001), 331-336.

[6] E.D. McGlamry. Comprehensive Textbook of Foot Surgery. Williams & Wilkins, Baltimore, (1987), 78.

[7] S.J. Miller. Hammer toe correction by arthrodesis of the proximal interphalangeal joint using a cortical bone allograft pin, Journal of the American Podiatric Medical Association 92, (2002), 563-569.

[8] W.H. Edwards, A.D. Beischer. Interphalangeal joint arthrodesis of the lesser toes, Foot and Ankle Clinics 7(1), (2002), 43-48

[9] R. Caterini, P. Farsetti, U. Tarantino, V. Potenza, E. Ippolito. Arthrodesis of the toe joints with an intramedullary cannulated screw for correction of hammertoe deformity, Foot and Ankle International 25(4), (2004), 256-261.

[10] K.F. Konkel, A.G. Menger, S.A. Retzlaff. Hammer toe correction using an absorbable intramedullary pin, Foot and Ankle International 28(8), (2007), 916-920.

[11] A.K. Angirasa, M.J. Barrett, D. Silvester. SmartToe® implant compared with Kirschner wire fixation for hammer digit corrective surgery: a review of 28 patients, Journal of Foot and Ankle Surgery 51(6), (2012), 711-713

[12] M. Delmi. Hammer toe surgical correction. Memometal Inc. USA [Internet web site] http://www.mmi-usa.com/pdf/hammertoe.pdf Accessed 19 December 2012

[13] J. Cheung, M. Zhang, A. Leung, Y. Fan. Three-dimensional finite element analysis of the foot during standing: a material sensitivity study, Journal of Biomechanics 38, (2005), 1045–1054

[14] A. Gefen. Stress analysis of the standing foot following surgical plantar fascia release, Journal of Biomechanics 35, (2002), 629–637

[15] F.A. Bandak, R.E. Tannous, T. Toridis. On the development of an osseo-ligamentous finite element model of the human ankle joint, International Journal of Solids and Structures 38, (2001), 1681–1697

[16] J.M. Garcia-Aznar, J.H. Kuiper, M.J. Gómez-Benito, M. Doblaré, J.B. Richardson. Computational simulation of fracture healing: influence of interfragmentary movement on the callus growth. Journal of Biomechanics 40, (2007), 1467-1476.

[17] J.M. García-Aznar, J. Bayod, A. Rosas, R. Larrainzar, R. García-Bógalo, M. Doblaré, L.F. Llanos, L.F. Load Transfer Mechanism for Different Metatarsal Geometries: A Finite Element Study, Journal of Biomechanical Engineering 131(2), (2009), 021011-1 to 021011-7.

[18] A. García-González, J. Bayod, J.C. Prados-Frutos, M. Losa-Iglesias, K.T. Jules, R. Becerro de Bengoa-Vallejo, M. Doblaré, M. Finite-Element simulation of flexor digitorum longus or flexor digitorum brevis tendon transfer for the treatment of claw deformity, Journal of Biomechanics 42, (2009), 697-1704.

[19] M. Gómez-Benito, P. Fornells, J.M. García-Aznar, B. Seral, B. Seral-Innigo, M. Doblaré, M. Computational comparison of reamed versus unreamed intramedullary tibial nails, Journal of Orthopaedic Research 25, (2007), 191-200.

[20] N. Mafulli, B. Datta, M. Neil, W.R. Walsh. Mechanical properties of human flexor hallucis longus, peroneus brevis and Achilles tendon, The Journal of Bone and Joint Surgery 90-B, (2006), 494.

[21] H. Breme, V. Biehl. ‘‘Metallic Biomaterials,’’ in Handbook of Biomaterial Properties, edited by G Black, J Hastings, Chapman & Hall, London, (1998), p135.

[22] J. Van Humbeeck, R. Stalmans. ‘‘Characteristics of Shape Memory Alloys,’’ in Shape Memory Materials, edited by K Otsuka, C Wayman, Cambridge University Press, Cambridge, (1998), p149.

[23] H. Kitaoka, Z. Luo, D-N. An. Three-dimensional analysis of normal ankle and foot mobility, American Journal of Sports Medicine 25, (1997), 238-242.

Simulación de la mano después de un ictus

E. Peña Pitarch[1], N. Ticó Falguera[2], A. Al Omar[1], I. Alcelay Larrión[1], J.A. Lopez Martinez[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politécnica de Catalunya. esteban.pena@upc.edu

[2]Xarxa Assistencial Althaia. Medicina Física y Rehabilitación. Manresa.

[3]Dpto. de Expresión Gráfica en la Ingeniería. Universitat Politécnica de Catalunya.

Diferentes tipos de déficits neurológicos y secuelas en las extremidades superiores que afectan a las actividades de la vida diaria (AVD) en pacientes que han sufrido un ictus ha sido analizado de forma subjetiva desde un punto de vista clínico. La prognosis de la recuperación después de un ictus depende de varios factores, entre ellos están incluidos los programas individualizados de rehabilitación y cooperación de los pacientes.

El objetivo de este trabajo es crear un entorno virtual para la simulación inicial de las funciones de la extremidad superior pocos días después de haber sufrido un ictus y la simulación posterior de la recuperación funcional de los pacientes bajo un programa de rehabilitación.

Dieciocho pacientes en los primeros siete días de haber sufrido un ictus, fueron seleccionados. Cinco hombres y trece mujeres participaron en el experimento. De los dieciocho participantes, dieciséis mostraron la mano derecha como la dominante y dos la izquierda; ocho sufrieron ictus en el hemisferio derecho y diez en el izquierdo. Después de seis meses, seis de ellos recuperaron toda la funcionalidad de la mano, testado con el ARAT y usando el guante Cyber-Globe II, cinco recuperaron parte de la funcionalidad de la mano y siete no mostraron una aparente recuperación de la funcionalidad de la mano.

La simulación virtual del brazo y mano en pacientes afectados de ictus da una nueva herramienta objetiva a los médicos que permite simular la evolución de los déficits en algunos pacientes. La relevancia de este trabajo para pacientes afectados por esos déficits es que en la primera visita al médico después del ictus, es posible conocer mediante la simulación, la evolución de su recuperación funcional. Otra relevancia es que el modelo de brazo y mano ha sido implementado con longitudes paramétricas y puede ser extrapolado a otros pacientes afectados con los mismos déficits. Finalmente, se puede dar a los ergonomistas datos de los movimientos de la mano y ayudar a diseñar nuevos productos para personas con una movilidad reducida debido a una recuperación parcial después de haber seguido el programa de rehabilitación.

1. Introducción

El ictus es una de las primeras causas de mortalidad en los países industrializados y la primera causa de discapacidad y coste económico en personas adultas. El ictus, también conocido con otras denominaciones (apoplejía, accidente cerebrovascular) está asociado a una connotación de mal pronóstico y difícil recuperación. Tiene una repercusión a nivel personal, familiar, social y laboral, además de producir un elevado gasto económico para todos los servicios sanitarios y sociales.

Los avances terapéuticos de los últimos años, tanto en prevención como en complejidad diagnóstica y terapéutica, han determinado un cambio hacia el manejo del ictus hacia el abordaje multidisciplinario y la creación de unidades específicas que ha comportado una disminución importante de la mortalidad y de sus secuelas.

La mayoría de los estudios sobre la evolución y pronostico funcional de pacientes con ictus agudo están centrados en la evaluación de la recuperación de la marcha y la realización de las actividades de la vida diaria. Se han descrito también factores predictores para la supervivencia, para el alta hospitalaria, estancia media hospitalaria y recuperación motora global. En los últimos años han ido aumentando los estudios sobre la predicción de la recuperación de déficits neurológicos específicos como es la función de la extremidad superior (ES). En este sentido, en los últimos años hay más estudios sobre la evaluación especifica de la recuperación funcional de la ES después de haber sufrido un ictus. Este incremento de la prevalencia de este tipo de

investigación clínica también podría ser debido al reciente desarrollo de las medidas predictivas validadas de la función motora de la ES útiles también para establecer programas terapéuticos apropiados [1].

Aproximadamente un 70-80% de los pacientes con ictus presentan déficits en la ES en la fase aguda y un 40% en la fase crónica [2,3]. Estos déficits limitan el movimiento voluntario, la coordinación, la sensibilidad, el nivel de actividad física, así como la realización de las actividades de la vida diaria [4]. Este aspecto les supone una limitación y dificultad en su reintegración en su entorno socio-laboral [2] y les repercute en su cualidad de vida [5].

Realizar estudios sobre factores pronóstico de la funcionalidad de la ES parética en personas que han sufrido un ictus tiene importancia por su incidencia, por su prevalencia, por las secuelas y minusvalía que comporta, y por su dificultad hasta ahora de predecir la recuperación y pronostico funcional de la ES parética.

El hombre ha ido evolucionando a lo largo de la historia gracias a su cerebro y a sus manos. La función principal de la mano es la prensión, que en los casos de los humanos debido al dedo pulgar en oposición y por ser más largo que en el resto de animales ha permitido que el hombre pueda realizar una prensión con más precisión y finura. Además la mano es un órgano sensorial indispensable para el reconocimiento de formas, volúmenes y distancias; envía al córtex cerebral la valoración e interpretación de la información que recibe. Constituye la base de un sentido muy peculiar que es la estereognosia (conocimiento del relieve, espesor y espacio). La mano tiene la capacidad de reconocer objetos sin necesidad de que participe la vista.

Por tanto la afectación de la ES y concretamente la mano en enfermedades como el ictus supone en estos pacientes una alteración importante en la realización de muchas actividades de la vida diaria, así como limitaciones motoras, sensitivas y de expresión corporal que pueden afectar seriamente la relación de estas personas con su entorno.

El objetivo del presente estudio es la simulación de los pacientes en el inicio y al cabo de seis meses de haber sufrido un ictus. La intención de este trabajo es mostrar un novedoso ambiente virtual para simular la mejora de las funciones de la extremidad superior unos días después de haber sufrido un ictus y simular su recuperación bajo un programa de rehabilitación.

Este documento sigue con un apartado de materiales y métodos, el apartado tres está dedicado a los resultados, el siguiente apartado es la discusión y se acaba con las conclusiones.

2. Materiales y métodos

Fueron escogidos pacientes ingresados por un ictus agudo y afectación motora de la ES en el servicio de neurología del hospital de Sant Joan de Deu que cumplían los criterios de inclusión y ninguno de los criterios de exclusión.

Los criterios de inclusión fueron:

- Pacientes mayores de 18 años
- Pacientes que han sufrido un ictus por primera vez con déficit motor en la ES, admitidos en el servicio de neurología del hospital Althaia Sant Joan de Deu, con confirmación de la lesión cerebral por neuroimagen durante las primeras 48 horas.
- Pacientes sin afectación cognitiva que les dificulte la comprensión y seguimiento de las valoraciones.
- Pacientes que antes del ictus fueran independientes en sus actividades de la vida diaria (AVD).
- Aceptar participar en el estudio y firmar el consentimiento informado.

Los criterios de exclusión fueron:

- Pacientes con déficits y secuelas en su ES de cualquier etiología previa al ictus.
- Pacientes con dificultades de seguimiento y control posteriores.
- Pacientes en situación de enfermedad terminal con un pronóstico de vida inferior a seis meses.

También se tuvieron en cuenta criterios de retirada, tales como:

- Aparición de un nuevo ictus durante el seguimiento.
- Aparición de la patología concomitante que afecte al pronóstico vital del paciente y/o su seguimiento posterior.

- Que lo decida voluntariamente el paciente.
- Falta de cumplimiento y colaboración por parte del paciente.
- Muerte del paciente.

En total fueron seleccionados 18 pacientes que cumplieron con los criterios de inclusión. La primera visita de seguimiento se realizó a los 3-4 días de haber sufrido el ictus y los datos se recogían durante el ingreso hospitalario. La siguiente visita y recogida de datos se realizaba a los 7 días, a los 3 meses y la última era a los 6 meses post-ictus. En esta última visita alguno de los pacientes era capaz de realizar la totalidad de la tabla validada Action Research Arm Test (ARAT). Es en esta última visita es donde centraremos la simulación y en la que crearemos el entorno virtual de simulación.

2.1. Valoración del balance articular con el guante Cyber-Globe II®

Con el fin de obtener la información de los ángulos de las articulaciones de la mano se utilizó el guante Cyber-Globe II® de 18 sensores, que además tiene una resolución de un grado sexagesimal, con un ratio de 90 medidas/s. Se realizó una interface para la captura de datos con el guante, tal como muestra la figura 1.



Figura 1: Captura de pantalla de la recogida de datos y numeración de los sensores.

Una vez obtenidos todos los datos con el guante se procedió a la conversión de dichos datos al modelo de mano propuesto por los autores [6]. El modelo de mano es de 25 grados de libertad (GDL), sin contar la flexión/extensión (F/E) de la muñeca, tal como muestra la figura 2.

La implementación de un modelo virtual de 29 GDL permite una simulación muy realista de la mano. El procedimiento para pasar las lecturas de los 18 sensores del guante al modelo de 25 GDL (solo la mano) será el mismo para cada unión. Este procedimiento se basa en la interpolación lineal, ya que hay algunos GDL que dependen de las lecturas de uno o más sensores, y se tiene en cuenta el máximo y el mínimo de la lectura del movimiento de cada sensor y el máximo y el mínimo del rango de movimiento de cada unión o articulación de la mano [6].

Una vez hecha la valoración del balance articular de cada unión y su posterior conversión al modelo de mano con los 25 GDL se procedió a su implementación en el entorno virtual de Blender, programa de código libre.

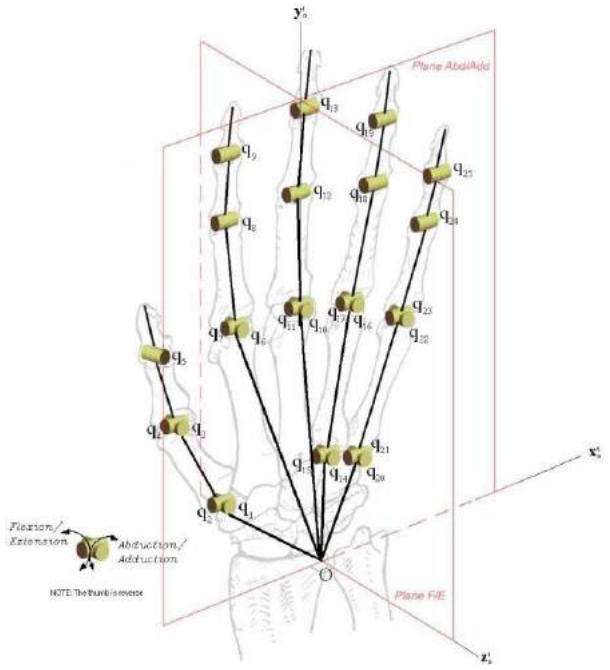


Figura 2: Mano con 25 GDL. Vista posterior mano derecha

2.2 Simulación

Nuestra aproximación para cada uno de los pacientes ha sido utilizando el modelo mostrado en la figura 3. En este modelo además de los 25 GDL de la mano se han añadido 4 GDL más, dos para la muñeca, con el fin de simular la F/E de la misma y el otro para Abducción/Adducción (Ab/Ad). Los otros dos GDL restantes, uno es para la F/E del codo y el otro es para supinación/pronación del brazo. En este trabajo solo nos hemos centrado en el estudio del brazo, sin contar con el hombro, puesto que hemos considerado más interesante las AVD centradas en el agarre de objetos. No se descarta, como trabajo futuro la simulación des del tronco hasta la mano.

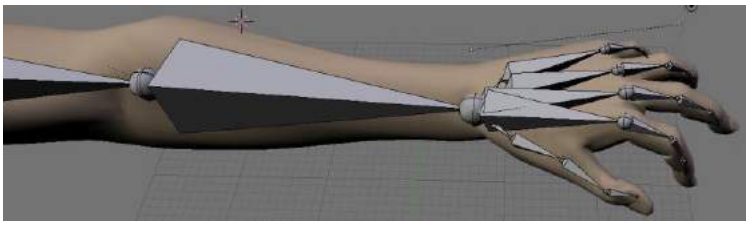


Figura 3: Brazo izquierdo implementado en Blender con 29 GDL

La formulación matemática aplicada al modelo fue publicada previamente en [6] y es como sigue. El vector posición está definido por $\mathbf{p}(\mathbf{q}^i)$ que con respecto al sistema de coordenadas local será:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{p}(\mathbf{q}^i) \\ 1 \end{bmatrix} = {}^0A_1\,{}^1A_2 \ldots {}^{n-1}A_n \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \tag{1}$$

Donde $q^i = [q_1 \ldots q_n]^T$, $i = I, II, III, IV, V, VI, VII$, donde *I* es el pulgar, *II* es el índice, *III* es el medio, *IV* el anular y *V* el meñique, *VI* es para la muñeca y *VII* para el brazo. Donde *n* es el número total de GDL, en este caso es 29.

Para pasarlo a un sistema de coordenadas global localizado en el hombro, el vector posición es ahora:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{w}(\mathbf{q}^i) \\ 1 \end{bmatrix} = [{}^0\mathbf{H}_i] \begin{bmatrix} \mathbf{p}(\mathbf{q}^i) \\ 1 \end{bmatrix} \tag{2}$$

La figura 4 muestra una captura de pantalla del Blender, donde en la parte izquierda se aprecia el código implementado con Python y permite simular cada uno de los pacientes una vez se han convertido los datos obtenidos por el guante al modelo descrito de 29 GDL, donde los dos del codo se han medido de forma aproximada mediante un goniómetro.

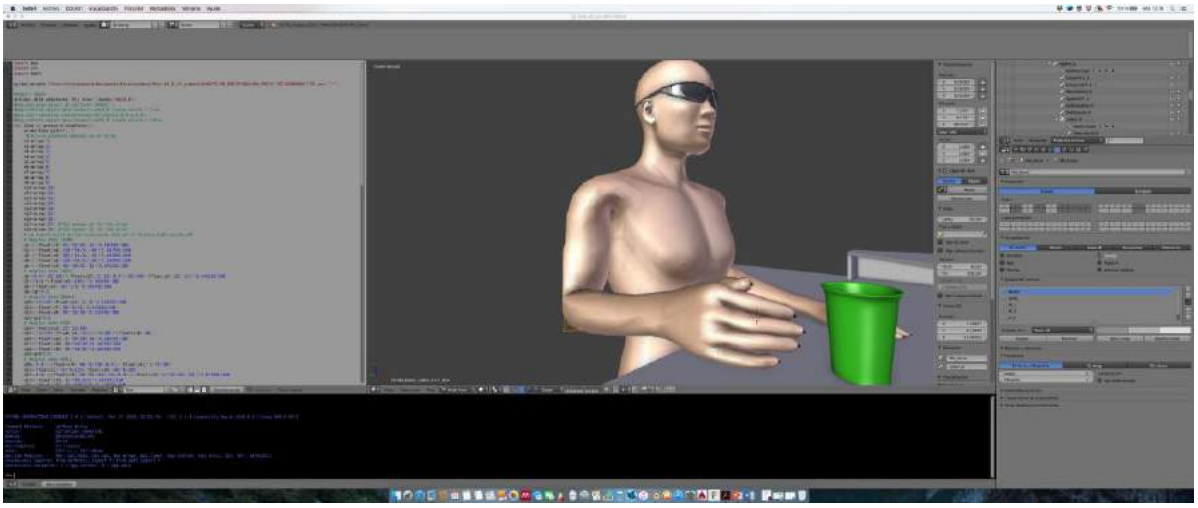


Figura 4: Captura de pantalla de un momento de la simulación de un paciente.

3. Resultados

Se evaluó la capacidad pronostica de cada una de las articulaciones en la recuperación funcional a los 6 meses según el ARAT tanto por el movimiento sin gravedad como por el movimiento contra la gravedad al realizar la F/E de los dedos así como la ganancia de movimiento experimentado por cada una de estas articulaciones a los 6 meses post-ictus. Se evaluaron las articulaciones que corresponden a las metacarpo-falángicas e inter-falángicas de todos los dedos.

3.1 Articulaciones q_7, q_8, q_9. Dedo índice (F/E)

La articulación q_7 de media y durante los seis meses de seguimiento el grupo ARAT≥10 experimentó una ganancia de 65 grados en el rango de movimiento de F/E sin gravedad. A los tres meses la ganancia de movimiento fue de 26 grados superior en el grupo ARAT≥10 respecto al del grupo ARAT<10. Sin embargo, a los seis meses el grupo ARAT≥10 experimentó una ganancia de 41 grados en el mismo movimiento pero en contra de la gravedad. En cuanto a la articulación q_8 la ganancia fue de 21 grados sin gravedad y de entre 19 a 39 grados en el movimiento en contra gravedad, para el grupo ARAT≥10. La articulación q_9, el mismo grupo obtuvo una ganancia de 14 grados y en contra gravedad una ganancia de entre 13 y 26 grados.

3.2 Articulaciones q_{11}, q_{12}, q_{13}. Dedo medio (F/E)

Siempre haciendo referencia al mismo grupo (ARAT≥10), en la articulación q_{11} se obtuvo una ganancia de 22 grados en el movimiento sin gravedad y entre 14 y 17. La articulación q_{12}, sin gravedad experimentó 21 grados de ganancia y entre 19 y 30 grados en el movimiento en contra gravedad. De forma similar, q_{13} ganó 14 grados y entre 13 y 20 grados con el mismo movimiento.

3.3 Articulaciones q_{17}, q_{18}, q_{19}. Dedo anular (F/E)

De igual forma la articulación q_{17} experimentó una ganancia de 18 grados sin gravedad y entre 15 y 24 grados en contra gravedad. Las articulaciones q_{18} y q_{19}, tuvieron unas ganancias de 22 y 15 grados respectivamente y de entre 15 y 31 grados.

3.4 Articulaciones q_{23}, q_{24}, q_{25}. Dedo meñique (F/E)

De igual forma la articulación q_{23} experimentó una ganancia de 19 grados sin gravedad y entre 12 y 24 grados en contra gravedad. Las articulaciones q_{18} y q_{19}, tuvieron unas ganancias de 28 y 18 grados respectivamente y de entre 13 y 35 grados.

3.5 Tabla análisis bivariado ARAT 6 meses. Características clinícas y funcionales a los 3-4 días asociadas al ARAT.

Valoración 3-4 días	ARAT <10 N=6	ARAT ≥10 N=12	p-valor
Sensibilidad profunda			
No alterada	2 (14,3%)	12 (85,7%)	0,005[b]
Alterada	4 (100,0%)	0 (0,0%)	
Incontinencia urinaria			
No	3 (20,0%)	12 (80,0%)	0,025[b]
Sí	3 (100%)	0 (0,0%)	
Incontinencia fecal			
No	4 (26,7%)	11 (73,3%)	0,245[b]
Sí	2 (66,7%)	1 (33.3%)	
Heminegligencia			
No	2 (14,3%)	12 (85,7%)	0,005[b]
Sí	4 (100%)	0 (0,0%)	
Tono muscular			
Normal	0 (0,0%)	7 (100%)	0,038[b]
Flacidez	6 (54,5%)	5 (45,5%)	
NIHSS			
NIHSS	14,8 (DE=4,8)	6,4 (DE=3,3)	0,005[a]
NIHSS sensibilidad			
Normal	1 (20,0%)	4 (80,0%)	0,615[b]
Hipoestesia	5 (38,5%)	6 (61,5%)	
NIHSS motor ES			
Normal	0 (0,0%)	3 (100,0%)	0,013
Claudica	0 (0,0%)	4 (100%)	
No vence gravedad	1 (20,0%)	4 (80,0%)	
Sin movimiento	5 (83,3%)	1 (66,7%)	
NIHSS orientación			
Responde dos ordenes	3 (23,1%)	10 (76,9%)	0,123
Responde una orden	1 (33,3%)	2 (66,7%)	
No realiza ninguna	2 (100%)	0 (0,0%)	
NIHSS ordenes			
Realiza dos tareas	3 (20,0%)	12 (80%)	0,025[b]
Realiza una tarea	3 (100%)	0 (0,0%)	
NIHSS mirada conjugada			
Movimiento normal	3 (20,0%)	12 (80,0%)	0,025[b]
Parálisis parcial	3 (100%)	0 (0,0%)	
NIHSS Campos visuales			
Sin defectos	2 (16,7%)	10 (83,3%)	0,082
Hemianopsia parcial	1 (50,0%)	1 (50,0%)	
Hemianopsia completa	3 (75,0%)	1 (25,0)	
NIHSS Extensión-inatención			
Sin alteraciones			0,004
Alteración una modalidad	2 (15,4%)	11 (84,6%)	
Hemiatención grave	4 (100%)	0 (0,0%)	
	0 (0,0%)	1 (100%)	
No dolor mecánico	6 (33,3%)	12 (66,7%)	-
No dolor neuropático	6 (33,3%)	12 (66,7%)	-
Extensores dedos			
0-2	6 (42,9%)	8 (57,1%)	0,245[b]
3-5	0 (0,0%)	4 (100%)	
Flexores dedos			
0-2	6 (50,0%)	6 (50,0%)	0,054[b]
3-5	0 (0,0%)	6 (100%)	
Extensores muñeca			
0-2	6 (42,9%)	8 (57,1%)	0,245[b]
3-5	0 (0,0%)	4 (100%)	
Flexores muñeca			
0-2	6 (50,0%)	6 (50,0%)	0,054[b]
3-5	0 (0,0%)	6 (100%)	
Extensores codo			
0-2	6 (50,0%)	6(50,0%)	0,054[b]
3-5	0 (0,0%)	6 (100%)	
Flexores codo			
0-2	6 (54,5%)	5 (45,5%)	0,038[b]
3-5	0 (0,0%)	7 (100%)	
Abducción hombro			
0-2	6 (54,5%)	5 (45,5%)	0,038[b]
3-5	0 (0,0%)	7 (100%)	
Flexores hombro			
0-2	6 (50,0%)	6 (50,0%)	0,054[b]
3-5	0 (0,0%)	6 (100%)	
Fugl Meyer ES	4,8 (DE=2,0)	31,8 (DE=22,3)	0,003[a]
Índice de Barthel	7,5(DE=3,5)	27,5(DE=10,6)	0,001[b]
Escala de Rankin			
0-2	0 (0,0%)	2 (100%)	0,529[b]
3-5	6 (37,5%)	10 (62,5%)	

4. Discusión

La medida del movimiento de la flexión y extensión de las articulaciones de los dedos de la mano es una parte de la exploración básica de muchos clínicos en sus exploraciones diarias. Esta medida se puede hacer de forma rápida, sencilla y al lado de la cama del paciente. La instrumentalización de la medida de la amplitud del rango de movimiento activo nos ha permitido obtener unos datos más precisos del movimiento activo de cada articulación e implementarlo en el entorno virtual y simular este movimiento para cada paciente.

Al analizar el rango de movimiento (diferencia entre la máxima extensión y máxima flexión) que hacía cada articulación, se observaron diferencias significativas a los 3 meses entre los dos grupos ARAT en las articulaciones inter-falángicas de los cuatro dedos, y en las articulaciones metacarpo-falángicas del dedo anular y meñique en las dos posiciones, sin y contra gravedad. Pero estos datos no aportan mucha información porque a los 3 meses se considera que muchos pacientes han recuperado la mayoría de la funcionalidad, y no es una valoración precoz que nos permita definir programas individualizados de tratamiento rehabilitador. Únicamente en la evaluación de la semana inicial se observan cambios significativos en las articulaciones inter-falángicas proximal i distal del índice y el anular de la mano en el movimiento contra gravedad. De estos dos dedos, las articulaciones inter-falángicas con más ganancia articular son las del dedo anular. La ganancia fue de 22 grados respecto a los 19 en la articulación inter-falángica proximal, y de 15 respecto a 13 grados en la articulación inter-falángica distal del dedo anular respecto al dedo índice.

Así pues, en el análisis del rango de movimiento entre los dos grupos ARAT, las articulaciones con más capacidad pronostica a la semana son las inter-falángicas proximal y distal del dedo índice y del anular en la posición contra gravedad, y de estas dos la del dedo anular.

En el estudio de [7] se examinó el rango de movimiento activo de la flexión de cada dedo de la mano, de la flexión de la espalda y el codo, de la pronación y supinación del codo, y de la flexión y extensión de la muñeca. Estos autores observaron que la flexión activa del dedo medio y la presencia de abducción en la espalda evaluada en las 3 primeras semanas post ictus tenían mejor capacidad pronostica a los tres meses del ictus que el resto de dedos y articulaciones de la ES. En cambio, en otro estudio, fue la extensión activa de los dedos índice y medio contra gravedad a las 3 semanas del ictus las que eran fuertemente predictivas de la recuperación a las 13 semanas post ictus [8]. Mirbagheri *et al.* [9] identificaron el rango de movimiento activo y la máxima contracción voluntaria de los movimientos de flexión y extensión del codo a las 4 semanas del ictus como predictores de la recuperación motora de la ES.

La tabla del apartado 3.5 muestra la evolución de las características clínicas y funcionales de los pacientes en función del ARAT y para cada una de las avaluaciones que se realizaron.

El grupo de pacientes con un ARAT $\geq$ 10 tenía una media en la escala de NIHSS de 6,4 (DE = 3,3), en cambio, el grupo de pacientes con un ARAT <10 tenía una media de 14,8 (DE = 4,8) en la valoración del 3-4 días. A los 3-4 días, en el grupo ARAT < 10 los pacientes tenían una media de FM-ES de 4,8 (DE = 2,2), y en el grupo ARAT $\geq$10, una media de 31,8 (DE = 22,3). En el índice de Barthel, la media fue de 7,5 (DE = 3,5) en el grupo ARAT<10 i de 27,5 (DE = 10) en el grupo ARAT >10.

Cada paciente del grupo ARAT $\geq$ 10 presentó alteración de la sensibilidad profunda, pero no presentó ni incontinencia urinaria ni heminegligéncia. Todos los pacientes del grupo ARAT < 10 tuvieron un ERM $\geq$ 3 en todos los seguimientos que se hicieron (Ver tabla apartado 3.5).

El movimiento de los dedos de la mano es importante para adquirir la habilidad y para la manipulación de objetos que determinan la funcionalidad adecuada de la ES. La mano tiene múltiples funciones; las más importantes son la de tocar, que es una función sensitiva, y la de agarrar, que es una función motora. Para llevar a cabo estas funciones, la mano adopta diferentes posiciones según el tipo de prensión que ha de hacer. En todas estas posiciones intervienen más o menos dedos de la mano, pero en general el dedo meñique interviene cuando es necesario agarrar objetos de más peso y volumen. Todos los dedos son importantes para la manipulación y la prensión, pero es posible que el que no determina tanto la funcionalidad de la ES es el dedo meñique porque solo se usa cuando los objetos son pesados y voluminosos.

Los resultados de este trabajo destacan la capacidad pronostica para la recuperación de la función de la ES a los 6 meses del ictus.

5. Conclusiones

La valoración biomecánica de los dedos y su simulación en un entorno virtual podrá facilitar la estratificación de los pacientes en grupos de riesgo según el pronóstico de la recuperación de la ES parética. Este hecho ayudaría a los profesionales sanitarios a hacer una planificación más individual del tratamiento neurorehabilitador de los

pacientes que han sufrido un ictus. La selección adecuada de los pacientes aumentaría la eficiencia de los servicios de rehabilitación.

Los datos obtenidos con el guante instrumentalizado Cyber-Globe *II*® son útiles para diseñar ayudas técnicas o ortesis que ayuden a favorecer la independencia en las actividades de la vida diaria de los pacientes que lo necesiten. Estos datos se han adecuado al modelo virtual con 29 GDL, lo que ha permitido la simulación de cada paciente, dando un aproximación de las habilidades y limitaciones en sus AVD.

La simulación virtual del brazo y mano en pacientes afectados de ictus da una nueva herramienta objetiva a los médicos que permite simular la evolución de los déficits en algunos pacientes. La relevancia de este trabajo para pacientes afectados por esos déficits es que en la primera visita al médico después del ictus, es posible conocer mediante la simulación, la evolución de su recuperación funcional. Otra relevancia es que el modelo de brazo y mano ha sido implementado con longitudes paramétricas y puede ser extrapolado a otros pacientes afectados con los mismos déficits. Finalmente, se puede dar a los ergonomistas datos de los movimientos de la mano y ayudar a diseñar nuevos productos para personas con una movilidad reducida debido a una recuperación parcial después de haber seguido el programa de rehabilitación.

6. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente soportado por el gobierno de España (Proyecto DPI2013-40882-P).

7. Referencias

[1] S. Chen, C.Winstein. A systematic review of voluntary arm recovery in hemiparetic stroke: critical predictors for meaningful outcomes using the international classification of functioning, disability, and health. J Neurol Phys Ther. 33(1), (2009), 2–13

[2] H. Nakayama, H. Jorgensen, H. Raaschou, T. Olsen. Recovery of upper extremity function in stroke patients: the Copenhagen Stroke Study. Arch Phys Med Rehabil. 75(4), (1994),394–398.

[3] J. Broeks, G. Lankhorst, K. Rumping, A. Prevo The long-term outcome of arm function after stroke: results of a follow-up study. Disabil Rehabil. 21(8), (1999), 357–364.

[4] H. Feys, W. De Weerdt, B. Selz, G. Cox Steck, R. Spichiger, L.Vereeck. Effect of a therapeutic intervention for the hemiplegic upper limb in the acute phase after stroke: a singleblind, randomized, controlled multicenter trial. Stroke. 29(4),(19989, 785–792.

[5] D. Nichols-Larsen, P. Clark, A. Zeringue, A. Greenspan, S. Blanton. Factors influencing stroke survivors‟ quality of life during subacute recovery. Stroke. 36(7), (2005),1480–1484.

[6] E. Peña-Pitarch, N. Tico-Falguera, J. Yang. Virtual human hand: model and kinematics. Comput Methods Biomech Biomed Engin. 17(5), (2014), 568–579.

[7] J. Beebe, C. Lang. Active Range of Motion Predicts Upper Extremity Function 3 Months After Stroke. Stroke [Internet]. 40(5), (2009), 1772–1779.

[8] C. Lang, J. Wagner, D. Edwards, S. Sahrmann, A. Dromerick. Recovery of grasp versus reach in people with hemiparesis poststroke. Neurorehabil Neural Repair. 20(4), (2006), 444–454.

[9] M. Mirbagheri, W. Rymer. Time-course of changes in arm impairment after stroke: Variables predicting motor recovery over 12 months. Arch Phys Med Rehabil. 89(8), (2008), 1507–1513.

Evaluación funcional de la mano mediante reducción dimensional de su cinemática

V. Gracia Ibáñez, M. Vergara Monedero, J.L. Sancho-Bru

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. vgracia@uji.es

El gran número de grados de libertad de la mano humana dificulta el estudio de su cinemática. Han sido varios los intentos de reducir la dimensionalidad del problema identificando sinergias cinemáticas mediante la aplicación de análisis de componentes principales (ACP). El objetivo de este trabajo es estudiar el uso de estas sinergias en la evaluación funcional de sujetos con patologías de la mano. Para ello se diseñó un experimento sobre 24 sujetos sanos y dos patológicos. Todos los sujetos realizaron en primer lugar unos test de fuerza (agarre cilíndrico y pinza) y destreza (Purdue & Box y Block test) de uso común en el ámbito clínico para la valoración funcional de la mano. Posteriormente, se les registró la postura de la mano con un guante instrumentado mientras realizaban 24 actividades de la vida diaria representativas de la Clasificación Internacional de Funcionamiento, de la Discapacidad y de la Salud (CIF) de la OMS. Los 16 ángulos registrados fueron filtrados, y los correspondientes a los sujetos sanos se redujeron mediante ACP a 5 factores explicativos del 73,7% de la varianza. Para evaluar la funcionalidad de la mano de los sujetos patológicos, los valores de ángulos registrados para éstos se compararon con la muestra de referencia de dos formas diferentes: (1) identificando a qué percentil de valores de centralidad y dispersión de postura, y de velocidad, corresponderían, y (2) mediante un análisis clúster jerárquico. Por último, se compararon las sinergias y correspondiente varianza explicada en los sujetos patológicos con respecto de la muestra de referencia. Del análisis de los resultados se infiere que el uso de reducción dimensional puede ser una herramienta objetiva válida para detectar alteraciones de funcionalidad.

1. Introducción

La mano es fundamental en el desempeño de las actividades de la vida diaria (AVD). De las 8 horas diarias que restan tras eliminar el tiempo de trabajo y sueño, el ser humano utiliza sus manos más de 5 horas [1]. Por tanto, la suficiencia de una persona depende en gran medida de la funcionalidad de la manopara el desempeño de AVD.

La evaluación funcional de la mano patológica o lesionada resulta fundamental en la toma de decisiones clínicas, para establecer estrategias rehabilitadoras y, también, en la evaluación del grado de discapacidad. Existen diferentes aproximaciones al análisis funcional de la mano [2], En la actualidad los métodos que se emplean se centran en tres aspectos: evaluación de fuerza de agarre (básicamente cilíndrico y pinza), rangos máximos de movilidad de las articulaciones y aplicación de tests que evaluan diferentes aspectos como destreza, coordinación óculo-manual o movilidad, o bien cuestionarios subjetivos sobre funcionalidad. Estos tests son específicos para cada patología, y al igual que los cuestionarios, presentan un elevado grado de subjetividad [3], [4]. Estas metodologías permiten en cierta medida evaluar el grado de recuperación de la mano, pero no analizan directamente su funcionalidad en el desempeño de las AVD necesarias para una autonomía personal, entendiendo como tal la capacidad de realizar dichas actividades sin la necesidad de ayuda exterior.

Existe una evidente necesidad de métodos de evaluación funcional globales y objetivos [3], [4] que contemplen la funcionalidad en el desempeño de AVD. De hecho, un estudio revela que 97,5% de los terapeutas consideran fundamentales las estrategias rehabilitadoras basadas en el desarrollo de AVD [5]. Para alcanzar esta finalidad es necesario consensuar qué AVD deberían considerarse en la evaluación, y avanzar en la cuantificación de los diferentes aspectos que definen el desempeño de las AVD. En relación a qué AVD considerar, una buena referencia es la CIF [6] de la OMS puesto que se ha postulado como referencia válida para evaluación de aspectos relativos a la salud [7]. En relación a la evaluación cuantitativa del desarrollo de AVD, el análisis cinemático ha probado dar buenos resultados en la evaluación de la funcionalidad del brazo [8], por lo que han sido varios los intentos de analizar la cinemática de la mano en AVD [9]–[11]. Sin embargo, uno de los principales problemas para su uso radica en la complejidad cinemática de la mano, con 25 grados de libertad, por lo que los trabajos de la literatura se han limitado a establecer rangos de movilidad funcionales.

Si bien el elevado número de grados de libertad de la mano dificulta su análisis cinemático, los movimientos de las articulaciones de la mano no son independientes debido tanto a acoplamientos mecánicos, por las conexiones tendinosas y las inserciones múltidigito de los músculos extrínsecos [12], como debido a acoplamientos neuronales por la inervación de una única neurona motora cortical en varias agrupaciones de neuronas motoras de la médula [13]. De hecho, diversos trabajos han demostrado la existencia de sinergias mediante la aplicación de análisis de componentes principales (ACP) al agarre humano [14]–[17] . Este trabajo propone el empleo del método de reducción dimensional mediante ACP como vía para la evaluación funcional de la mano durante el desempeño de AVD, basada en el análisis cinemático.

2. Material y método

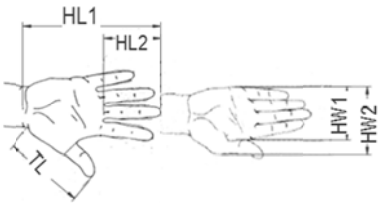
2.1. Descripción del Experimento

El experimento se diseñó cumpliendo la Declaración de la Asociación Mundial de Medicina y fue aprobado por el Comité de Ética de la Universidad. Participaron veinticuatro sujetos (12 mujeres y 12 hombres) diestros, libres de patologías o lesiones de mano, que firmaron su consentimiento informado. La edad de los sujetos estaba intencionadamente comprendida entre 18 y 50 años, para evitar posibles alteraciones cinemáticas debido a la degeneración de las articulaciones por envejecimiento, y con una distribución de tamaños de manos representativa de la población (ver características en Tabla 1). Posteriormente se aplicó el mismo experimento a otros dos sujetos, también diestros, recuperados de recientes episodios patológicos: un hombre con mano derecha catastrófica tras haber experimentado un accidente laboral, y una mujer que sufrió un ictus, ambos considerados totalmente recuperados en la actualidad.

El experimento consistió en dos partes diferenciadas. En la primera parte se tomaron datos antropométricos (Tabla 1) y una serie de medidas de uso habitual para la valoración: (i) medida de fuerza en diferentes agarres siguiendo los estándares normalmente empleados en valoración: agarre cilíndrico (Cil), pinza lateral (Lat), pinza 2 dedos (2P) y pinza 3 dedos (3P); (ii) aplicación de sendos test de destreza, 'Purdue Pegboard Test' y 'Box&Block Test'; (iii) y por último medida de rangos activos de movimiento (RAM), solicitando al sujeto que adoptase una serie de posturas de acuerdo con las indicaciones de Clarkson [18]. Para las medidas de fuerza se utilizaron el dinamómetro y el pinzómetro de Biometrics©, promediando los valores tomados en tres registros de 6 segundos en cada mano, alternando manos y descansando un minuto entre las medidas. El test Purdue determina si la destreza manipulativa fina y la coordinación mano-ojo se encuentran alteradas, y consiste en insertar el mayor número posible de pins en una serie de agujeros sobre un tablero. El test se compone de cuatro partes: las tres primeras permiten inferir si existe sospecha de lesión cerebral (dos valoran la destreza en cada mano aisladamente, y la tercera en trabajo simultáneo), y la cuarta sirve para valorar la capacidad manipulativa orientada a establecer la idoneidad laboral en función del puesto de trabajo (valora el trabajo colaborativo no simultáneo durante la ejecución de ensamblajes). El test Box and Block valora la destreza gruesa unilateral, y se emplea para diagnosis de esclerosis múltiple, ictus o trauma cerebral. Consiste en pasar el mayor número de cubos, cogiéndolos de uno en uno, de un compartimento de una caja a otro en un tiempo establecido. El proceso se realiza primero con la mano derecha y después se repite con la izquierda. Para la medición del RAM se empleó un guante instrumentado para mano derecha (Cyberglove Systems LLC; San Jose, CA) con 18 sensores. Se utilizó un protocolo de calibración previamente validado [19] para obtener los ángulos de 16 articulaciones de la mano a partir del registro de los sensores.

Tabla 1: Características de la muestra de estudio

	Edad	HL1	HL2	HW1	HW2	TL
Datos de la muestra del estudio						
Mínimo	20	158	93	72	82	96
Máximo	46	205	122	95	110	130
Media	33,0	186,0	109,1	81,6	96,9	112,6
Desv.est.	8,8	11,3	7,4	6,5	8,3	8,3
Datos de sujetos patológicos						
S1 (lesión)	47	194	119	112	95	114
S2 (ictus)	67	174	100	93	82	107



En la segunda parte del experimento, en entorno de laboratorio y con las mismas instrucciones precisas para todos, los sujetos realizaron 24 AVD en las que se utiliza la mano derecha significativamente, seleccionadas de entre las del CIF de la OMS (Tabla 2). Se registró (75 Hz) la cinemática de la mano durante la ejecución de dichas AVD con el guante y se obtuvieron los 16 ángulos utilizando el protocolo previamente mencionado. Se recortaron los instantes iniciales y finales en los que la mano permanecía quieta, y los registros fueron posteriormente filtrados (filtro paso bajo de 2º orden de Butterworth, hacia adelante-hacia atrás, frecuencia de corte normalizada = 0,1).

Tabla 2: AVD seleccionadas y registradas.

Capítulo CIF	Área del CIF	AVD seleccionada	Postura cuerpo
3. Comunicación	d325. Comunicarse con - recibir mensajes escritos	1. Leer	Sentado
	d345. Escribir mensajes	2. Escribir	Sentado
	d360. Uso de dispositivos y técnicas de comunicación	3. Hablar por teléfono	Sentado
		4. Marcar números en el teléfono	Sentado
		5. Escribir usando el teclado	Sentado
4. Movilidad	d430. Levantar y llevar objetos	6. Manipular un libro	De pie
	d440. Uso fino de la mano	7. Abrir puerta usando llave	De pie
	d445. Uso de mano y brazo	8. Abrir una puerta	De pie
5. Cuidado propio	d520. Cuidado de partes del cuerpo	9. Abrir y cerrar un grifo	De pie
		10. Lavar y secarse las manos	De pie
		11. Cepillarse los dientes	De pie
		12. Poner pasta en el cepillo de dientes	De pie
		13. Peinarse	De pie
	d540. Vestirse	14. Ponerse la camisa y pasar dos botones	De pie
		15. Ponerse pantalones y pasar botón y cremallera	De pie
		16. Ponerse zapato y hacer lazo	Sentado
	d550. Comer	17. Comer sopa	Sentado
		18. Cortar con cuchillo	Sentado
		19. Comer con tenedor	Sentado
	d560. Beber	20. Servir agua	Sentado
		21. Beber agua	Sentado
6. Vida doméstica	d640.Tareas del hogar	22. Usar un spray limpieza	De pie
		23. Limpiar usando un trapo	De pie
		24. Planchar	De pie

2.2. Análisis de datos

En primer lugar se compararon los valores de fuerza, RAM y destreza de la muestra de referencia con datos de bibliografía para comprobar su normalidad. En segundo lugar se procedió a la reducción dimensional de los ángulos registrados (filtrados) durante el desarrollo de las 24 AVD de los 24 sujetos de la muestra de referencia. Para ello se realizó un ACP (autovalor>1, rotación Varimax, cálculo de factores normalizados) de los 16 ángulos registrados. En dicho cálculo se realizó una ponderación de modo que todas las acciones pesaran lo mismo en relación al tiempo. Se calcularon las puntuaciones de estos factores durante cada una de las 24 acciones para cada sujeto (sanos y patológicos), y su derivada temporal (velocidad). Finalmente, se calcularon 8 estadísticos (media, desviación estándar, minimo y máximo, percentiles 25, 50, 75 y rango intercuartílico) de las puntuaciones y velocidades para cada sujeto de la muestra de referencia. Es decir, los 24 registros de todas las AVD de cada sujeto, ponderadas para que todas pesaran lo mismo en relación al tiempo, se representaron globalmente por medio de 8 parámetros de postura y otros 8 de velocidad por cada uno de los factores obtenidos en el ACP. Los mismos 8 parámetros se obtuvieron para cada sujeto y cada AVD, de forma individual.

Con el fin de evaluar la funcionalidad de la mano de los sujetos patológicos se realizaron diferentes análisis comparándolos con la muestra de sujetos sanos. En primer lugar se compararon los datos de fuerza, RAM y tests de destreza, comprobando el percentil ocupado por cada sujeto patológico. En segundo lugar se comparó el desempeño global de las AVD, en base al percentil ocupado por cada sujeto patológico en los 16 estadísticos calculados globalmente (también ponderando). Una tercera comparación se realizó mediante 24 análisis clúster jerárquicos (método de agrupación: distancia euclídea al centroide al cuadrado), uno para cada AVD, con los 8 estadísticos por AVD de todos los sujetos (sanos y patológicos) y observando el agrupamiento de los sujetos. Por último, para cada sujeto (sanos y patológicos), se realizó un ACP (idéntico al anterior, pero de forma individual por sujeto) y se obtuvieron las componentes principales. De estas nuevas componentes se comparó la varianza explicada y su similitud con las obtenidas globalmente para la muestra de referencia, utilizando como indicador de similitud el ángulo de desviación entre los vectores que definen las componentes.

3. Resultados

Los valores de fuerza registrados (Tabla 3) están dentro de la normalidad para los sujetos de la muestra de referencia [20]–[23], si bien son ligeramente inferiores a la media de los valores de bibliografía, probablemente porque la muestra está compuesta por personas que desarrollan trabajos que no requieren fuerza manual (ámbito

académico). En el caso del sujeto patológico S1, sí se aprecia claramente una disminución de fuerza muy considerable en la mano derecha, no así en el caso de S2, cuyos valores están dentro de la normalidad.

Tabla 3: Valores de fuerza registrados (kg)

	Mano derecha				Mano Izquierda			
	Cil	Lat	2P	3P	Cil	Lat	2P	3P
	Muestra de referencia Hombres / Mujeres							
Mínimo	27,3 / 15,8	6,4 / 4,2	3,6 / 2,3	4,3 / 3,7	23,7 / 16,8	5,8 / 3,7	3,2 / 2,0	4,1 / 3,5
Máximo	48,3 / 28,9	24,1 / 7,0	6,6 / 5,0	10,8 / 6,3	45,2 / 23,5	21,9 / 6,0	6,6 / 4,4	9,7 / 5,7
Media	36,8 / 22,2	9,6 / 5,6	5,0 / 3,6	7,4 / 5,1	34,2 / 19,8	8,9 / 5,0	4,6 / 3,1	6,9 / 4,3
Desv. est.	6,7 / 3,4	4,7 / 0,8	1,0 / 0,8	1,8 / 0,7	6,8 / 2,3	4,2 / 0,7	1,0 / 0,7	1,8 / 0,7
	Sujetos Patológicos (entre paréntesis el percentil respecto de la muestra de referencia)							
S1-Hombre	23,6 (< 0)	5,7 (< 0)	4,0 (17)	4,0 (< 0)	42,6 (89)	7,0 (24)	5,1 (76)	6,9 (56)
S2 - Mujer	27,7 (97)	5,6 (42)	3,5 (42)	4,6 (18)	22,9 (90)	4,7 (36)	2,4 (8)	3,9 (33)

Los valores de RAM registrados para los sujetos de la muestra de referencia (Tabla 4) están también dentro de la normalidad [24]. En cuanto a los sujetos patológicos, presentan algunos RAM fuera de rango (gris oscuro), y con valores en percentiles extremos (en gris claro por debajo del percentil 10%). Se puede ver cómo el grado de afectación en cuanto a RAM es mucho mayor para el sujeto S1 que para el sujeto S2: S2 sólo presenta valores fuera de rango en el pulgar, y valores inferiores al percentil 10% en las flexiones de las articulaciones metacarpofalángicas de los dedos índice a anular, y en la articulación interfalángica proximal del índice; por su parte, S1 presenta valores fuera de rango tanto en el pulgar como en las articulaciones interfalángicas proximales de los dedos, además de valores inferiores al percentil 10% en las flexiones de varias articulaciones metacarpofalángicas.

Tabla 4: RAM (º) de la mano derecha

			Muestra Referencia	Sujetos Patológicos	
				S1	S2
Dedo	Articulación(*)	Movimiento	Media (Desv. est.)	(Entre paréntesis el percentil respecto de la muestra de referencia)	
Pulgar	CMC	Flexión / Extensión	42,9 (9,7) / 25,6 (16,8)	35,8 (14) / -6,9 (< 0)	36,0 (15) / -5,7 (< 0)
		Abducción	19,8 (3,7)	12,4 (< 0)	16,4 (23)
	MCF	Flexión / Extensión	26,5 (9,2) / 20,1 (11,3)	28,7 (68) /12,1 (23)	28,2 (67) / 19,0 (43)
	IF	Flexión / Extensión	101,1 (19,3) / 11,7 (14,3)	24,1 (< 0) / -3,2 (< 0)	28,5 (< 0) / 15,8 (76)
Arco palmar		Flexión	29,0 (8,4)	17,0 (34)	15,0 (33)
Índice	MCF	Flexión / Extensión	70,3 (9,1) / 24,5 (14,5)	70,3 (43) / 15,6 (52)	57,0 (9) / 15,6 (52)
		Abducción	34,6 (5,9)	35,9 (76)	36,2 (76)
	IFP	Flexión / Extensión	108,9 (9,2) / 3,8 (4,2)	50,0 (< 0) / -6,8 (< 0)	94,9 (11) / 0,0 (0)
Corazón	MCF	Flexión / Extensión	81,9 (11,1) / 81,9 (11,1)	60,1 (3) / 15,8 (39)	59,3 (3) / 21,4 (61)
	IFP	Flexión / Extensión	96,6 (9,7) / 6,3 (4,7)	46,5 (< 0) / 0,0 (0)	95,6 (43) / 6,9 (57)
Anular	MCF	Flexión / Extensión	73,6 (8,9) / 23,0 (11,4)	59,4 (7) / 2,8 (27)	62,2 (8) / 18,0 (58)
		Abducción	25,5 (5,7)	24,2 (65)	29,2 (86)
	IFP	Flexión / Extensión	102,9 (7,7) / 9,4 (6,4)	53,6 (< 0) / 0,0 (0)	99,5 (26) / 4,4 (53)
Meñique	MCF	Flexión / Extensión	68,6 (6,9) / 21,7 (12,4)	78,8 (93) / 5,1 (33)	60,9 (17) / 23,7 (75)
		Abducción	34,7 (5,7)	34,2 (63)	26,6 (33)
	IFP	Flexión / Extensión	90,0 (10,1) / 7,9 (8,3)	33,7 (< 0) / -7,3 (< 0)	105,2 (97) / 8,6 (77)

(*) CMC: Carpometacarpiana; MCF: Metacarpofalángica; IF: Interfalángica, IFP: Interfalángica proximal.

En la Tabla 5 se muestran los datos recogidos en el test de destreza Purdue. Como es de esperar, de acuerdo a estos valores los sujetos de la muestra de referencia no son sospechosos de lesión cerebral de conformidad con las instrucciones de uso del test, mientras que sí lo serían ambos sujetos patológicos por sus resultados con mano derecha y en trabajo simultáneo. Nuevamente, los valores de la muestra de referencia son ligeramente inferiores a la media (muestra de referencia proporcionada por el fabricante: población de trabajadores, hombres y mujeres, operarios de fábrica de entre 16 y 52 años). En ambos sujetos patológicos se observa una alteración importante en el número de pins de la mano derecha, así como en el trabajo simultáneo, lo cual pone de manifiesto la existencia de un problema en la manipulación fina.

Tabla 5: Valores obtenidos en el test Purdue Pegboard

	Derecha	Izquierda	Simultáneo	Suma	Ensamblaje
	Muestra de referencia				
Media (Desv. est.)	16,5 (1,5)	14,9 (2,0)	15,6 (5,4)	44,4 (4,4)	41,6 (5,7)
	Sujetos Patológicos				
S1	6	16	3	25	12
S2	7	10	5	22	14

En la Tabla 6 se muestran los datos obtenidos en el test de destreza Box and Block, junto con los valores de normalidad (rango de edad 20-49 para muestra de referencia, edad específica para cada sujeto patológico). Nuevamente, los valores para los sujetos de la muestra de referencia están dentro de la normalidad, mientras que se observa una deficiencia en la mano derecha del sujeto S1, y en ambas manos del sujeto S2.

Tabla 6: Valores obtenidos BOX&BLOCK

	Muestra Referencia		**Valores normales** [25]	
	Hombre	Mujer	Hombre	Mujer
Mano	Media (Desv. est.)	Media (Desv. est.)	Media (Desv. est.)	Media (Desv. est.)
Derecha	79,0 (6,8)	82,4 (6,9)	82,8 (3,8)	84,5 (2,5)
Izquierda	77,1 (6,0)	77,3 (5,3)	81,2 (3,7)	81,0 (2,1)
	Sujetos Patológicos		**Valores normales** [25]	
	S1	S2	Hombre	Mujer
Derecha	52,0	48,0	76,9 (9,2)	72,0 (6,2)
Izquierda	78,0	54,0	75,8 (7,8)	71,3 (7,7)

En la figura 1 se observan las 5 componentes principales (factores) que se obtuvieron al aplicar el ACP a la muestra de referencia, explicativas del 73,7% de la varianza. CP_1 representa la flexión de las articulaciones interfalángicas, esto es, el *arqueo dedos (ArqD)*; CP_2 es una combinación de abducción de dedos salvo el pulgar con flexión de las articulaciones metacarpofalángicas, esto es, el *cierre (Cierre)*; CP_3 representa el *arqueo palmar (ArqP)*; CP_4 representa la *oposición lateral del pulgar al índice*, como la requerida para pinza lateral (*PLat)*; y finalmente, CP_5 representa la *oposición frontal* del pulgar al meñique *(Opos)*.

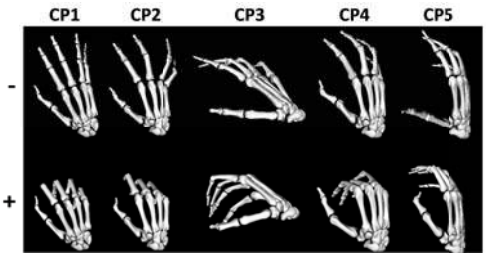


Figura 1: Componentes principales obtenidas de la muestra de referencia durante el desempeño de las AVD.

En la Tabla 7 se muestra la comparación de los estadísticos representativos de la postura y velocidad.

Tabla 7: Percentiles ocupados por los sujetos patológicos en los estadísticos de postura y velocidad en AVD

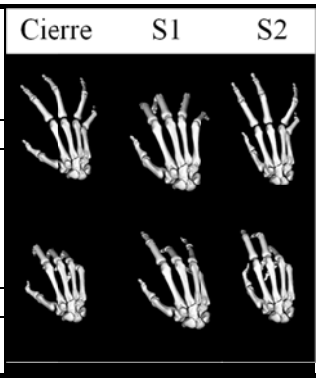
		Posición factores					Velocidad factores				
		ArqD	*Cierre*	*ArqP*	*PLat*	*Opos*	*ArqD*	*Cierre*	*ArqP*	*PLat*	*Opos*
S1	Media	<0	6	43	>100	38	93	<0	96	13	81
	DesvEst	<0	63	<0	24	<0	<0	66	<0	51	7
	Min	98	11	89	>100	96	43	5	2	2	15
	Max	<0	5	20	90	30	67	>100	>100	99	69
	Rango	<0	56	<0	3	1	66	>100	>100	>100	79
	Mediana	4	8	46	>100	29	3	83	12	92	6
	P25	1	13	65	>100	56	97	77	74	94	93
	P75	<0	17	25	>100	22	4	20	3	11	7
S2	Media	26	34	30	50	21	62	99	52	68	66
	DesvEst	50	>100	41	49	22	86	>100	72	87	30
	Min	34	<0	43	42	72	56	6	22	53	96
	Max	30	>100	21	56	32	97	>100	45	78	11
	Rango	42	>100	12	67	36	89	>100	62	69	3
	Mediana	17	41	30	47	18	<0	94	>100	61	96
	P25	33	19	29	29	28	18	<0	31	4	39
	P75	35	85	27	49	11	96	>100	83	86	50

Los dendogramas obtenidos en los análisis clúster jerárquicos realizados (no mostrados por brevedad) mostraban que el sujeto patológico S1 se separaba en las acciones 2, 4, 9, 11, 12, 15, 19, 22 y 24, con mayor distancia de separación en estas dos últimas, mientras que el sujeto S2 se separaba en las acciones 4, 14 y 15.

Por último, la tabla 8 muestra los resultados de la comparación de las componentes principales de cada sujeto con respecto de los obtenidos globalmente. Se muestran estadísticos de los sujetos de la muestra de referencia y valores individuales para los patológicos.

Tabla 8: Comparación de componentes principales de cada sujeto con respecto a los de la muestra de referencia

	Ángulos de desviación (º) entre los factores de cada sujeto aislado y los de la muestra de referencia					% de varianza explicada por los factores de cada sujeto				
	ArqD	*Cierre*	*ArqP*	*PLat*	*Opos*	*ArqD*	*Cierre*	*ArqP*	*PLat*	*Opos*
Muestra de referencia										
Mínimo	8,6	11,0	20,2	15,1	14,9	18,22	10,63	8,29	7,69	7,76
Máximo	29,9	39,2	48,2	50,8	50,6	31,09	31,89	16,03	21,92	13,41
Media	14,1	20,1	32,8	32,9	34,2	22,23	23,62	11,54	12,46	10,31
Desv. est.	4,3	7,9	7,9	10,3	11,6	3,42	5,11	1,94	3,86	1,55
Sujetos Patológicos										
S1	29,0	69,0	41,2	25,1	23,0	32,82	10,76	14,88	14,80	8,82
S2	16,5	12,0	48,1	37,1	50,8	20,37	29,50	9,08	8,65	10,65



4. Discusión

Si bien ambos pacientes estaban clínicamente dados de alta, se observa que la mujer (S2) estaría dentro de normalidad en términos de fuerza y ligeramente afectada en RAM, mientras que el hombre (S1) estaría claramente afectado tanto en fuerza como en RAM, especialmente en sus articulaciones interfalángicas proximales. Los test de destreza no parecen proporcionar información significativa en relación a la funcionalidad, pues no han discriminado entre los sujetos patológicos S1 y S2, calificados ambos como muy afectados tanto en destreza gruesa como fina. La mujer recuperada de ictus fue capaz de realizar las AVD que le fueron solicitadas con notable normalidad, mientras que el hombre con la mano lesionada, si bien consiguió completar también todas las AVD, manifestó mayor dificultad en ciertas tareas como la escritura. Estos tests pueden dar una imagen exagerada para el propósito del análisis de la funcionalidad. Por otra parte, durante la realización del test sobre sujetos sanos se pudo observar que sus resultados se ven muy influenciados por la disposición y carácter de la persona, existiendo diferencia entre aquellos más nerviosos y competitivos con respecto de aquellos más tranquilos, no implicando este rasgo del carácter una afectación funcional en absoluto.

El análisis cinemático propuesto aporta más información al respecto del impacto que las alteraciones cinemáticas derivadas de la patología tienen sobre el desarrollo de AVD. En el caso del sujeto S1, se observan grandes diferencias en postura y velocidad (tabla 7). Los valores medios de postura de *ArqD* y *Cierre* son menores que los de la muestra de referencia en las AVD, mientras que son mayores para *PLat*, acordes a las limitaciones producidas por la lesión, con una postura de retracción de la mano en su posición relajada, y explicaría también las diferencias encontradas en RAM. Los rangos de variabilidad son menores que los de la muestra de referencia, a excepción del factor *Cierre*, lo que da idea de la pérdida de destreza. La velocidad media de los factores *ArqD*, *ArqP* y *Opos* es mayor que la muestra de referencia, mientras que la de los factores *Cierre* y *PLat* es menor. Además, se observan valores más extremos en los factores *Cierre*, *ArqP* y *PLat*, lo que parece indicar una transición brusca entre posturas debida a problemas en el control de dichos movimientos. Revisando los ángulos de desviación entre factores en la tabla 8 para el sujeto S1, el único factor con valores fuera de los límites de la muestra de referencia es el factor *Cierre* (ver representación del factor Cierre para muestra de referencia, y sujetos S1 y S2 en la tabla 8), poniendo de manifiesto la alteración física generada por la lesión. Por otra parte, las varianzas explicadas por las componentes del sujeto S1 están dentro de los límites de las de la muestra de referencia, pero con valores mayores que la media para el factor *ArqD* a costa del de *Cierre*, posiblemente por los problemas comentados para este último factor. De los dendogramas por actividad se observa que el sujeto S1 se aleja de la normalidad en acciones donde se requiere una manipulación con implicación de los factores *ArqD* y *PLat*, como escribir, comer con tenedor o cepillarse los dientes.

En el caso del Sujeto 2, el análisis detallado de su cinemática permite observar una cierta divergencia en el *Cierre* respecto a la muestra de referencia, con mayores velocidades y amplitudes de posturas, en contraposición de los menores valores de RAM registrados en las articulaciones metacarpofalángicas para S2 en comparación con la muestra de referencia. La recuperación de la flexión de las articulaciones metacarpofalángicas en pacientes de ictus suele ser costosa, como se refleja en los valores de RAM registrados para S2. Sin embargo, el análisis cinemático nos indica que hacen uso de mayor rango funcional que la muestra de referencia. Es posible que ello se deba a que durante la rehabilitación se haya enfatizado en la recuperación de la movilidad de *Cierre*, y que por tanto la paciente supla con este movimiento deficiencias en otros factores menos recuperados como el *ArqP* o *Opos*, cuyos valores son bajos con respecto a los de la muestra de referencia. También se observan valores muy extremos en las velocidades del factor *Cierre*, que pueden dar idea de cierta dificultad en su control. El factor *PLat* presenta unos valores más acordes a la muestra de referencia, tanto en postura como en velocidad. Estos resultados serían coherentes con una destreza fina afectada, tal y como se derivaba del test de Purdue, pero

mientras que éste no proporciona más información, mediante ACP se ha podido observar que el impacto en la capacidad de desarrollar las AVD es relativo, afectando más a unos movimientos que a otros, y se puede ver cómo se compensan, en términos de posturas y velocidades. Los valores de la tabla 8 para S2 refuerzan estas observaciones, con mayor disimilitud en los factores *ArqP* y *Opos* (pero dentro de los valores de la muestra de referencia), y mayor varianza explicada para el factor *Cierre* a costa de *ArqP* y *Opos*. Las diferencias observadas en los dendogramas por actividad del sujeto S2 posiblemente se deban más a la propiocepción respecto de sus miembros inferiores y del hombro, y no tanto a dificultades funcionales en las manos.

5. Conclusiones y desarrollos futuros

Este trabajo presenta una aproximación al uso de la reducción dimensional basada en ACP como metodología válida y objetiva de valoración funcional de la mano humana. Los diferentes métodos propuestos proporcionan resultados acordes con las medidas clásicas de fuerza, RAM y tests de destreza, pero dan información más detallada del comportamiento cinemático del sujeto en el desarrollo de AVD. Las tres comparaciones que se han hecho aportan información complementaria. La comparación de ACP individuales puede resultar la más sencilla de aplicar e interpretar, y proporciona información sobre la coordinación de los movimientos y su frecuencia de uso. La comparación de percentiles de estadísticos de postura y velocidad da información más detallada, no solo de posturas sino también de velocidades, aunque resulta más compleja de interpretar. Y por último, el análisis clúster jerárquico permite detectar problemas en el desarrollo de actividades concretas. Por tanto, estas metodologías pueden utilizarse como base para el desarrollo de una herramienta para objetivar la valoración de la funcionalidad en el desarrollo de AVD, que puede utilizarse tanto en la valoración del grado de discapacidad, como para definir estrategias rehabilitadoras y en la toma de decisiones clínicas. No obstante hay que remarcar algunas limitaciones antes de poder ser aplicado. Entre estas limitaciones está el tamaño de la muestra de referencia y la selección de actividades, que además han sido muy dirigidas y controladas. Este trabajo pretende ser el punto de partida para desarrollar una base de datos abierta en sujetos y acciones, de modo que se pueda ir alimentando con nuevas mediciones, tanto de sujetos normales como patológicos, y con mayor variedad de acciones, e incluyendo las dos manos.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación de la Universitat Jaume I a través de los proyectos P1-1B2013-33 y P1-1B2014-10, así como al Ministerio de Economía y Competitividad y la Unión Europea a través de los fondos FEDER a través del proyecto DPI2014-52095-P en los cuales se enmarca parcialmente esta investigación. Agradecen así mismo la colaboración ofrecida por Unión de Mutuas a raíz del convenio específico firmado con la Universitat Jaume I.

7. Referencias

[1] M. Vergara, J. L. Sancho-Bru, V. Gracia-Ibáñez, A. Pérez-González. An introductory study of common grasps used by adults during performance of activities of daily living, J. Hand Ther., 27, (2014), 1–28.

[2] K.-S. Lee, M.-C. Jung. Ergonomic evaluation of biomechanical hand function, Saf. Health Work, 6, (2015), 9–17.

[3] C. Metcalf, J. Adams, J. Burridge, V. Yule, P. Chappell. A review of clinical upper limb assessments within the framework of the WHO ICF, Musculoskeletal Care, 5(3), (2007), 160–173.

[4] R. J. M. Lemmens, A. A. A. Timmermans, Y. J. M. Janssen-Potten, R. J. E. M. Smeets, H. A. M. Seelen. Valid and reliable instruments for arm-hand assessment at ICF activity level in persons with hemiplegia: a systematic review, BMC Neurol., 12, (2012). DOI: 10.1186/1471-2377-12-21

[5] R. K. Powell, R. L. von der Heyde. The inclusion of activities of daily living in flexor tendon rehabilitation: a survey, J. Hand Ther., 27, (2014), 23–29.

[6] WHO | Clasificación internacional de Funcionalidad, Discapacidad y Salud (CIF)

[7] H. Y. N. Lindner, B. S. Nätterlund, L. M. N. Hermansson. Upper limb prosthetic outcome measures: review and content comparison based on International Classification of Functioning, Disability and Health, Prosthet. Orthot. Int., 34(2), (2010), 109–128.

[8] L. van Dokkum, I. Hauret, D. Mottet, J. Froger, J. Métrot, I. Laffont. The contribution of kinematics in the assessment of upper limb motor recovery early after stroke, Neurorehabil. Neural Repair, 28, (2014), 4–12.

[9] M. C. Hume, H. Gellman, H. McKellop, R. H. Brumfield. Functional range of motion of the joints of the hand, J. Hand Surg. Am., 15(2), (1990), 240–243.

[10] H. Hayashi, H. Shimizu. Essential motion of metacarpophalangeal joints during activities of daily living, J. Hand Ther., 26, (2013), 69–74.

[11] G. I. Bain, N. Polites, B. G. Higgs, R. J. Heptinstall, A. M. McGrath. The functional range of motion of the finger joints, J. Hand Surg. Eur. Vol., (2014). DOI: 10.1177/1753193414533754

[12] M. G. el-Badawi, M. M. Butt, A. G. al-Zuhair, R. A. Fadel. Extensor tendons of the fingers: arrangement and variations-II, Clin. Anat., 8(6), (1995), 391–398.

[13] M. Santello, G. Baud-Bovy, H. Jörntell. Neural bases of hand synergies, Front. Comput. Neurosci., 7, (2013), 23.

[14] M. Santello, M. Flanders, J. F. Soechting. Patterns of hand motion during grasping and the influence of sensory guidance, J. Neurosci., 22(4), (2002), 1426–1435.

[15] M. Santello, M. Flanders, J. F. Soechting. Postural hand synergies for tool use, J. Neurosci., 18(23), (1998), 10105–10115.

[16] P. Braido, X. Zhang. Quantitative analysis of finger motion coordination in hand manipulative and gestic acts, Hum. Mov. Sci., 22, (2004), 661–678.

[17] P. H. Thakur, A. J. Bastian, S. S. Hsiao. Multidigit Movement Synergies of the Human Hand in an Unconstrained Haptic Exploration Task, J. Neurosci., 28(6), (2008), 1271–1281.

[18] H. M. Clarkson. Musculoskeletal Assessment: Joint Motion and Muscle Testing (Musculoskeletal Assesment), 3rd. Ed. Alberta (Canada): Lippincott Williams and Wilkins, 2012.

[19] V. Gracia-Ibáñez, M. Vergara, J. H. Buffi, W. M. Murray, J. L. Sancho-Bru. Across-subject calibration of an instrumented glove to measure hand movement for clinical purposes, Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering, (2016), (In Revision).

[20] M. A. Lorenzo-Agudo, P. Santos-García, D. Sánchez-Belizón. Determinación de los valores normales de fuerza muscular de puño y pinza en una población laboral, Rehabilitación, 41(5), (2007), 220–227.

[21] E. Fain, C. Weatherford. Comparative study of millennials' (age 20-34 years) grip and lateral pinch with the norms, J. Hand Ther, (2016).

[22] V. Mathiowetz, N. Kashman, G. Volland, K. Weber, M. Dowe, S. Rogers. Grip and pinch strength: normative data for adults, Arch. Phys. Med. Rehabil., 66(2), (1985), 69–74.

[23] T. Nilsen, M. Hermann, C. S. Eriksen, H. Dagfinrud, P. Mowinckel, I. Kjeken. Grip force and pinch grip in an adult population: reference values and factors associated with grip force, Scand. J. Occup. Ther., 19(3), (2012), 288–296.

[24] V. Gracia-Ibáñez, M. Vergara, J. L. Sancho-Bru., M.C. Mora, C. Piqueras, Functional Range of Motion of the Hand Joints according to the International Classification of Functioning, Disability and Health (ICF), J. Hand Ther., (2016) (In Revision).

[25] V. Mathiowetz, G. Volland, N. Kashman, K. Weber. Adult Norms for the Box and Block Test of Manual Dexterity, Am. J. Occup. Ther., 39(6), (1985), 386–391.

Determinación paramétrica de los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas de los dedos

N. Jarque Bou, J.L. Sancho Bru, M. Vergara, A. Pérez González, A. Roda Sales, S. Mestre Vicent

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. jarque@uji.es

Los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas de los dedos son aproximadamente paralelos a los pliegues de flexión. Sin embargo, los modelos biomecánicos y ergonómicos existentes suelen considerar ejes de rotación paralelos entre sí y perpendiculares a los ejes longitudinales de las falanges. Recientemente se han utilizado técnicas de resonancia magnética para determinar su ubicación, pero su uso de forma extensiva supone riesgos, y no está disponible en todos los laboratorios. En este trabajo se estudia el uso de marcadores reflectantes sobre la piel para localizar los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas de los dedos, y se estudia su posible presentación paramétrica. Para ello, se localizaron los ejes de rotación de 30 sujetos con tamaños de mano representativos de la población española, mediante el seguimiento de 12 marcadores (3 de referencia y 9 de seguimiento) sobre cada dedo. En cada articulación se definieron los sistemas de coordenadas en los segmentos proximal y distal a partir de los marcadores de referencia. La localización de los ejes de rotación se describió mediante las coordenadas de la intersección del eje con el plano sagital (P_x y P_y) y las inclinaciones con respecto de los planos frontal y transversal (α_f y α_t) de cada dedo. Estos 4 parámetros se obtuvieron de comparar, mediante un método evolutivo de optimización, las matrices de transformación experimentales entre los segmentos proximal y distal, con las analíticas, en un registro dinámico de flexión/extensión. Los valores medios obtenidos para las inclinaciones con los planos frontal y transversal resultaron ser menores de 11 y 4 grados, respectivamente, con una dispersión (8 y 4 grados) que, aun siendo moderada, no permitió obtener datos con suficiente precisión para la mejora de los modelos biomecánicos existentes. Mediante análisis jerárquicos se comprobó que esta dispersión se debe en parte a la variabilidad anatómica entre sujetos. Los resultados en cuanto a localización fueron más fiables, habiendo identificado correlación de Pearson significativa de la profundidad a la que se encuentra el eje con el grosor de la articulación (43% a 52% del grosor), y correspondiendo el posicionamiento longitudinal con el de los marcadores utilizados.

1. Introducción

La capacidad de agarre y manipulación con las manos es vital para el desarrollo de las actividades cotidianas del ser humano. Una parte fundamental de esta capacidad radica en la complejidad cinemática de la mano, con 25 grados de libertad predominantes [1]. Diferentes investigadores han desarrollado modelos biomecánicos de la mano humana para simular distintos aspectos relacionados con el agarre y manipulación [2]–[5]. Los modelos biomecánicos permiten analizar problemas que no pueden ser analizados directamente en las personas, o que tendrían un elevado coste experimental. En particular, la simulación biomecánica del agarre es interesante para el estudio de nuevas alternativas de restauración de patologías de la mano, clarificar la funcionalidad de diferentes elementos anatómicos, las causas y efectos de patologías, simular anormalidades neuromusculares, planificar la rehabilitación, simular transferencias de tendones, entre otros. Por otra parte, los modelos de la mano en ergonomía se utilizan para estudiar la adaptabilidad del tamaño y forma de los objetos a la diferente antropometría de los potenciales usuarios que interaccionarán con ellos.

La bondad de las estimaciones obtenidas del uso de modelos biomecánicos y ergonómicos dependerá en gran medida de la adecuación del modelo cinemático considerado. Desde el punto de vista cinemático, se suele considerar la mano formada por cinco cadenas esqueléticas, correspondientes a cada uno de los dedos, todas ellas unidas al carpo o muñeca. En estas cadenas, los huesos están conectados entre ellos mediante las superficies articulares y por estructuras flexibles, principalmente la cápsula articular y los ligamentos. Estos elementos restringen el movimiento relativo entre los segmentos óseos. La acción combinada de las restricciones impuestas por la forma de las superficies articulares en contacto y por las restricciones incorporadas por las estructuras flexibles definen finalmente el comportamiento cinemático de cada articulación.

El movimiento de las articulaciones de la mano suele describirse en los campos clínico y biomecánico como una combinación de movimientos de flexión/extensión (F/E), y abducción/aducción (Ab/Ad). Las articulaciones interfalángicas son de tipo troclear, y permiten básicamente un grado de libertad predominante, correspondiente a la F/E, que es comúnmente modelado mediante un eje de rotación fijo. La articulación metacarpocarpiana del pulgar (articulación en silla de montar) y las articulaciones metacarpofalángicas (de tipo condilar) permiten movimientos de F/E y de Ab/Ad, siendo habitualmente modeladas mediante un modelo mecánico de junta universal, con dos ejes de rotación fijos y perpendiculares entre sí. Sin embargo, diferentes estudios [1] consideran más adecuada su representación mecánica utilizando dos ejes de rotación fijos, no perpendiculares entre sí y no intersectantes; un eje se mantiene fijo con respecto del hueso proximal, y el otro con respecto del hueso distal, de manera que la posición y orientación del segundo es función del ángulo girado alrededor del primero. Esto es equivalente a considerar dos articulaciones de revolución unidas mediante un eslabón rígido virtual (Figura 1).

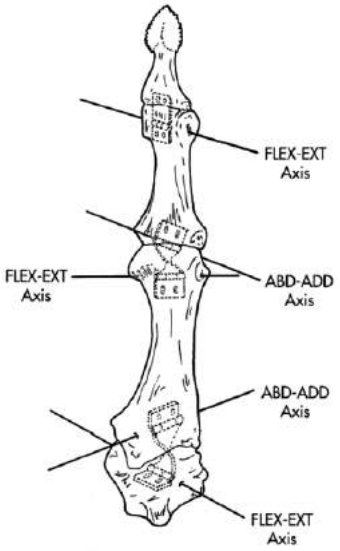


Figura 1: Ejes de rotación del pulgar, según [1].

Algunos investigadores han estudiado diferentes aspectos relacionados con la cinemática de las articulaciones de la mano. Es interesante la propuesta al respecto de la cinemática del pulgar realizada en [6], según la cual la variabilidad anatómica entre sujetos puede acometerse considerando un número finito de modelos biomecánicos tipo. La necesidad de considerar la variariabilidad entre sujetos hace muy interesante la determinación de los ejes de rotación particularizados, *in vivo*. Para ello es posible utilizar técnicas de resonancia magnética (RM). Uno de los métodos más simples es estimar su posición a partir del centro de curvatura de la cabeza ósea [7], [8], y más recientemente se han utilizado técnicas de optimización con errores de precisión del orden de 0,7 mm a 2 mm [9], [10]. En cuanto a las articulaciones interfalángicas, en [1], [11] se reporta que estos ejes son aproximadamente paralelos a los pliegues de F/E sobre la palma de la mano, mientras que en estudios basados en el análisis de RM reportan inclinaciones de unos 14º entre los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas proximal y distal del dedo medio [12], que los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas no son paralelos a los ejes de flexo-extensión de las articulaciones metacarpofalángicas [13], y que se observan pequeños cambios de orientación en los ejes de rotación durante la flexión [12], [14].

Sin embargo, el uso de las imágenes de RM presenta riesgos para realizar estudios de forma extensiva, y no está disponible en todos los laboratorios. En [15] se estimó la posición y orientación de los dos ejes de rotación (no ortogonales ni intersectantes) de la articulación trapeciometacarpiana *in vivo*, mediante el seguimiento de marcadores reflectantes ubicados sobre la piel, con errores de repetibilidad intra-sujeto menores de 5 mm en posicionamiento de los ejes y menores de 6º en su orientación. Si bien los errores son mayores que los que se obtienen mediante el uso de RM, es una alternativa a considerar.

Con todo, a falta de datos concretos que definan las localizaciones y orientaciones de los diferentes ejes de rotación, los modelos biomecánicos y ergonómicos recientes siguen considerando articulaciones de revolución de eje perpendicular al segmento. Todo ello a pesar de la evidencia contrastada que los resultados de dichos modelos pueden variar de forma significativa con la inclinación de los ejes de rotación [2], [16].

El objetivo de este trabajo es estudiar el uso de marcadores reflectantes sobre la piel para localizar los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas de los dedos de la mano, y analizar su posible presentación paramétrica a partir del análisis de correlaciones con parámetros antropométricos de la mano.

2. Material y método

2.1. Descripción del experimento

En el experimento, aprobado por el Comité de Ética de la Universitat Jaume I, participaron 30 sujetos sanos (22 hombres y 8 mujeres), sin patologías previas de la mano. Todos los sujetos fueron debidamente informados y dieron su consentimiento por escrito para participar en el experimento. La edad de los sujetos fue controlada para evitar alteraciones cinemáticas debido a la degeneración de las articulaciones por envejecimiento (33,5 ± 9,3 años). Los sujetos se seleccionaron para cubrir homogéneamente el rango de tamaños de mano representativo de la población española[17].

En primer lugar, se procedió a la medición de parámetros antropométricos del sujeto (Figura 2): longitud de la mano (*LM*), anchura de la mano (*AM*), longitud de cada dedo (L_i) y el grosor de cada articulación (GA_j).

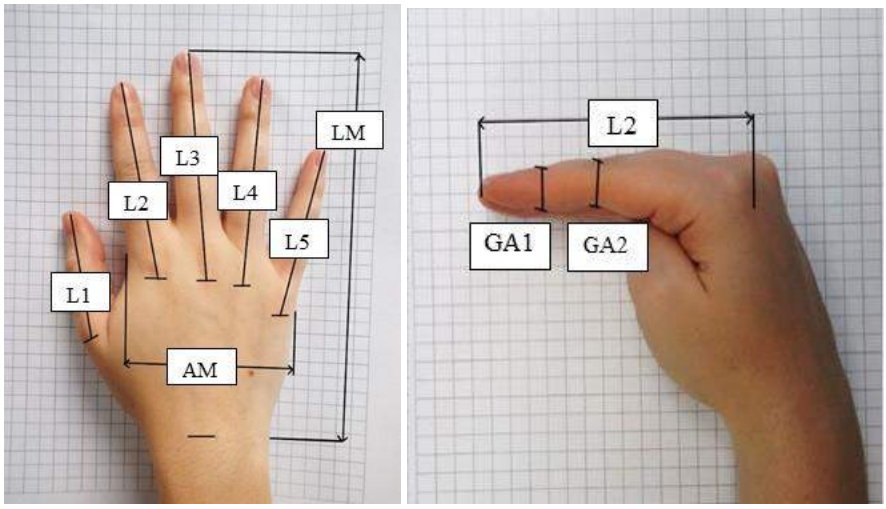


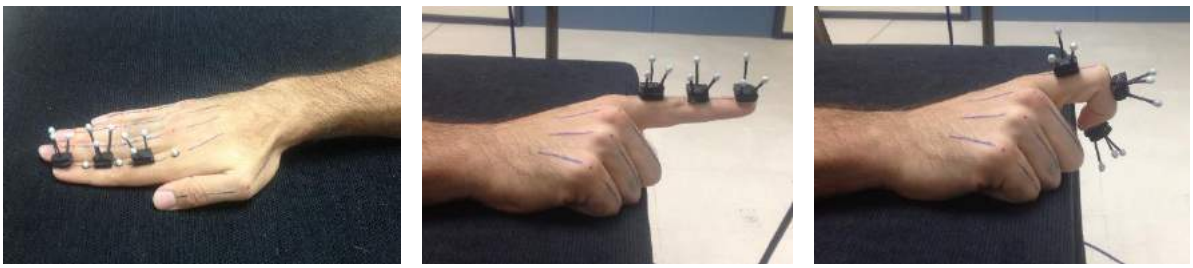
Figura 2: Parámetros antropométricos medidos a cada sujeto.

Para cada dedo, se registraron las coordenadas 3D de una serie de marcadores reflectantes utilizando un sistema de análisis de movimiento formado por 8 cámaras infrarrojas (Vicon® Motion Systems Ltd., Oxford, Reino Unido), a 100 Hz. En primer lugar el operador procedió a la colocación de los marcadores de referencia (uno sobre cada articulación) y de seguimiento (una base con tres marcadores sobre cada falange) en el dorso del dedo (Figura 3.a). Se prestó especial atención a la colocación de los marcadores de referencia, marcando en primer lugar sobre el dorso de ambas falanges conectadas en la articulación sus ejes longitudinales, sobre los que se apoyó a continuación un goniómetro manual, llevando la articulación a un ángulo predeterminado (50º las distales y 70º las proximales), y marcando sobre el dorso de la articulación el punto definido por la bisectriz de dicho ángulo. A continuación, con el sujeto sentado a una mesa, con el codo a la altura de la mesa y el brazo apoyado sobre ella en posición relajada, se registró la postura de referencia estática (Figura 3.a) con todos los marcadores. Y a continuación un movimiento de F/E sólo con los marcadores de seguimiento: partiendo del dedo completamente extendido (Figura 3.b), se pidió al sujeto flexionar a velocidad moderada las articulaciones interfalángicas hasta su máxima flexión, manteniendo la falange proximal extendida (Figura 3.c), y a continuación extender las articulaciones interfalángicas hasta recuperar la posición inicial (Figura 3.b). Este movimiento se repitió 3 veces por cada dedo. Y el proceso se repitió para todos los dedos, incluido el pulgar. Las coordenadas 3D registradas fueron filtradas con un filtro paso bajo de 2º orden de Butterworth (hacia adelante-hacia atrás), con frecuencia de corte de 10 Hz.

2.2. Sistemas de coordenadas

En cada articulación, y en la postura de referencia, se definieron los sistemas de coordenadas de los segmentos proximal y distal a partir de los marcadores de referencia. Ambos sistemas de coordenadas se definieron coincidentes, con origen sobre el dorso de la articulación (centro del marcador de referencia sobre la articulación, desplazado en dirección palmar una distancia igual al radio del marcador). El eje Y se hizo corresponder con el eje longitudinal del dedo en dirección proximal, mediante un ajuste por mínimos cuadrados de los marcadores de

referencia en la postura de referencia estática. El eje Z se tomó perpendicular al eje Y, y paralelo al plano de la mesa donde se apoya la mano, en dirección radial. Y el eje X, perpendicular a los ejes Z e Y, en dirección palmar. En el caso del pulgar, el eje Z se definió por el vector normal al plano formado por los marcadores de referencia (uno sobre cada articulación: interfalángica, metacarpofalángica y carpometacarpiana), en dirección lateral. El eje Y se hizo corresponder con el eje longitudinal del segmento, mediante un ajuste por mínimos cuadrados de los marcadores de referencia, en dirección proximal. Y el eje X, se tomó perpendicular a los ejes Z e Y, en dirección palmar. De esta forma, los planos XY, YZ y XZ se corresponden con los planos sagital, frontal y transversal, respectivamente, de cada dedo.



(a) (b) (c)

Figura 3: Marcadores utilizados y registros realizados. (a) Postura de referencia con marcadores de referencia y de seguimiento sobre el dedo índice. (b) Postura inicial del movimiento de F/E para el dedo índice. (c) Postura de flexión máxima del movimiento de F/E para el dedo índice.

2.3. Localización de los ejes de rotación

En cada articulación, la localización del eje de F/E con respecto del segmento proximal se describió mediante 4 parámetros: coordenadas de la intersección del eje con el plano sagital (P_x y P_y); y las inclinaciones con respecto de los planos frontal y transversal (α_f y α_t).

Para la obtención de estos 4 parámetros se utilizó el registro dinámico de F/E y la postura de referencia. Por eficiencia computacional, de cada registro dinámico se consideraron únicamente 75 instantes de tiempo, equidistantes a lo largo del ciclo completo de F/E. En cada instante se obtuvieron las matrices de transformación entre los segmentos proximal y distal a partir de las coordenadas 3D de los marcadores de seguimiento en ambos segmentos, utilizando el método basado en la descomposición en valores singulares presentado en [18]. Finalmente, los parámetros de posicionamiento del eje, junto con los ángulos de F/E de cada instante, se obtuvieron utilizando el método evolutivo de optimización presentado en [19]. Se trata de un método estocástico robusto (evita mínimos locales) basado en el principio de evolución biológica, en donde en cada generación las nuevas soluciones candidatas (hijos) se obtienen considerando una variación de las actuales (padres), convirtiéndose en padres de nuevas soluciones. Para la generación de nuevas soluciones (hijos) se considera una distribución normal, y las mutaciones se introducen por adaptación de la matriz de covarianza. Como parámetros del método de optimización se consideraron 20 soluciones a partir de cada solución padre, selección de 5 padres a considerar en la siguiente generación, y varianza para la generación de las soluciones de valor 2. Como función objetivo a minimizar se consideró la raíz cuadrada de la suma de cuadrados de las diferencias entre los elementos de las matrices de trasformación analítica y experimental (9 elementos de la matriz de rotación y 3 elementos del vector desplazamiento), con las distancias en cm [20].

2.4. Análisis de datos

En primer lugar se realizó un descriptivo estadístico de los parámetros antropométricos medidos (media, desviación estándar (DE) y percentiles 5, 25, 50, 75 y 95), para comprobar la representatividad de los tamaños de mano considerados.

En segundo lugar se calcularon los valores medios y DEs de los 4 parámetros de localización del eje de rotación para cada una de las articulaciones consideradas, para proporcionar valores globales de localización de los ejes de rotación y de su variabilidad dentro de la muestra considerada.

A continuación se realizó un análisis más detallado de la variabilidad de los parámetros de localización. Por una parte se estudió la variabilidad atribuible a las diferencias en los tamaños de mano, para lo que se calcularon las correlaciones de Pearson de cada uno de los 4 parámetros de localización de las diferentes articulaciones con los

distintos parámetros antropométricos considerados. Para aquellos parámetros con correlaciones significativas, se propuso un modelo lineal para su estimación (parametrización).

Para estudiar la variabilidad atribuible a las diferencias anatómicas se llevaron a cabo sendos análisis jerárquicos de conglomerados, para las articulaciones interfalángicas proximales y distales, respectivamente, sobre los parámetros con mayores valores de dispersión y no atribuibles a las diferencias en tamaño de la mano. Para la agrupación de conglomerados se consideró el método de Ward, que minimiza la varianza total intra-grupo, y como medida de disimilitud se utilizó la distancia euclidiana. Finalmente, se realizaron una serie de ANOVAs sobre los parámetros de localización, con factor el grupo identificado del análisis de conglomerados, para localizar qué parámetros de localización, y en qué articulaciones, muestran valores significativamente diferentes entre grupos.

3. Resultados

En la Tabla 1 se recogen los descriptivos de los parámetros antropométricos medidos a la muestra de sujetos considerada en el experimento, y en donde se puede apreciar la distribución homogénea de tamaños.

Tabla 1: Parámetros antropométricos de la muestra de sujetos considerada en el experimento

	Parámetro	Media (mm)	DE (mm)	Percentiles (mm)				
				5	25	50	75	95
	LM	178,3	13,9	155,5	163,5	179,5	190,25	198,0
	AM	82,0	5,9	70,1	77,8	82,5	86,5	90,5
Pulgar	***L1***	68,0	6,8	56,6	64,8	68,0	72,3	83,1
	GA1	15,3	1,2	13,4	14,3	15,0	16,4	17,5
Índice	***L2***	101,0	6,9	89,1	94,0	100,5	106,5	111,5
	GA1	10,9	0,9	9,8	10,1	10,9	11,6	12,8
	GA2	15,2	1,1	13,5	14,3	15,1	16,3	16,9
Medio	***L3***	110,0	6,9	99,2	105,0	110,0	116,3	121,0
	GA1	11,5	0,9	10,1	10,7	11,2	12,2	13,0
	GA2	15,4	1,2	13,7	14,4	15,4	16,2	17,4
Anular	***L4***	105,0	6,8	94,7	99,8	104,5	111,0	115,9
	GA1	10,5	0,8	9,4	9,8	10,5	11,2	11,9
	GA2	14,1	0,9	12,7	13,6	14,0	14,8	15,7
Meñique	***L5***	86,0	7,4	77,1	80,0	84,0	91,3	103,9
	GA1	9,3	0,8	7,8	8,8	9,4	9,8	10,6
	GA2	12,6	1,1	10,8	12,0	12,6	13,4	14,8

Los valores medios y DE de los parámetros de localización de los ejes de rotación obtenidos para las diferentes articulaciones se muestran en la Tabla 2. Las DE fueron del mismo orden de magnitud en ambas articulaciones, inferiores a 1,6 mm para los parámetros de posicionamiento, e inferiores a 9,8º para los parámetros de inclinación, siendo las DE de las inclinaciones con el plano frontal del orden de la mitad (valores máximos de 4,7º frente a 9,8º).

Tabla 2: Valores medios (DE) de los parámetros de localización de los ejes de rotación

	Articulación interfalángica distal					Articulación interfalángica proximal			
	Pulgar	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**
P_x **(mm)**	7,4 (1,4)	4,69 (0,6)	7,3 (0,9)	4,5 (0,5)	4,8 (1,0)	6,7 (1,0)	7,2 (0,9)	7,1 (0,9)	6,3 (0,7)
P_y **(mm)**	-0,1 (1,4)	0,5 (1,3)	0,0 (1,6)	0,2 (1,3)	0,3 (1,3)	0,0 (1,8)	0,0 (1,6)	0,2 (1,1)	0,2 (1,1)
α_i **(º)**	-5,8 (3,6))	-1,3 (4,3)	1,0 (4,0)	-1,9 (4,2)	-2,3 (4,7)	-1,0 (3,3)	1,0 (4,0)	3,6 (3,0)	2,1 (4,2)
α_f **(º)**	-11,6 (9,8)	-10,7 (7,4)	1,2 (7,8)	-1,2 (8,3)	-7,4 (8,1)	0,1 (6,7)	1,2 (7,8)	1,1 (6,1)	-10,0 (8,8)

El análisis de correlaciones de Pearson de los parámetros de localización de los ejes de rotación con los diferentes parámetros antropométricos medidos sólo arrojó correlaciones significativas para la coordenada P_x (Tabla 3), siendo el grosor de la articulación el parámetro que presentó un mayor número de correlaciones significativas.

Tabla 3: Correlaciones de Pearson identificadas para la coordenada P_x. Se han coloreado con diferente tonalidad las correlaciones con nivel de significación 0.01 (oscuro) y 0.05 (claro).

	Articulación interfalángica distal					Articulación interfalángica proximal			
	Pulgar	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**
LM	0,253	0,384	0,497	0,109	-0,057	0,542	0,058	0,251	0,181
AM	0,028	0,464	0,463	0,138	0,060	0,616	0,237	0,204	0,052
L_i	0,262	0,433	0,495	0,183	0,016	0,637	0,157	0,281	0,215
GA_j	0,186	0,398	0,514	0,181	0,250	0,541	0,388	0,425	0,103

La coordenada P_x se parametrizó considerando su proporcionalidad con respecto del grosor de cada articulación (Ecuación 1). En la Tabla 4 se muestran los valores de los coeficientes de parametrización para cada una de las articulaciones de los dedos.

$$P_x = \beta \cdot GA \quad (1)$$

Tabla 4: Coeficientes de parametrización para la coordenada P_x.

	Articulación interfalángica distal					Articulación interfalángica proximal			
	Pulgar	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**
β	0,49	0,43	0,46	0,43	0,52	0,44	0,47	0,50	0,50

En la Figura 4 se muestran los dendrogramas resultantes del análisis jerárquico realizado sobre las inclinaciones con los planos transversal y frontal, con distancias reescaladas de 0 a 25, y que permitieron identificar 4 grupos con valores de inclinación diferentes en las articulaciones interfalángicas distales, y 5 en las proximales (distancia reescalada de corte 10 en ambos casos). Los ANOVAs para identificar los parámetros de localización y articulaciones que muestran diferencias entre grupos, sólo identificaron diferencias significativas en las inclinaciones con el plano frontal (α_f) en los dedos índice a meñique, en ambas articulaciones. En la Tabla 5 se recogen los valores medios y DE de α_f para los distintos grupos identificados.

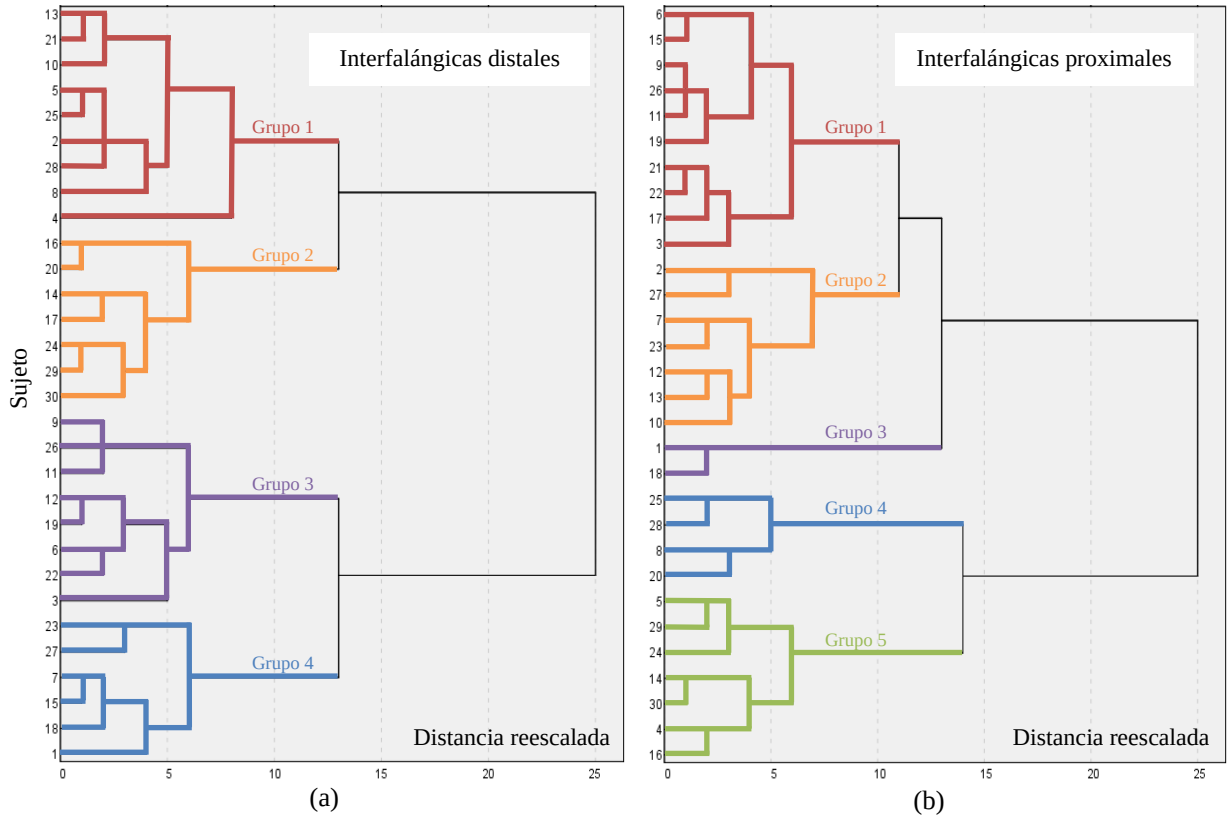


Figura 4: Dendrogramas de los análisis jerárquicos realizados: (a) Para las articulaciones interfalángicas distales. (b) Para las articulaciones interfalángicas proximales.

Tabla 5: Valores medios (DE) de la inclinación con el plano frontal (α_f) de los ejes de rotación en cada grupo resultante de los análisis jerárquicos de conglomerados

	Articulación interfalángica distal				Articulación interfalángica proximal			
	Índice	**Medio**	**Anular**	**Meñique**	**Índice**	**Medio**	**Anular**	**Meñique**
α_f grupo 1 (º)	-14,2 (4,6)	-8,5 (4,8)	2,7 (4,2)	-0,8 (5,9)	1,9 (3,3)	0,7 (2,0)	-1,6 (3,1)	-13,6 (3,4)
α_f grupo 2 (º)	-0,3 (2,6)	-4,3 (6,0)	6,5 (4,0)	-3,6 (6,7)	-6,5 (4,2)	-5,3 (6,4)	-2,2 (3,1)	-8,7 (6,2)
α_f grupo 3 (º)	-10,0 (2,9)	-5,7 (4,8)	-4,9 (7,6)	-13,8 (3,1)	-8,3 (0,2)	-11,6 (3,6)	-8,3 (2,7)	-28,3 (3,8)
α_f grupo 4 (º)	-18,5 (4,1)	-20,1 (3,5)	-11,1 (4,8)	-13,5 (7,2)	-1,7 (4,7)	11,7 (3,8)	7,0 (7,0)	5,6 (3,6)
α_f grupo 5 (º)	-	-	-	-	7,6 (5,1)	5,9 (5,9)	7,6 (2,3)	-10.6 (4,5)

4. Discusión

La técnica *in vivo* considerada ha permitido localizar los ejes de rotación de las articulaciones interfalángicas de los dedos en una muestra de 30 sujetos con un rango de tamaños representativo de la población española. Los valores de DE entre sujetos de la muestra para los parámetros de localización de los ejes de rotación son del mismo orden de magnitud en ambas articulaciones, distales y proximales. Éstos son inferiores a 1,6 mm para los parámetros de posicionamiento, e inferiores a 9,8º para los parámetros de inclinación, siendo las DE de las inclinaciones con el plano frontal del orden de la mitad (4,7º frente a 9,8º). La máxima DE aquí observada para los parámetros de posicionamiento es bastante menor que el error de repetibilidad intra-sujeto reportado en [15], 1.6 mm frente a 5 mm, mientras que la máxima DE observada para la inclinación es un tanto mayor que el error de repetibilidad en orientación reportado en [15], 9,8º frente a 6º, valor razonable teniendo en cuenta la variabilidad esperada derivada de las diferencias entre sujetos.

El estudio de las diferencias en el tamaño de mano como posible fuente de variabilidad únicamente ha permitido identificar un efecto del tamaño en las diferencias en la coordenada P_x de posicionamiento del eje, por otra parte esperable. La profundidad a la que se encuentra el eje de rotación está entre el 43% y el 52% del grosor de la articulación. Los valores de la coordenada P_y pueden considerarse prácticamente nulos, dados los valores medios y DE obtenidos, indicando que el posicionamiento longitudinal cae sobre los puntos considerados para la colocación de los marcadores. Por tanto, de cara a la obtención de un modelo escalable, dichas posiciones, en forma paramétrica, pueden obtenerse de los datos antropométricos para la población española reportados en [17]. La variabilidad de los datos de orientación de los ejes no guarda ninguna relación con el tamaño de mano, y no tiene sentido su parametrización con respecto de los parámetros antropométricos considerados en este trabajo.

Los resultados de los análisis jerárquicos realizados han permitido profundizar más en el estudio de la variabilidad observada en los parámetros de orientación de los ejes. Aparte del error inherente de la técnica utilizada (6º reportados en [15]), los análisis jerárquicos parecen dejar entrever que parte de esta variabilidad pueda ser debida a las variaciones anatómicas entre los sujetos, reforzando la hipótesis introducida en [6] de que la variabilidad anatómica entre sujetos puede acometerse considerando un número finito de modelos biomecánicos tipo, sobre todo en cuanto a la inclinación de los ejes con el plano frontal (α_f). Así, tras la segmentación en grupos, los valores de DE se ven bastante reducidos (media 4,8º y 3,9º, respectivamente para las articulaciones interfalángicas distales y proximales).

Los valores medios obtenidos para las inclinaciones con los planos frontal y transversal (α_f y α_t) son menores de 11 y 4 grados, respectivamente. La precisión de la técnica utilizada, por tanto, resulta insuficiente para aportar datos de orientación suficientemente fiables para la mejora de los modelos biomecánicos existentes. Una alternativa no invasiva para estimar las orientaciones con el plano transversal sería medir la orientación de los pliegues de flexión de cada una de las articulaciones, de acuerdo con [1], [11].

5. Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación de la Universitat Jaume I a través del proyecto P1-1B2013-33, en el cual se enmarca esta investigación.

6. Referencias

[1] P.W. Brand, A.M. Hollister. *Clinical Mechanics of the Hand*, 3a Edición. St. Louis: Mosby Publishing, 1999.

[2] F.J. Valero-Cuevas. Predictive modulation of muscle coordination pattern magnitude scales fingertip force magnitude over the voluntary range, *J. Neurophysiol.*, 83, (2000), 1469–1479.

[3] J.L. Sancho-Bru, A. Pérez-González, M. Vergara, D.J. Giurintano. A 3D biomechanical model of the hand for power grip, *J. Biomech. Eng.*, 125, (2003), 78–83.

[4] L. Vigouroux, J. Rossi, M. Foissac, L. Grélot, E. Berton. Finger force sharing during an adapted power grip task, *Neurosci. Lett.*, 504, (2011),290–294.

[5] J.Z. Wu, K.N. An, R.G. Cutlip, R.G. Dong. A practical biomechanical model of the index finger simulating the kinematics of the muscle/tendon excursions, *Biomed. Mater. Eng.*, 20, (2010), 89–97.

[6] V.J. Santos, F.J. Valero-Cuevas. Reported anatomical variability naturally leads to multimodal distributions of denavit-hartenberg parameters for the human thumb, *IEEE Trans. Biomed. Eng.*, 53, (2006), 155–163.

[7] N. Berme, J.P. Paul, W.K. Purves. A biomechanical analysis of the metacarpo-phalangeal joint, *J. Biomech.*, 10, (1977), 409–412.

[8] E.Y. Chao, J.D. Opgrande, F.E. Axmear. Three dimensional force analysis of finger joints in selected isometric hand functions, *J. Biomech.*, 9, (1976), 387.

[9] G. Stillfried, U. Hillenbrand. MRI-based skeletal hand movement model. *En Hand as an Inspiration for Robot Hand Development*, Springer International Publishing, 49–75, 2014.

[10] P. Cerveri, E. De Momi, M. Marchente, G. Baud-Bovy, P. Scifoc, R.M.L. Barros, G. Ferrigno, P. Scifo. Method for the estimation of a double hinge kinematic model for the trapeziometacarpal joint using MR imaging, *Comput. Methods Biomech. Biomed. Engin.*, 13, (2010), 387–396.

[11] N.J. Jarque, J.L. Sancho, M. Vergara, A. Pérez, A. Roda, and S. Mestre. Determining the position and orientation of rotation axes of interphalangeal joints from skin markers, en *22nd Congress of the European Society of Biomechanics*, (2016).

[12] N. Miyata, M. Kouch, M. Mochimaru, T. Kurihara. Finger joint kinematics from MR images, en *2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2750–2755, (2005).

[13] M.J. Tsai, H.W. Lee, H.C. Chen. Construction of a Realistic Hand Model with 22 Joint Freedoms, en *13th World Congress in Mechanism and Machine Science*, (2011).

[14] F. Casolo, V. Lorenzi. Finger mathematical modelling and rehabilitation, en *Advances in the Biomechanics of the Hand and Wrist*, F. Schuind, Ed. Plenum Press, 197–223 (1994).

[15] P. Cerveri, E. De Momi, M. Marchente, N. Lopomo, G. Baud-Bovy, R.M.L. Barros, G. Ferrigno. In vivo validation of a realistic kinematic model for the trapezio-metacarpal joint using an optoelectronic system, *Ann. Biomed. Eng.*, 36, (2008), 1268–1280.

[16] X. Sancho-Bru, F.J. Valero-Cuevas, A. Pérez-González, D.J. Giurintano, F.T. Sánchez-Marín, and M. Vergara. Modelling the metacarpophalangeal joint in a biomechanical model of the index finger, en *International Conference on Computer Methods in Biomedical Engineering*, (2001).

[17] M. Vergara, M.J. Agost Torres, V. Gracia-Ibáñez. Comparison of dorsal and palmar aspect dimensions of hand anthropometry, *Int. J. Ind. Ergon.*, en revisión, (2016).

[18] I. Soderkkvist, P.A. Wedin. Determining the movements of the skeleton using well-configured markers, *J. Biomech.*, 26, (1993),1473–1477.

[19] N. Hansen, S. Kern. Evaluating the CMA Evolution Strategy on Multimodal Test Functions, Springer Berlin Heidelberg, 2004, 282–291.

[20] P. Cerveri, A. Pedotti, N.A. Borghese. Combined evolution strategies for dynamic calibration of video-based measurement systems, *IEEE Trans. Evol. Comput.*, 5, (2001), 271–282.

Anclajes con tornillos de prótesis mecanizada personalizada: Análisis mediante simulación numérica y aplicaciones clínicas

U. Garitaonaindia Antsoategi[1], P. Martinez Seijas[2], J.L. Alcaraz Tafalla[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco - Euskal Herriko Unibertsitatea. ugutz.garitaonaindia@ehu.eus*

[2]*Médico especialista en cirugía oral y maxilofacial. Hospital Universitario Donostia. pedromartinezseijas@gmail.com*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco - Euskal Herriko Unibertsitatea. joseluis.alcaraz@ehu.eus*

En la práctica clínica de la cirugía oral y maxilofacial en el tratamiento de las fracturas, el uso de los tornillos junto con placas sirve para mantener los huesos en posición correcta tras la reducción de la fractura, ofreciendo estabilidad y sujeción durante la reparación del hueso, ayudando en la formación y maduración del callo de fractura.

El uso de tornillos en la cirugía oral y maxilofacial está muy extendido, pero no se conoce con exactitud el comportamiento de la sujeción monocortical o bicortical del tornillo, y en consecuencia su influencia en el éxito clínico.

Se han analizado, mediante simulación numérica por elementos finitos, diferentes configuraciones de fijación monocortical y bicortical, con diferente ángulo de inclinación de la fuerza. Al tener en cuenta los resultados obtenidos, se asegura la respuesta de los anclajes mediante tornillos monocorticales y bicorticales en el uso de prótesis a medida para la reconstrucción de defectos hemimandibulares. En particular, se consideran un caso de paciente en crecimiento y otro en adulto, con distintos requerimientos biomecánicos.

En el presente artículo se detalla el análisis de la simulación numérica y la aplicación clínica en el anclaje de prótesis individualizadas en los casos mencionados. Se concluye que son una solución a tener en cuenta para casos límites.

1. Introducción

Las prótesis son una solución alternativa al autotrasplante de tejidos e injertos para la reconstrucción de defectos óseos, que se debe analizar caso a caso sobre todo cuando son necesarios tratamientos adyuvantes como quimioterapia y/o radioterapia.

Los implantes mandibulares a medida son una solución eficiente para aquellos casos en que sean viables. Son implantes que precisan resistir las fuerzas requeridas por la musculatura de la masticación como los ciclos de uso.

El uso de los tornillos en la cirugía oral y maxilofacial es muy frecuente, siendo el titanio el biomaterial más utilizado [1]. El sistema de placa-tornillo se utiliza en traumatología de todo el organismo para la estabilización interna de las fracturas óseas durante el proceso de reparación ósea.

El hueso está formado a modo de esquema por una capa externa y otra interna de hueso compacto, que se denomina hueso cortical (cortical externa e interna), junto al relleno entre ambas capas de hueso “simulando una esponja”, a modo de pilares, que se denomina hueso medular o esponjoso. Los tornillos se pueden anclar solo en la cortical externa (tornillos monocorticales) o en ambas corticales a través de la medular (tornillos bicorticales). Ambos se utizan solos o junto a placas de sujección en el tratamiento de las fracturas.

Una forma de evitar fallos en los tratamientos mediante prótesis es emplear análisis preoperatorio de elementos finitos para predecir la resistencia estructural y ayudar en el diseño [2]. El objetivo de este trabajo es analizar dos casos clínicos y contrastar su correcto diseño realizando simulaciones numéricas mediante elementos finitos.

2. Materiales y métodos

Presentamos dos casos de tratamiento como alternativa a la primera indicación del autotrasplante de peroné. Ambos pacientes son informados del procedimiento como primera indicación y la alternativa de uso de prótesis a medida, dando su consentimiento informado para el tratamiento como alternativa al autotrasplante de peroné y técnicas microquirúrgicas.

Para ello se realiza el estudio del defecto, diseño CAD/CAM de la prótesis a medida, diseño del proceso de implantación y seguimiento.

2.1. Paciente 1: Caso de reconstrucción mandibular en paciente en crecimiento

En primer lugar, presentamos el caso de un defecto oncológico hemimandibular que se reconstruyó con una malla de titanio que por fatiga y/o un traumatismo mandibular se partió y a la vez se fracturó la mandíbula residual (Figura 1).

Para la solución del problema generado y como prevención de lesiones en los tejidos blandos por el movimiento de la malla rota, una primera opción sería el autotrasplante de peroné microquirúrgico y una segunda opción la inserción de una prótesis en titanio de hemimandibula a medida.

Después de analizar e informar de las opciones de tratamiento se decidió realizar la segunda opción. Como riesgos de la prótesis se detectaron los siguientes: sobreinfección, exposición o desajuste en el anclaje.

Las etapas en el desarrollo de esta solución han sido las siguientes: Análisis clínico y radiológico. Diseño CAD. Prototipado rápido. Fabricación CAM. Colocación de la prótesis hemimandibular a medida.

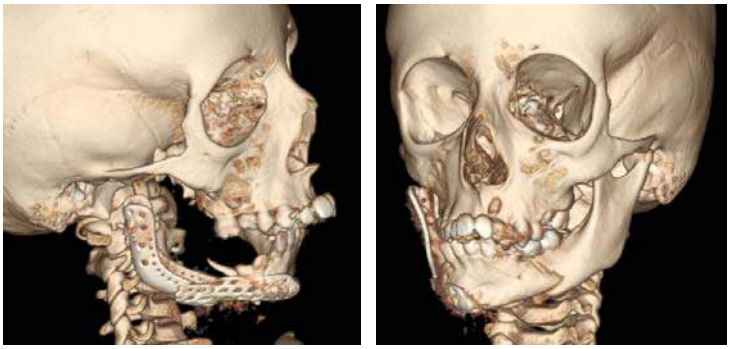


Figura 1: Fractura de la malla y la mandíbula.

La fabricación de la prótesis a medida se realizó en titanio de grado médico. El cuerpo de la prótesis hemimandibular recibió un tratamiento de superficie para aumentar su rugosidad en relación a los tejidos blandos. La fosa evita que la articulación se realice sobre el hueso y dé lugar a una erosión progresiva.

El anclaje de la prótesis se efectuó en el hueso remanente mediante siete tornillos (cuatro bicorticales y tres monocorticales), mientras que la fosa se ancló mediante cuatro de los seis tornillos planificados (todos monocorticales) (Figura 2).

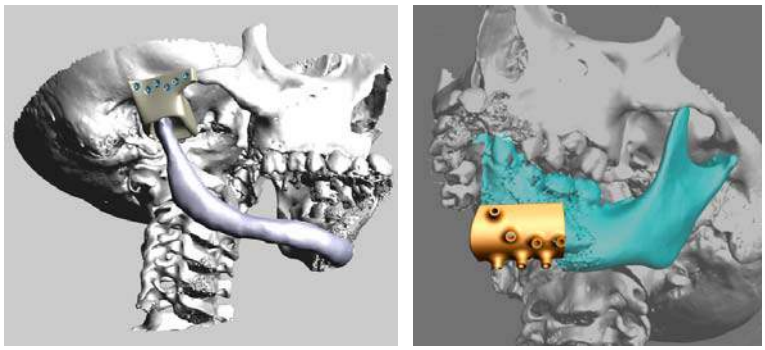


Figura 2: Diseño de la prótesis hemimandibular, fosa y guía de los anclajes.

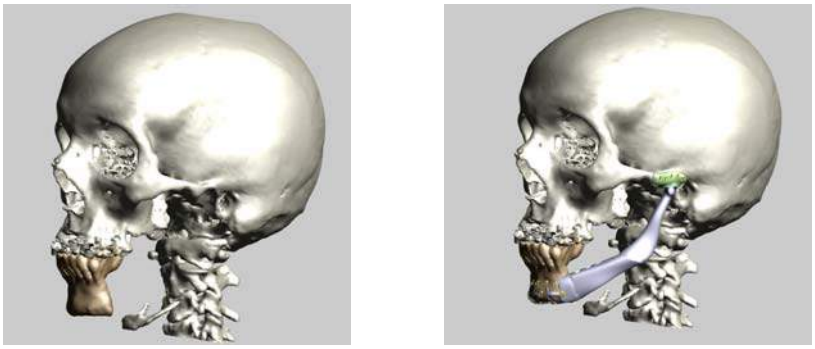
La prótesis hemimandibular a medida en titanio de grado médico se implantó en marzo de 2009 y está en controles clínico y radiológicos periódicos hasta la actualidad.

No han existido complicaciones de exposición del metal, ni infecciones de la prótesis en este periodo. Como era de esperar el crecimiento facial ha dado lugar a un efecto que consiste en la desviación del mentón en la apertura y cierre hacia el lado de la prótesis; ante esta situación se le ofrece como primera indicación la retirada de la prótesis y la reconstrucción de la hemimandíbula mediante autotrasplante de tejidos; o la colocación de una nueva prótesis o fabricación de una calza que coloque la prótesis en la situación anatómica más adecuada. El paciente no nota limitación a la función ni en la estética y prefiere seguir como se encuentra.

2.2. Paciente 2: Necrosis de autotrasplante para reconstrucción hemimandibular

En segundo lugar, presentamos el caso de un paciente que por un cáncer oral y maxilofacial que afectaba a la mandíbula, se tuvo que resecar la hemimandíbula izquierda y reconstruirla mediante un autotrasplante de peroné con anastomosis de las arterias y venas del peroné al lecho receptor. Este proceso de autotrasplante es altamente complejo. Durante su evolución y debido a un síndrome de hipercoagubilidad, se perdió el autotrasplante, precisando aporte de tejidos regionales para cerrar el defecto, sin reconstruir la continuidad mandibular.

Pasado el tiempo de 5 años tras el tratamiento inicial y estando libre de enfermedad oncológica el paciente consulta sobre la opción de reconstruir la hemimandíbula, puesto que no podía realizar una función masticatoria adecuada, tal y como puede observarse en la Figura 3 (a). Se le indica como primer opción la reconstrucción mediante otro autotrasplante, opción que rechaza, y como segunda opción una prótesis a medida en titanio de grado médico. Tras sopesar con el cirujano los pros y contras de la intervención da su consentimiento para que le sea implantada la prótesis.



(a) (b)

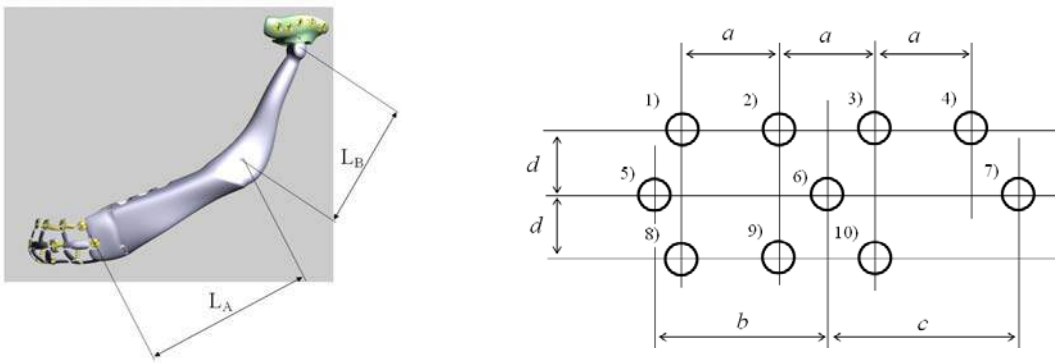
Figura 3: Diseño de la prótesis hemimandibular, fosa y guía de los anclajes.

Para el anclaje de la prótesis se insertaron diez tornillos al hueso mandibular remanente (siete bicorticales y tres monocorticales) y para el anclaje de la fosa cinco tornillos monocorticales (Figura 3(b)). En la evolución clínica desde la implantación en junio de 2011 hasta la actualidad, la prótesis está bien tolerada, sin movilidad anormal y manteniendo los requerimientos mecánicos de la masticación.

2.3. Análisis mediante elementos finitos

Cada paciente precisa de una prótesis que se adecúe a la geometría de su mandíbula. La fabricación CAD/CAM para prótesis a medida en titanio de grado médico es una realidad al fusionar los procesos de fabricación y la integración de las técnicas de imagen radiográficas [3,4]. En este estudio se va a analizar la distribución de las tensiones y deformaciones que se generan en torno a los tornillos que unen la prótesis al hueso.

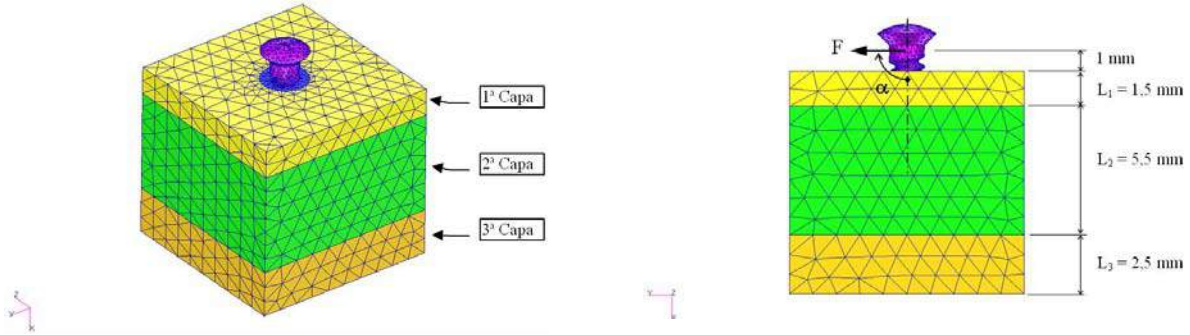
No existe información en la literatura científica en torno a las fuerzas de masticación en los casos en los que se ha extirpado parte de la mandíbula y la musculatura adyacente. Para solventar esta falta de información se ha utilizado la fuerza de masticación que tendría una persona en condiciones normales, tal y como se ha realizado en otros trabajos [2]. Se ha aplicado una fuerza de masticación de 300 N en la prótesis del Paciente 2. Las dimensiones longitudinales de esta prótesis son L_A = 59 mm y L_B = 48,6 mm (Figura 4(a)). Por otra parte, las distancias que definen la posición de los diez tornillos son las siguientes: a = 6,7 mm, b = 9 mm, c = 13,7 mm y d = 8 mm (Figura 4(b)). La fuerza de masticación ha generado que el tornillo más solicitado de la unión, en este caso el tornillo número 7, soporte una fuerza de 32 N.



(a) (b)

Figura 4: Diseño de la prótesis hemimandibular, fosa y guía de los anclajes.

Se ha modelizado por una parte el tornillo de 1,5 mm de diámetro y 11 mm de longitud, y por otra parte, el hueso en torno a este tornillo. En lo referente al hueso, tiene una sección cuadrada de lado 10 mm y está modelado en tres capas de alturas 1,5 mm, 5,5 mm y 2,5 mm respectivamente, tal y como se aprecia en la Figura 5 (a) y (b).



(a) (b)

Figura 5: Modelado del tornillo y las tres capas de hueso.

El mallado de todas las partes del modelo se ha realizado utilizando elementos tetraédricos de 10 nodos (Tet10). Los nodos en común que comparte el tornillo con el hueso están unidos para simular que el tornillo está unido de forma rígida al hueso, de la misma forma que los nodos que coinciden en las superficies en común de las diferentes capas del hueso, en este caso para simular que el hueso está formado por un único cuerpo [5].

En lo que respecta a los materiales, el tornillo es de titanio, considerado homogéneo, isótropo y elástico lineal. Por otra parte, se han utilizado dos tipos de hueso: el cortical y el esponjoso. El hueso por naturaleza es heterogéneo, anisótropo y tiene una estructura que le confiere una tensión última y módulo de elasticidad diferente en caso de trabajar a compresión o a tracción [6]. De todas formas, para analizar la influencia de la fijación monocortical o bicortical, así como de la inclinación de la fuerza, procediendo como en otros trabajos [5, 7, 8], se ha considerado el hueso como un material homogéneo, isótropo y elástico lineal cuando los materiales no superan su límite elástico. En la Tabla 1 se recogen los valores del módulo de elasticidad (E), coeficiente de Poisson (ν) y límite elástico (σ_e) adoptados para cada material [9, 10].

Tabla 1: Propiedades de los materiales.

Material	E (MPa)	ν	σ_e (MPa)
Titanio	110.000	0,33	880
Hueso cortical	14.700	0,3	130
Hueso esponjoso	490	0,3	2

Las cargas se han aplicado al tornillo, en los nodos situados a 1 milímetro por encima de la 1ª capa del hueso. Esta carga ha sido en todos los casos de F = 32 N y ha estado aplicada con una inclinación respecto del eje del tornillo de α = 60º, 90º, -la de la Figura 5 (b)-, y 120º. A los nodos situados en las caras laterales del hueso se les han restringido los desplazamientos en las tres direcciones.

El tornillo contacta con el hueso en su totalidad en la 1ª y 2ª capa, y en los 2 milímetros superiores de la 3ª capa. En la práctica clínica, la fijación será monocortical o bicortical, en función de que el tornillo esté insertado en una zona del hueso con una sola capa de hueso cortical o dos capas de hueso cortical.

Para simular la fijación monocortical, se ha creado un modelo, en el que se ha asignado la propiedad de hueso cortical a la 1ª capa y hueso esponjoso a la 2ª y 3ª capa. Análogamente, para simular la fijación bicortical, se ha creado otro modelo, en el que se ha asignado la propiedad de hueso cortical a la 1ª y 3ª capa, y hueso esponjoso a la 2ª capa.

Por lo tanto se van a mostrar resultados de 6 simulaciones provenientes de dos modelos con hueso monocortical o bicortical, y en cada modelo, tres direcciones de aplicación de la fuerza.

Los trabajos de pre y post procesado se han llevado a cabo con el software MSC.Patran 2010 for MD Nastran, mientras que los cálculos se han ejecutado con el software MSC.MD Nastran 2008.

3. Resultados

Se van a considerar los resultados, correspondientes a tensiones y desplazamientos, obtenidos en cada una de las seis simulaciones realizadas.

3.1. Tensiones

Para analizar las tensiones, se ha tomado como referencia la tensión de Von Mises. En la Figura 6 se muestra el mapa de tensiones producido en el tornillo, con modelización de hueso monocortical y ángulo de aplicación de la fuerza de 90º.

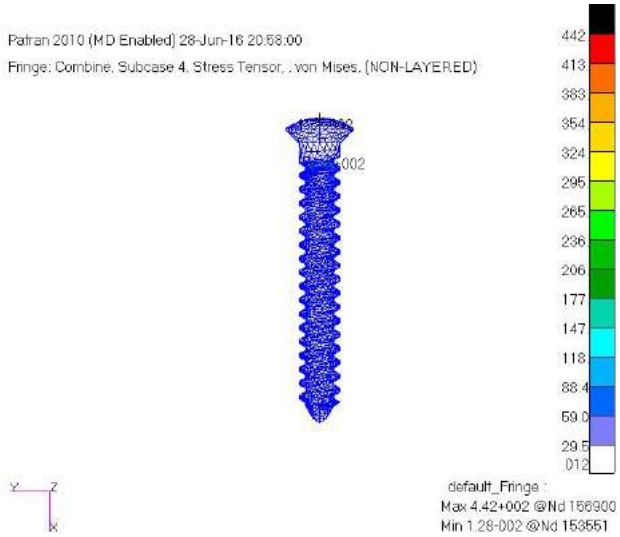


Figura 6: Tensiones de Von Mises (MPa) en el modelo monocortical y $\alpha = 90º$.

En la Figura 7 se muestran los valores de tensiones máximas de Von Mises producidas en el tornillo en los modelos con hueso monocortical o bicortical, y con diferente inclinación de la fuerza.

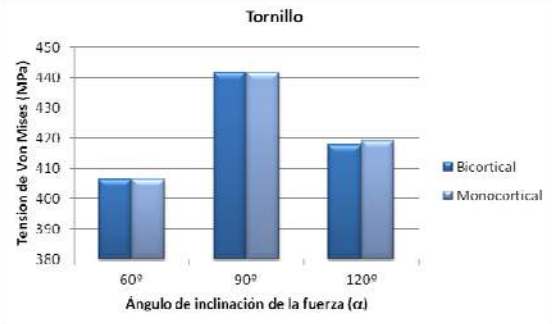
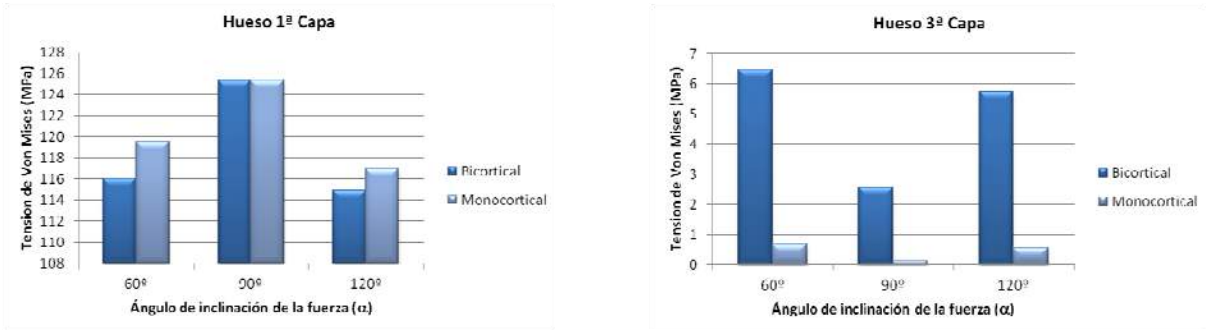


Figura 7: Valores máximos de la tensión de Von Mises (MPa) en el tornillo.

En cuanto a la tensión máxima producida en el hueso, se van a analizar los valores máximos por cada capa. En la Figura 8 (a) se muestran los valores máximos de la tensión de Von Mises producidos en la 1ª capa del hueso.



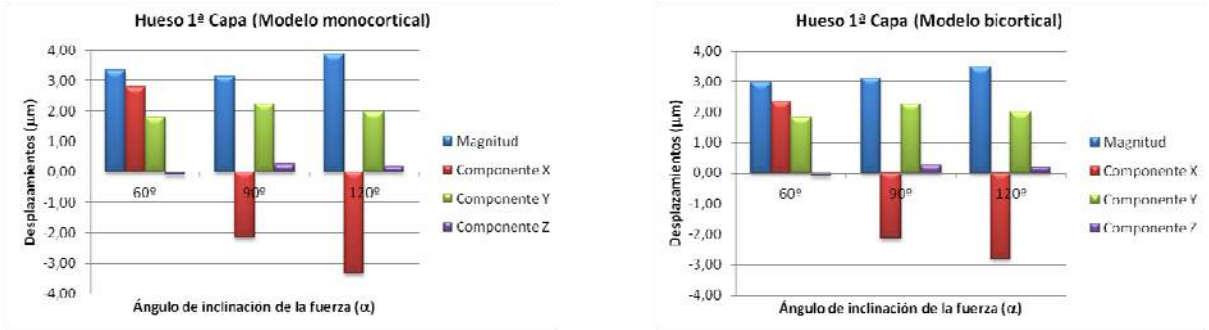
(a) (b)

Figura 8: Valores máximos de la tensión de Von Mises (MPa) en la 1ª y 3ª capa del hueso.

La 2ª capa del hueso está formado en todos los modelos con hueso esponjoso y la tensión máxima de Von Mises es alrededor de 1,2 MPa en todos los casos, sin presentar ninguna tendencia clara ni por la configuración monocortical o bicortical, ni por el ángulo de inclinación de la carga. En la Figura 8 (b) se muestran los valores máximos de tensiones de Von Mises en la 3ª capa del hueso, siendo esta capa de hueso esponjoso en el caso de modelo monocortical, y de hueso cortical en el caso de modelo bicortical.

3.2. Desplazamientos

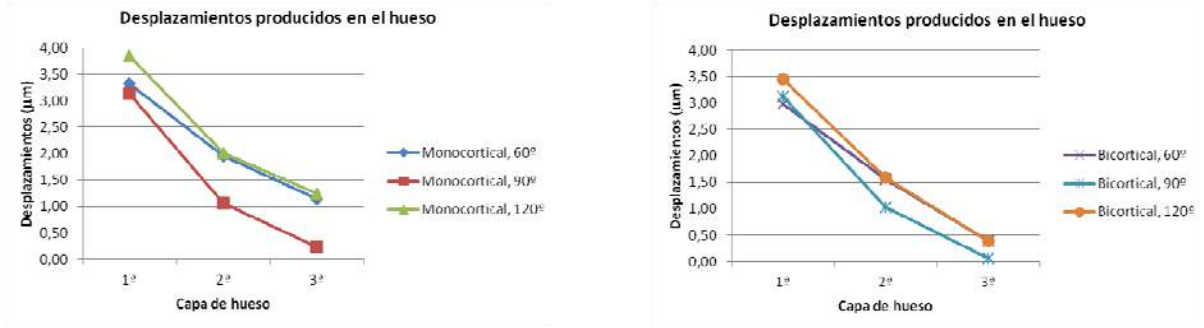
A continuación se estudiarán, para cada caso, los desplazamientos producidos en el hueso. La Figura 9 (a) muestra la magnitud y las componentes de los desplazamientos en la 1ª capa del hueso del modelo monocortical, mientras que la Figura 9 (b) lo hace para el modelo bicortical.



(a) (b)

Figura 9: Valores máximos de desplazamientos (µm) en la 1ª capa del hueso, modelo monocortical y bicortical.

En la Figura 10 se han representado los valores máximos de los desplazamientos absolutos en cada análisis realizado, para poder comparar la influencia de la fijación monocortical o bicortical del tornillo, así como la repercusión del ángulo de inclinación de la fuerza en el desplazamiento del hueso.



(a) (b)

Figura 10: Valores máximos de desplazamientos (µm) en cada capa del hueso de las seis simulaciones realizadas.

4. Discusión

Los valores máximos de tensión en el tornillo se presentan cuando el ángulo de inclinación de la fuerza (α) es de 90º. Los valores de la tensión máxima producidos en el implante no difieren sustancialmente entre los modelos monocortical y bicortical.

La tensión en la 1ª capa de hueso (cortical externa) es máxima cuando el ángulo de aplicación de la fuerza es de 90º, característica que también se obtuvo en otros trabajos [11]. Además tiene el mismo valor si la fijación es monocortical o bicortical. Cuando el ángulo es de 60º ó 120º, se produce mayor tensión en la 1ª capa de hueso del modelo monocortical.

Los valores de tensión máxima en la 2ª capa de hueso (hueso esponjoso) son muy similares y no presentan variación respecto a la fijación monocortical o bicortical del implante, ni tampoco en función de la inclinación de la fuerza.

La tensión máxima producida en la 3ª capa del hueso (cortical interna) es muy superior en los modelos con hueso bicortical, debido a su mayor rigidez.

En cuanto a los desplazamientos que se producen en el hueso, en la 1ª capa las componentes principales son la componente X (que coincide con el eje del tornillo) y la componente Y (en la cual está aplicada la fuerza). En la 2ª y 3ª capa, prácticamente la totalidad del desplazamiento del hueso se produce en la dirección del eje del tornillo, es decir, en la componente X.

Para una inclinación de la fuerza realizada en la fijación monocortical y bicortical, en todos los casos, se aprecia en el modelo bicortical menores desplazamientos en el hueso [12]. A medida que se aleja la inclinación de la fuerza de los 90º, el desplazamiento en el modelo bicortical es menor con respecto al modelo monocortical.

Por último, con carácter más general, debe tenerse presente que la fabricación e implantación de las prótesis a medida es un proceso multidisciplinar, con análisis “caso a caso”, que amplía las opciones reconstructivas en el área cráneo-oral y maxilofacial y da lugar a la cirugía personalizada [13, 14].

5. Conclusiones

En el tratamiento de defectos hemimandibulares en pacientes clínicos, el anclaje de las prótesis a medida mediante tornillos monorticales y bicorticales es adecuada desde un punto de vista teórico- práctico.

La fijación bicortical produce menor tensión y menor desplazamiento en la 1ª capa del hueso (cortical externa), que es la zona del hueso más solicitada.

En lo que respecta a la tensión máxima que sufre el tornillo, los resultados demuestran que la monocorticalidad o bicorticalidad del tornillo no tiene influencia significativa en los resultados.

A medida que el ángulo de inclinación de la fuerza se aleja de los 90º, se produce menor tensión en la 1ª capa del hueso (cortical externa). Además, cuando el ángulo es superior a 90º, se produce mayor desplazamiento en el hueso.

6. Referencias

[1] A. Wagner, W. Krach, K. Schicho, G. Undt, O. Ploder, R. Ewers. A 3-dimensional finite element analysis investigating the biomechanical behavior of the mandible and plate osteosynthesis in cases of fractures of the condylar process. Oral Surgery, Oral Medicine, Oral Pathology, Oral Radiology and Endodontics, 94(6) (2002), 678-686.

[2] N. Narra, J. Valášek, M. Hannula, P. Marcián, G.K. Sándor, J. Hyttinen, J. Wolff. Finite element analysis of customized reconstruction plates for mandibular continuity defect therapy. Journal of Biomechanics, 47 (2014), 264-268.

[3] S. Singare, L. Yaxiong, L. Dichen, L. Bingheng, H. Sanhu, L. Gang. Fabrication of customised maxillo-facial prosthesis using computer-aided design and rapid prototyping techniques. Rapid Prototyping Journal, 12(4) (2006), 206-13.

[4] M. Qin,Y. Liu, L. Wang, J. He, M. Xuan, C. Hua, D. Li, Z. Jin, X. Wang. Design and optimization of the fixing plate for customized mandible implants. Journal of Cranio-Maxillofacial Surgery, 43(7) (2015), 1296-1302.

[5] N. Okumura, R. Stegaroiu, H. Nishiyama, K. Kurokawa, E. Kitamura, T. Hayashi, S. Nomura. Finite element analysis of implant-embedded maxilla model from CT data: Comparison with the conventional model. Journal of Prosthodontic Research, 55(1) (2011), 24-31.

[6] S. Singh, S. Mogra, V. S. Shetty, S. Shetty, P. Philip. Three-dimensional finite element analysis of strength, stability, and stress distribution in orthodontic anchorage: A conical, self-drilling miniscrew implant system. American Journal of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics, 141 (2012), 327-336.

[7] A. Suzuki, T. Masuda, I. Takahashi, T. Deguchi, O. Suzuki, T. Takano-Yamamoto. Changes in stress distribution of orthodontic miniscrews and surrounding bone evaluated by 3-dimensional finite element analysis. American Journal of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics, 140 (2011), 273-280.

[8] M. I. F. Jasmine, A. A. Yezdani, F. Tajir, R. M. Venu. Analysis of stress in bone and microimplants during en-masse retraction of maxillary and mandibular anterior teeth with different insertion angulations: A 3-dimensional finite element analysis study. American Journal of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics, 141 (2012), 71-80.

[9] H. H. Ammar, P. Ngan, R. J. Crout, V. H. Mucino, O. M. Mukdadi. Three-dimensional modeling and finite element analysis in treatment planning for orthodontic tooth movement. American Journal of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics, 139(1) (2011), e59-e71.

[10] I. Chou, S. Lee, Jiang, C. Effects of implant neck design on primary stability and overload in a type IV mandibular bone. International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering, 30(11) (2014), 1223-1237.

[11] T. Liu, C. Chang, T. Wong, J. Liu. Finite element analysis of miniscrew implants used for orthodontic anchorage. American Journal of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics, 141 (2012), 468-476.

[12] B. T. Brettin, N. M. Grosland, F. Qian, K. A. Southard, T. D. Stuntz, T. A. Morgan, S. D. Marshall, T. E. Southard. Bicortical vs monocortical orthodontic skeletal anchorage. American Journal of Orthodontics and Dentofacial Orthopedics, 134 (2008), 625-635.

[13] E. P. Kavanagh, C. Frawley, G. Kearns, F. Wallis, T. McGloughlin, J. Jarvis. Use of finite element analysis in presurgical planning: treatment of mandibular fractures. Irish Journal of Medical Science, 177(4) (2008). 325-331.

[14] S. Atilgan, B. Erol, A. Yardimeden, F. Yaman, M.C. Ucan, N. Gunes, Y. Atalay, I. Kose. A three dimensional analysis of reconstruction plates used in different mandibular defects. Biotechnology & Biotechnological Equipment, 24(2) (2010), 1893-1896.

Comparación de dos diseños de dedo protésico subactuado: tendón vs. sistema articulado

J. Andrés-de la Esperanza[1], A. Pérez-González[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universidad Jaume I. fandres@uji.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universidad Jaume I. aperez@uji.es*

El diseño de las manos protésicas tiende hacia diseños más antropomorfos tratando de mantener la simplicidad en el control. A pesar de que número de grados de libertad de la mano humana es mayor de veinte, estos no son totalmente independientes, sino que mantienen cierto grado de correlación en los agarres comunes. Esta sinergia se materializa en el diseño de algunos dedos protésicos que fuerzan el movimiento coordinado de los tres segmentos de dedo mediante cadenas cinemáticas de barras articuladas y un solo motor. Otros diseños utilizan los conceptos de subactuación y agarre adaptativo mediante muelles y/o cables, con un solo motor. En el presente estudio, dos diseños diferentes de dedo índice protésicos fueron modelados en Matlab®: el Modelo-B, derivado del diseño del dedo TBM (Toronto/Bloorview/Macmillan) y movido por un sistema de barras articuladas; y el Modelo-T, accionado por un cable (a modo de tendón) pasante por cada una de las falanges. En ambos modelos se consideraron pesos despreciables, así como la presencia de un resorte de torsión (1 Nmm/rad) en cada una de las tres articulaciones, favoreciendo la extensión. Se realizó una secuencia de análisis cuasi-estático desde la extensión completa hasta la flexión máxima con dos escenarios: a) sin fricción y b) considerando fricción en las articulaciones entre eslabones y, para el Modelo-T, también en las vainas tendinosas. La ventaja mecánica se obtuvo como un cociente entre una fuerza unitaria de salida, normal a la falange distal, y la fuerza de entrada calculada en el mecanismo. Se compararon ambas alternativas en términos de ventaja mecánica y eficiencia. Los resultados indican que el Modelo-T tiene mejor ventaja mecánica que el Modelo-B para las posiciones más extendidos de la mano, pero peor para las posturas más flexionadas, siendo el rendimiento superior para el Modelo-B.

1. Introducción

La mano humana es uno de los sistemas mecánicos más complejos de la naturaleza, con 27 huesos (incluyendo los de la muñeca), 18 articulaciones y más de 20 grados de libertad (GDL). Unos 30 músculos entre mano y antebrazo y todo un sistema de tendones y ligamentos se encargan de accionar y limitar los grados de libertad. Este complejo sistema biomecánico es controlado por una densa red de nervios conectados al sistema nervioso central, de tal modo que pese al elevado número de grados de libertad implicados, el control es inmediato y muy eficiente. El cerebro, ayudado por la información sensorial humana, es capaz de adaptar la posición de la mano y los esfuerzos de contacto en sus diferentes zonas a los requerimientos de las diferentes tareas de la vida diaria, tanto si éstas requieren esfuerzos elevados como si exigen una precisión máxima.

La tecnología actual no ha permitido hasta el momento conseguir emular la versatilidad de este complejo sistema neuromotor. Sin embargo, el diseño y construcción de manos artificiales antropomorfas ha despertado un gran interés desde dos perspectivas relevantes: la *robótica* y la *tecnología protésica*.

En la *robótica*, uno de los principales objetivos de investigación es conseguir la misma estabilidad y destreza de manipulación que tiene la mano humana [1], aunque los manipuladores robóticos son más sencillos que la mano humana para simplificar y hacer abordable el complejo problema de control. Esta simplificación del manipulador robótico frente a la mano humana conlleva en contrapartida una pérdida de aptitud para el agarre y manipulación de una amplia variedad de objetos, limitándose de forma importante el número de objetos con geometría diferente que pueden manipularse ([2][3][4][5]). Esto puede ser válido en ambientes industriales, pero es más problemático en el campo de la robótica de servicio. Otro campo de aplicación en este contexto es el desarrollo de manos artificiales para asistir a personas con discapacidad o limitaciones funcionales [6]. Por ello, en años recientes se ha incrementado el desarrollo de manipuladores antropomorfos en el campo de la robótica de los cuales se muestran ejemplos en la Figura 1 (Barret Hand, Manus Colobi, LMS Hand, TBM Hand, DLR II Hand,

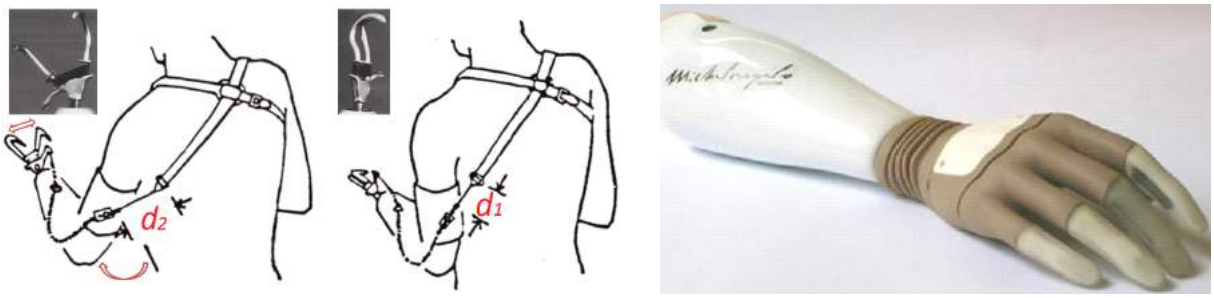
Tuat/Karlsruhe Hand, BUAA Hand, Gifu II Hand, RTR II Hand, Standford JPL Hand, Torino Hand, MA-I Hand, SARAH Hand, MIT hand, RCH-I hand, Shadow Hand) [7].



(a) (b)

Figura 1: Ejemplos de manos antropomorfas robóticas: DLR Hand Arm system (a), Shadow Hand (b)

El campo de la *tecnología protésica* tiene un evidente interés social y de bienestar. El diseño de manos protésicas ha evolucionado considerablemente en las últimas décadas: de los modelos tradicionales (doble gancho con un único grado de libertad de apertura y cierre accionado de forma mecánica a través de cables, Figura 2(a)) se ha avanzado hacia modelos más similares a la mano humana (Figura 2 (b)), con accionamiento mioeléctrico a través de electrodos de electromiografía (EMG) superficial utilizando los músculos del muñón remanente. En esta evolución, y en el medio y largo plazo, hay un claro impacto de la *robótica*: la mejora de los métodos de control ha permitido incorporar más dedos y más grados de libertad a las prótesis más modernas utilizando un control secuencial ([8][9][10]). En el control secuencial sólo uno de los grados de libertad es utilizando en cada instante y se emplean señales clave desde el músculo (doble o triple impulso al músculo, impulsos de diferente duración, etc.) para pasar de uno a otro grados de libertad. En otros casos se usan botones para cambiar el modo de agarre o grado de libertad actuado por los músculos y en muchos casos el pulgar o la muñeca requieren una acción mecánica con la otra mano para pasar de uno a otro modo de agarre. Ejemplos de las prótesis más modernas que utilizan control secuencial (todas ellas con una antigüedad inferior a los 7-8 años) son la prótesis iLimb de Touch Bionics, la prótesis BeBionic 3 de RSLSteeper y la prótesis Michelangelo de OttoBock.



(a) (b)

Figura 2: Prótesis de mano con forma de gancho doble (a), prótesis mioeléctrica *Michelangelo* (*Otto-Bock*) (b)

Se estima que aproximadamente tres millones de personas en el mundo necesitan de una prótesis de mano, y que 8 de cada 10 de estas personas vive en países en vias de desarrollo. Como consecuencia, sólo el 5% tiene acceso a soluciones protésicas [11], y muchos usuarios potenciales ni siquiera se plantean su uso por su elevado coste. Una prótesis mioeléctrica actual puede suponer un coste entre los 40.000-80.000 €, lo que claramente supone una limitación para la mayor parte de los amputados incluso en los países desarrollados. Además, en muchos casos las manos antropomorfas son rechazadas debido a diferentes razones como la falta de un control intuitivo para el usuario, la ausencia de adecuado feedback o la insuficiente funcionalidad [12]. Por tanto, y desde las dos perspectivas anteriormente presentadas, el diseño de prótesis antropomorfas se enfrenta a importantes retos no resueltos en materias de diseño mecánico, sensorización, controles y actuadores, y reducción del coste.

Algunos grupos de investigación han dirigido su objetivo a la reducción del coste de los manipuladores antropomorfos utilizando sistemas mecánicos y de control fácilmente accesibles de forma comercial y por tanto con coste reducido, lo que haría accesibles estos sistemas a naciones en vías desarrollo o a usuarios con bajos recursos ([7][13][14]). Este aspecto es especialmente importante cuando hablamos de prótesis de mano para niños, que deben ir adaptando su tamaño al ritmo de crecimiento. Además, en los últimos años, la mayor concienciación social y el fácil acceso a la informática y tecnologías de prototipado rápido de bajo coste, como la impresión 3D, ha popularizado que estos retos se estén afrontando desde una perspectiva DIY (*Do It Yourself*). Así lo demuestran numerosas corrientes filantrópicas que ponen a disposición de cualquier usuario diseños con

premisas de bajo coste y libre distribución: *Bionicohand* [15], *Enablingthefuture* [16], *Openhandproject* [17], *Victoriahandproject* [11] o, a nivel nacional, *Exandounamano* [18].

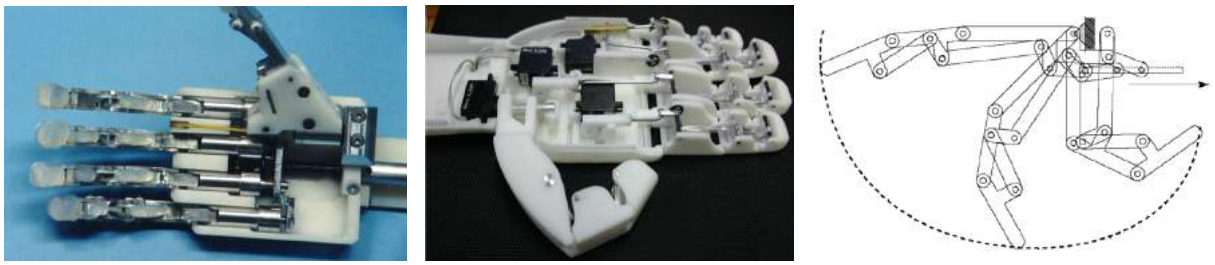
Todas estas corrientes afrontan el reto del *diseño mecánico* de prototipos de mano antropomorfas desde la sub-actuación, es decir, presentando un número de grados de libertad (GDL) superior al número de actuadores o motores, buscando así una correspondencia con la mano humana en la cual, a pesar del elevado numero de GDL, estos mantienen cierto grado de correlación en los agarres comunes [19]. Esta sinergia se materializa de diferentes formas en el diseño de algunos dedos protésicos: algunas manos usan cables inspirados en los tendones de la mano humana ([15][16][17][18][20][21]) para mover simultáneamente varios grados de libertad del mismo dedo; otras en cambio emplean mecanismos articulados ([11][7][22][23]) para este fin. Adicionalmente, el grado de sub-actuación también afecta a la decisión sobre el número de motores necesarios para mover los dedos: si bien, un motor para cada dedo (dos para el pulgar) representa un sistema bastante versátil para el agarre, hay que tener en cuenta que el número de motores incrementa el peso y la complejidad de control, lo que resulta problemático especialmente en el caso de prótesis de mano. Algunas manos utilizan un mismo motor para mover de forma coordinada los dedos medio, anular e índice [24]. El estudio del grado de sub-actuación idóneo y el diseño mecánico óptimo para ello, así como el análisis de los sistemas de actuación idóneos para reducir el consumo y peso sin comprometer la fuerza de apriete, son hoy en día un campo abierto para la investigación.

El grupo de Biomecánica y Ergonomía de la Universidad Jaume I de Castellón (BE-UJI) no es ajeno a los retos presentados: en el marco del proyecto DEVALHAND (*Design and evaluation of anthropomorphic hands by using grasping simulation. Application to the design and control of prosthethic hands*, [25]) se pretende proponer diseños de manos antropomórficas, incluyendo sus sistemas electromecánicos de actuación, que permitan optimizar los indicadores de calidad definidos y reducir el coste de diseño y fabricación mediante el empleo de elementos comerciales y técnicas de prototipado rápido. Así, la comparación de indicadores como la ventaja mecánica o el rendimiento puede optimizar las capacidades prensiles de la mano, reduciendo el tamaño y consumo de los actuadores, si bien también se pueden plantear otros condicionantes desde la perspectiva del diseño y fabricación. El presente estudio realiza una comparativa entre los dos sistemas de sub-actuación presentados: transmisión por cable a modo de tendón, o mecanismo de barras articuladas.

2. Material y métodos

2.1. Modelos de mano

Se materializaron dos prototipos de prótesis antropomórficas por medio de impresión 3D: el Modelo-B, movido por un sistema de barras articuladas derivado del diseño del dedo TBM (mecanismo planteado originalmente por la Universidad de Toronto y fundación Bloorview MacMillan, Figura 3(a)) [22][23] y el Modelo-T, accionado por un cable (a modo de tendón) pasante por cada una de las falanges. Los prototipos fueron diseñados en Solidworks® para su fabricación en poliácido láctico (PLA) en una impresora 3D. El poliácido láctico (PLA) es sintetizado a partir de materiales biocompatibles tales como almidón de maíz, lo que lo hace adecuado para su contacto con la piel de potenciales usuarios de la prótesis.



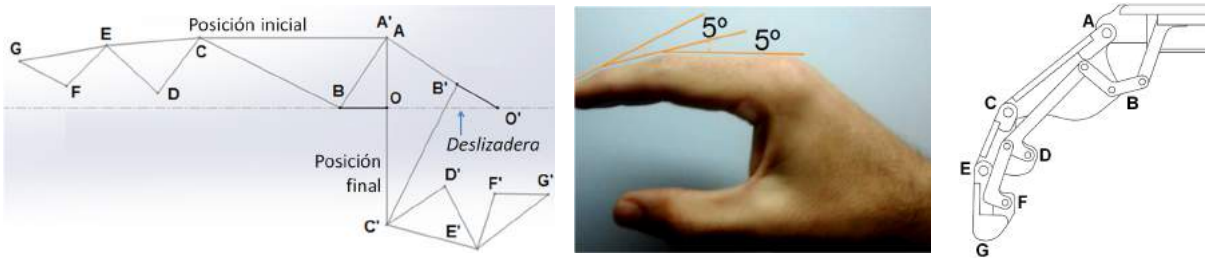
(a) (b) (c)

Figura 3: Prototipos de mano protésica actuadas por barras articuladas siguiendo el diseño de dedo TBM: (a) [22] y (b) [23]. Mecanismo de barras utilizado en el prototipo de TBM. (c) [22].

En el prototipo TBM original, todos los dedos tienen el mismo tamaño, con la variante de que el dedo meñique está anclado en una ubicación más proximal sobre la palma buscando el antropomorfismo, ver FIGURA **3**a. Para su rediseño, el grupo BE-UJI consideró un tamaño de mano promedio de un hombre de mediana edad: las dimensiones de las falanges se han extrapolado de estudios realizados por el propio grupo BE-UJI [26] y por Binvignat et al. [27].

En el diseño del Modelo-B, se llevó a cabo un proceso de *síntesis dimensional* para determinar la geometría de los eslabones articulados en F, D y B (Figura 4(a)), de modo que la flexión se realizase pasando por dos

posiciones límite, con el dedo extendido y flexionado, mostradas en la misma Figura 4(a) [28]. Para mayor naturalidad en la postura inicial más extendida, en los dedos índice, medio, anular y meñique se estableció un ángulo de flexión de 5º entre las falanges en las articulaciones interfalángicas (Figura 4(b)). En la postura más flexionada se supuso un incremento en los ángulos de flexión de 90º, 70º y 47º respectivamente en las articulaciones metacarpofalángica, interfalángica medial e interfalángica distal, acordes al agarre de un objeto de pequeño diámetro. La Figura 4(c) muestra el mecanismo sintetizado.



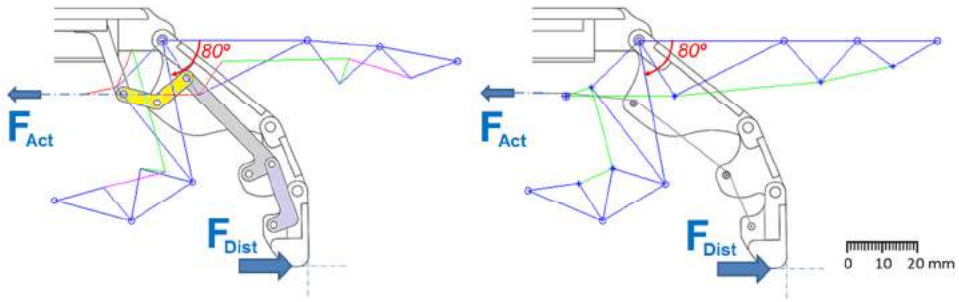
(a) (b) (c)

Figura 4: Dedo de tres falanges en posiciones límite inicial y final, con los principales puntos de interés (a). Ángulo de flexión de 5º en las articulaciones interfalángicas (b). Mecanismo sintenizado para el Modelo-B (c)

Las falanges del Modelo-T tienen la misma geometría que las del Modelo-B, si bien la actuación se lleva a cabo por medio de un cable a modo de tendón que, partiendo de F, pasa por las vainas tendinosas situadas en D y B,

2.2. Análisis de los modelos de dedo

Dos dedos índice protésicos, uno correspondiente al Modelo-B y otro al Modelo-T, fueron modelados en Matlab® para su comparación. La longitud de las falanges fue 22 mm para la distal (EG, Figura 4(a)), 20 mm para la medial (CE) y 40 mm para la proximal (AC). En ambos modelos se consideraron pesos despreciables, así como la presencia de un resorte de torsión (1 Nmm/rad) en cada una de las tres articulaciones, favoreciendo la extensión. Se realizó una secuencia de análisis cuasi-estático desde la extensión completa hasta la flexión máxima (establecida en 80º de la falange proximal respecto de la palma, Figura 5) con dos escenarios: *i*) sin fricción y *ii*) considerando fricción en las articulaciones entre eslabones (radio *r=1,5 mm, coeficiente de rozamiento* μ*=0,5*) y, para el Modelo-T, también en las vainas tendinosas (ecuación de Eytelwein, $\mu = 0,5$).



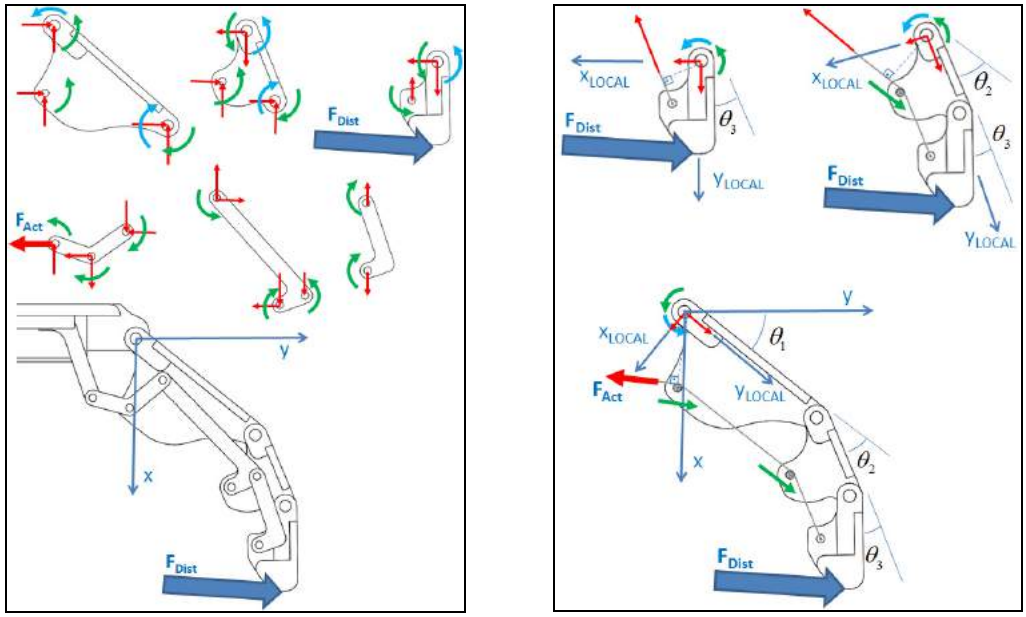
(a) (b)

Figura 5: Secuencia de análisis cuasi-estático desde la extensión completa hasta la flexión máxima en ambos modelos de diseño de dedo índice: (a) Modelo-B; (b) Modelo-T.

Para la secuencia de análisis cuasi-estático, fue necesario resolver el problema de posición y equilibrio del dedo. La resolución se abordó de forma diferente para cada modelo de dedo:

- En el caso del Modelo-B, el problema de posición se resuelve fácilmente por métodos geométricos, variando la posición de la deslizadera de accionamiento (punto O de la Figura 4(a)). Con los datos de posición conocidos, se planteó y resolvió el correspondiente problema de equilibrio estático considerando F_{Dist}=1 N aplicada en el extremo distal del dedo (punto G en la Figura 4) y obteniendo la fuerza de accionamiento necesaria en la deslizadera (F_{Act}). Dado que el par que introduce cada resorte es proporcional a su ángulo en cada postura y que, en el límite del equilibrio estático, la fricción es proporcional al esfuerzo en cada articulación, ambos escenarios (*i*) y (*ii*) plantean un problema de 15 ecuaciones con 15 incógnitas (véase Figura 6(a)).
- En el caso del Modelo-T, el problema de posición y el de equilibrio están acoplados, ya que los cambios en posición implican cambios en los brazos de momento del tendón respecto a cada articulación y en los pares realizados por los resortes de torsión en las articulaciones. La resolución se, planteó

incrementando progresivamente la fuerza de actuación (F_{Act}) y resolviendo iterativamente la posición de equilibrio mediante el planteamiento de equilibrio estático, implicando sucesivamente la falanges distal, el conjunto de falanges distal y medial, y el conjunto de falanges distal, medial y proximal (Figura 6(b)). La ecuación de Eytelwein se empleó para relacionar la tensión del tendón en un tramo con la del siguiente.



(a) (b)

Figura 6: Sistemas sobre los que se plantea el equilibrio cuasiestático, con las reacciones en las articulaciones (en rojo), las fuerzas o pares de rozamiento (en verde) y los momentos de los resortes de las articulaciones (en azul), para cada modelo: Modelo-B (a) y Modelo-T (b).

La ventaja mecánica para cada postura analizada (VM) se obtuvo como el cociente entre la fuerza de salida normal a la falange distal (F_{Dist}) y la fuerza de entrada (F_{Act}) calculada.

El rendimiento (R) se calculó como el cociente entre el trabajo útil de salida y el trabajo de entrada acumulado desde extensión completa hasta la posición de flexión máxima. Como trabajo útil se consideró la suma del acumulado en los resorte de torsión y el realizado por la fuerza de salida (F_{Dist}). El trabajo de entrada correspodió al realizado por la fuerza de entrada (F_{Act}) en su recorrido sobre la deslizadera.

En última instancia, se evaluó, para cada modelo de dedo, la sensibilidad de la ventaja mecánica y el rendimiento a los cambios de posición de los puntos característicos B, D y F (véase Figura 4(a)), correspondientes cada uno de ellos a una de las falanges. Para ello, se realizaron desplazamientos discretos de ± 1 mm de dichos puntos en la direcciones dorsal-palmar (eje X local) y distal-proximal (eje Y local) de cada falange (ver Figura 6(b)). Para el estudio de sensibilidad de la VM se tomó como parámetro el valor promedio de VM en todo el rango de flexión 0-80º. La sensiblidad al cambio de posición se definió empleando la Ecuación 1:

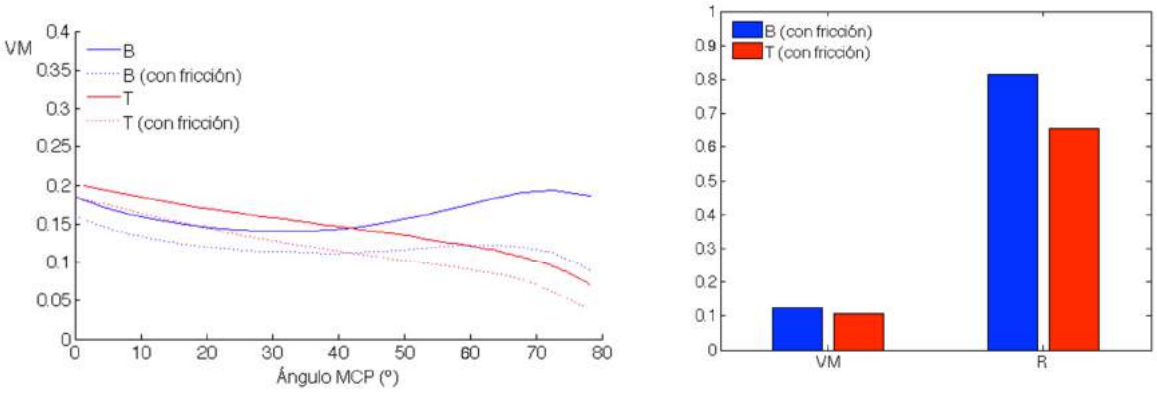
$$S = \frac{I^{+} - I^{-}}{2I} \tag{1}$$

siendo I^{+} el valor del parámetro indicador (VM o R) al realizar un desplazamiento del punto de +1 mm, I^{-} el valor del indicador al realizar un desplazamiento de -1 mm e I el valor del indicador para la posición original de los puntos. De este modo el valor de S representa la sensibilidad relativa de cada indicador al cambio de posición en % por milímetro, indicando el signo de S la dirección en la que debe moverse el punto para mejorar el indicador.

3. Resultados y discusión

La Figura 5(a) muestra el valor de VM frente al ángulo flexionado en la articulación metacarpofalángica (MCP) para cada modelo. Los resultados indican que el modelo subactuado impulsado por tendón (Modelo-T) tiene mejor VM que el Modelo-B para las posiciones más extendidas del dedo, pero peor para las posturas más

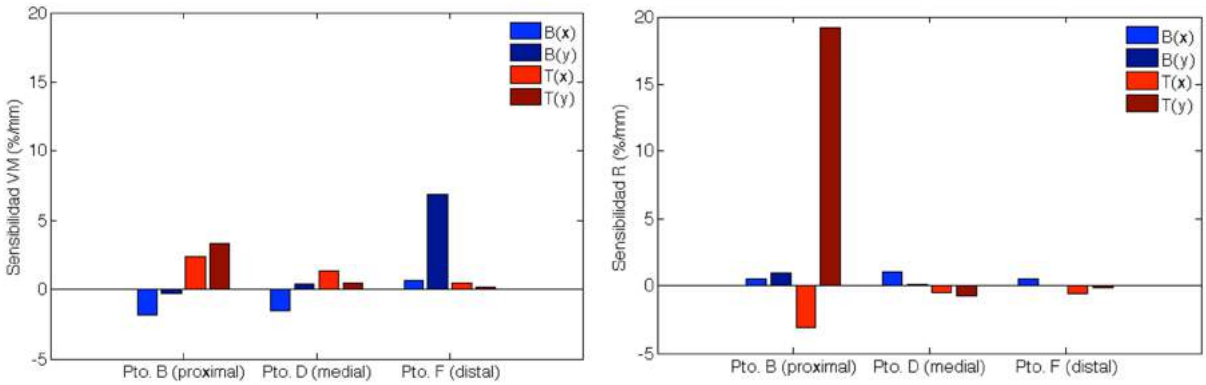
flexionadas. La figura 7(b) muestra el valor promedio de VM y R para todo el rango de flexión considerado, observándose que la VM media es mayor en el Modelo-B (0.12) que en el Modelo-T (0.10) y que el rendimiento también es más alto (0.81 para Modelo-B y 0.66 para Modelo-T).



(a) (b)

Figura 5: Evolución de la VM frente al ángulo flexionado por la articulación MCP (a). VM media y R en el Modelo-T y en el Modelo-B con fricción (b).

La figura 8 muestra los resultados del análisis de sensibilidad de VM y R frente a la variación de ubicación de los puntos B, D y F (figura 4(a)). Se observa que el Modelo-T es algo más sensible a las variaciones de ubicación de los puntos, especialmente en la falange proximal. En particular, es destacable la sensibilidad de R al desplazamiento del punto B, situado en la falange proximal, en la dirección distal/proximal, con valores cercanos al 20%/mm. Sin embargo, el modelo B es más sensible a las variaciones producidas en la posición del punto F, situado en la falange distal, especialmente en términos de VM.



(a) (b)

Figura 6: Sensibilidad de VM (a) y de R (b) frente a la variación de la posición de los puntos B (falange proximal), D (falange medial) y F (falange distal)(ver Figura 4) en sentido palmar/dorsal (x) y distal/proximal (y) para el Modelo-B y para el Modelo-T

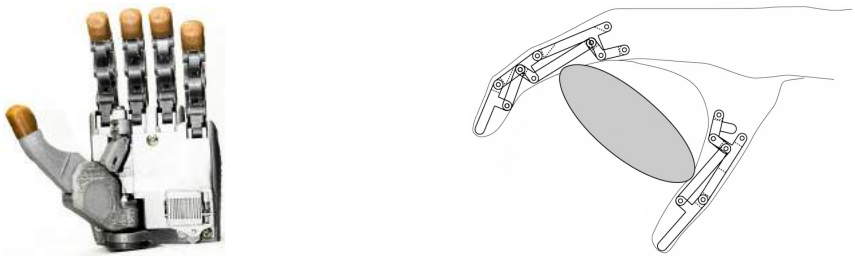
A partir de los resultados mostrados ninguno de los dos modelos de dedo parece claramente ventajoso en el rango de flexión estudiado ya que la ventaja mecánica es similar y, si bien el rendimiento del Modelo-T es inferior, la sensibilidad del mismo a la posición del punto B permite alcanzar rendimientos cercanos a los del modelo-B con pequeños desplazamientos de dicho punto. Por otra parte, las tecnologías de prototipado rápido y la perspectiva DIY sí parecen abogar por el Modelo-T como lo indica la proliferación de esta solución en diseños de bajo coste ([15][16][17][18]). Esto pudiera deberse a varias razones:

- Las fuerzas de prehensión más grandes suelen ir asociadas a objetos de mayor tamaño, lo que implica posiciones más extendidas, en los cuales el Modelo-T muestra mayor VM.
- Se reduce el número de elementos mecánicos a imprimir, ensamblar y reparar, que son sustituidos por un único tendón, presumiblemente de más fácil montaje para un usuario no experto.
- Se reduce el juego entre componentes asociado a las tolerancias dimensionales: la pretensión del tendón y los resortes es capaz de mantener activamente la posición relativa fija entre las falanges. En el caso del Modelo-B, para cualquier postura intermedia del punto O (véase Figura 4(a)), el resto de

articulaciones (A-F) pueden mostrar un juego apreciable si no se montan resortes, como suele ser habitual. La mano Victoria (Victoriahandproject [11]) parece reducir este problema aumentando en ancho del sistema de barras (Figura 7(a)), mejorando así la función de guiado [29].

- La subactuación propia del sistema de accionamiento por tendón del Modelo-T permite un agarre envolvente más natural en objetos de diferentes tamaños. En contraposición, en el Modelo-B la flexión se bloquea cuando cualquiera de las falanges contacta con un objeto, como ya apuntaron los promotores del diseño TBM [22] (véase Figura 7(b)).
- Por la incapacidad de los tendones de trabajar a compresión, el Modelo-T amortigua los impactos fortuitos contra el dorso de las falanges.

El Modelo-B, para el que el valor medio de VM y el R han mostrado ser mayores, no puede ser descartado a expensas de requerir una mayor dedicación en su montaje.



(a) (b)

Figura 7: Sistema de guiado por barras de la mano victoria [11] (a). Dedo TBM bloqueado ante el contacto con un objeto de la falange proximal [22] (b).

4. Conclusiones

En este trabajo se han comparado los parámetros de ventaja mecánica y rendimiento en dos modelos de dedo para mano protésica con tres falanges articuladas entre sí. En el Modelo-B la transmisión del movimiento entre las falanges se realiza con barras articuladas, resultando el dedo una cadena cinemática abierta con un sólo grado de libertad. En el Modelo-T se mantienen los tres grados de libertad realizándose la transmisión del movimiento mediante el uso de una tendón que pasa por puntos o vainas situadas en cada falange. Los resultados indican que, para las dimensiones de las falanges empleadas, el Modelo-B presenta una ventaja mecánica media ligeramente superior a la del Modelo-T y un rendimiento también superior. No obstante el Modelo-T presenta mejores resultados de ventaja mecánica para posiciones más extendidas del dedo y, con cambios ligeros en la posición de los puntos de paso del tendón, permite alcanzar rendimientos similares a los del Modelo-B. Considerando estos resultados y otros aspectos de fabricación y montaje, el Modelo-T puede ser una buena solución para diseños de manos protésicas de bajo coste, si bien el Modelo-B puede ser una alternativa también factible.

5. Agradecimientos

Agradecemos al MINECO y FEDER por el apoyo financiero (proyecto DPI2014-60635-R).

6. Referencias

[1] J. Xu. Towards better Grasping and Manipulation by multifingered robotic hand. Tesis Doctoral. (Hong Kong University of Science and Technology), (People's Republic of China) ((2007)). ISBN: 978-0-549-28365-2

[2] A. Aleotti, S. Caselli. Grasp recognition in virtual reality for robot pregrasp planning by demonstration. Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation, Orlando, USA, (2006).

[3] S. Ekvall, D. Kragic. Interactive Grasp Learning Based on Human Demonstration. Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation, New Orleans, USA. (2004)

[4] K. Harada, K. Kaneko, F. Kanehiro. Fast grasp planning for hand/arm systems based on convex model. Proceedings - IEEE International Conference on Robotics and Automation, Pasadena, California. (2008).

[5] J. Romero, H. Kjellström, D. Kragic. Human-to-Robot Mapping of Grasps. Invited paper in Grasp and Task Learning by Imitation workshop - IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS), Nice, France. (2008)

[6] R. Balasubramanian, V. Santos. The Human Hand as an Inspiration for Robot Hand Development. Springer International Publishing. 2014. ISBN 978-3-319-03017-3

[7] J. E. Parada, N. Nava, M. Cecarelli. A methodology for the design of robotichands with multiple fingers. International Journal of Advanced Robotic Systems, 5(2), (2008), 177–184.

[8] C. W. Martin. Upper Limb Prostheses: A Review of the Literature With a Focus on Myoelectric Hands. Ed. Richmond, B.C. 2011.

[9] S. Micera. J. Carpaneto, S. Raspopovic. Control of hand prostheses using peripheral information. IEEE Reviews in Biomedical Engineering, 3, (2010), 48–68.

[10] R. F. Weir. Design of Artificial Arms and Hands for Prosthetic Applications. Standard Handbook of Biomedical Engineering and Design, (32), 32.1. Ed. McGraw-Hill, 2003. ISBN: 9780071356374

[11] Victoria Hand Project (http://www.victoriahandproject.com/) (Junio 2016)

[12] B. Peerdeman, D. Boere, H. Witteveen, R. H. in 't Veld, H. Hermens, S. Stramigioli, H. Rietman, P. Veltink, S. Misra. Myoelectric forearm prostheses: state of the art from a user-centered perspective. Journal of Rehabilitation Research and Development, 48(6), (2011), 719–37.

[13] A.Sharma, M. M. Noel. Design of a low-cost five-finger anthropomorphic robotic arm with nine degrees of freedom. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 28, (2012), 551–558.

[14] J. Yang, E.P. Pitarch, K. Abdel-Malek, A. Patrick, L. Lindkvist. A multi-fingered hand prosthesis. Mechanism and Machine Theory, 39, (2004), 555–581.

[15] Bionicohand (https://bionico.org/) (Junio 2016)

[16] Enabling the future (http://enablingthefuture.org/) (Junio 2016)

[17] Gibbard, J. Open Hand Project (http://www.openhandproject.org/) (Junio 2016)

[18] EXando una mano (http://exandounamano.com/) (Junio 2016)

[19] M. Santello, M. Flanders, J. F. Soechting. Postural Hand Synergies for Tool Use. The Journal of Neuroscience, 18 (1998), 10105-15.

[20] M. C.Carrozza, G. Cappiello, S. Micera, B. B. Edin, L. Beccai, C. Cipriani. Design of a cybernetic hand for perception and action. Biological Cybernetics, 95, (2006), 629–644.

[21] M. Baril, T. Laliberté, C. Gosselin, F. Routhier. On the design of a mechanically programmable underactuated anthropomorphic prosthetic gripper. Journal of Mechanical Design, 135, (2013), 121008-1/9.

[22] N. Dechev, W.L. Cleghorn, S. Naumann. Multi finger, passive adaptive grasp prosthetic hand. Mechanism Machine Theory, 36 (2001), 1157-73

[23] R. Itzel, A. M. Juárez. Diseño de prótesis mecatrónica de mano, TFG, Universidad Nacional Autónoma de México, México D.F., (2007).

[24] C. Cipriani, M. Controzzi, M. C. Carrozza. The SmartHand transradial prosthesis. Journal of Neuroengineering and Rehabilitation, 8(1), (2011), 29.

[25] Proyecto Devalhand. (https://sites.google.com/a/uji.es/devalhand/) (Junio 2016)

[26] M. Vergara, M. J. Agost, V. Gracia-Ibáñez. Comparison of dorsal and palmar aspect dimensions of hand anthropometry. International Journal of Industrial Ergonomics (Junio 2016, en revisión)

[27] O. Binvignat, A. Almagià, P. Lizana, E. Olave. Biometric Aspects of the Hand in Chilean Individuals. International Journal of Morphology, 30(2), (2012), 599-606.

[28] B. Sospedra. Diseño mecánico de prótesis de mano multidedo antropomórfica infractuada. TFG. Universidad Jaume I, Castellón, España. (2015)

[29] C. Riba. Disseny de màquines I. Mecanismes. Ed. UPC S.L. (1996).

Influencia del paso de rosca de tornillos en sistemas con placas de osteosíntesis. Estudio biomecánico

A. Yánez Santana[1], A. Cuadrado Hernández[2], O. Martel Fuentes[3], G. Garcés Martín[4]

[1]Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Las Palmas de G.C. email: alejandro.yanez@ulpgc.es

[2]Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Las Palmas de G.C. email: alberto.cuadrado@ulpgc.es

[3]Dpto. Ingeniería Mecánica. Universidad de Las Palmas de G.C. email: oscar.martel@ulpgc.es

[4]Hospital Perpetuo Socorro. email: ggarces@imqc.es

En el tratamiento de fracturas óseas, mediante placa de osteosíntesis y tornillos corticales sin bloqueo, la estabilidad de la fijación entre la placa y el hueso requiere que exista suficiente fricción, la cual se consigue aplicando un par de apriete a los tornillos de fijación. Dicho par de apriete no siempre se aplica mediante una técnica objetiva y reproducible. Es común que los cirujanos apliquen un par de apriete basado en lo que ellos perciben como el par óptimo, en función de la calidad del hueso a la que se enfrentan. Por esta razón, la experiencia y habilidad del cirujano juegan un papel muy importante a la hora de aplicar el par adecuado en cada situación.Esto lleva a que, en la práctica, es habitual que se apliquen pares de apriete cercanos al par de apriete máximo soportable por el tornillo, lo cual compromete la resistencia a pull-out del mismo. Son numerosos los estudios que indican que existe una tendencia a pasar de rosca los tornillos, y en algunos de los casos en los que se produce, el fenómeno pasa inadvertido para los cirujanos.Que se produzca el paso de rosca es más probable cuanto menor sea la calidad del hueso. En la literatura, existen estudios que proponen diversas soluciones para recuperar la estabilidad de la fijación cuando uno de los tornillos se ha pasado de rosca. No obstante, no se han encontrado estudios que determinen qué casos son los más desfavorables cuando se produce este fenómeno, en función de la posición que ocupa el tornillo (o tornillos) cuya unión se ha dañado, ni cómo repercute el hecho de dejar tal cual, de forma voluntaria o involuntaria, el tornillo que se ha pasado de rosca. En este artículo se realizan estudios biomecánicos, mediante ensayos in-vitro con huesos de imitación, para evaluar los cambios de rigidez en el sistema placa-tornillo-hueso cuando uno o varios tornillos se han pasado de rosca. Se busca la influencia de la posición y combinaciones de tornillos pasados de rosca en el éxito o fracaso de la intervención quirúrgica.

1. Introducción

En el tratamiento de fracturas mediante sitemas de fijación con placas y tornillos no bloqueados, la estabilidad de la fijación entre la placa y el hueso requiere que exista suficiente fricción entre el hueso y la placa, la cual se consigue aplicando un par de apriete a los tornillos de fijación [1]. Dicho par de apriete no siempre se aplica mediante una técnica objetiva y reproducible. Es común que los cirujanos apliquen un par de apriete basado en lo que ellos perciben como el par 'óptimo' en función de la calidad del hueso a la que se enfrentan. Por esta razón, la experiencia y habilidad del cirujano juegan un papel muy importante a la hora de aplicar el par adecuado en cada situación [2].

Esto lleva a que, en la práctica, es habitual que se apliquen pares de apriete cercanos al par de apriete máximo soportable por el tornillo, lo cual compromete la resistencia a pull-out del mismo [3]. Son numerosos los estudios que indican que existe una tendencia a pasar de rosca los tornilos y en algunos de los casos en los que se produce, el fenómeno pasa inadvertido para los cirujanos [4].

Que se produzca el paso de rosca es más probable cuanto menor sea la calidad del hueso. En la literatura, existen estudios que proponen diversas soluciones para recuperar la estabilidad de la fijación cuando uno de los tornillos se ha pasado de rosca. No obstante, no se han encontrado estudios que determinen qué casos son los más desfavorables cuando se produce este fenómeno en huesos largos, en función de la posición que ocupa el tornillo

(o tornillos) cuya unión se ha dañado, ni cómo repercute el hecho de dejar tal cual, de forma voluntaria o involuntaria, el tornillo que se ha pasado de rosca.

Este artículo presenta los resultados de un estudio in vitro en el cual se evalúa los cambios de rigidez en el sistema placa-tornillo-hueso cuando uno o varios tornillos se han pasado de rosca. Por lo tanto, el objetivo de este estudio es responder a las siguientes preguntas:

1. Si se pasa de rosca un tornillo durante la intervención quirúrgica, ¿en qué posición afectaría en mayor medida a la rigidez del sistema placa-tornillo-hueso?

2. En el caso de que el paso de rosca se produzca en más de un tornillo, ¿existen combinaciones más desfavorables que otras?

2. Materiales y Métodos

2.1. Preparación de los ensayos

Actualmente, existe una clara tendencia hacia el uso de huesos artificiales cuando se evalúa el comportamiento de los sistemas de fijación. En este trabajo se utilizaron barras cilíndricas de poliuretano (Synbone, Malans, Switzerland) para simular el comportamiento de huesos de baja densidad y comparar los diferentes supuestos de fallo en las uniones roscadas. Estas barras se fabrican con una longitud de 380 mm y diámetro de 25 mm. Se diseñan para ensayar dispositivos usados en huesos con alto grado de osteoporosis. En la sección transversal de estas barras se distinguen dos áreas: una exterior de espesor 1.6 mm, que simula el hueso cortical, y una interior de menor densidad que simula el hueso trabecular. En total se utilizaron 17 barras. Cada una de ellas fue cortada en tres para obtener tres partes de igual longitud (126 mm). Por otro lado, se mecanizó un cilindro macizo de aluminio con las mismas dimensiones que los fragmentos de hueso mencionados, es decir, 126 mm de longitud y 25 mm de diámetro exterior. Se escogió un gap de 5 mm entre el fragmento de hueso y el cilindro de aluminio para simular una fractura conminuta. Una vez posicionadas las dos partes (fragmento de hueso Synbone y cilindro macizo de aluminio) con el gap mencionado, se colocó una placa centrada sobre la fractura. Se empleó una placa LCP 4.5/5.0 estrecha de 13 mm de ancho, 188 mm de largo y espesor 4 mm (Synthes, Soleura, Switzerland). Esta placa, fabricada en acero inoxidable, tiene 10 orificios mixtos y sirve tanto para tornillos de bloqueo (en inglés Locking Screw: LS), como para tornillos normales (en inglés nonlocking screw: NS). Los NS tienen 4.5 mm de diámetro y 40 mm de longitud. Se colocaron 4 NS a cada lado de la fractura, en los orificios más alejados del gap (Fig. 1)

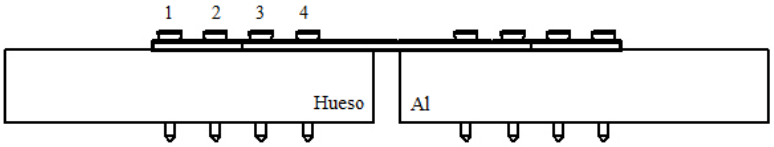


Figura 1: Esquema de muestra de ensayo con los tornillos numerados.

En total se estudiaron 5 supuestos de paso de rosca. Para identificarlos claramente se ha optado por numerar los 4 tornillos roscados al fragmento de hueso Synbone (Fig. 1), de forma que toman los números del 1 al 4, empezando por el tornillo más alejado del gap y terminando en el más cercano. En la Tabla 1 se muestra el nombre de cada uno de los 5 supuestos y los tornillos que se han pasado de rosca a propósito de cara a realizar la comparativa.

Tabla 1: Par de apriete (N·m) aplicado a cada tornillo en las diferentes configuraciones.

	Tornillo#1	**Tornillo#2**	**Tornillo#3**	**Tornillo#4**
RIG	0,3	0,3	0,3	0,3
PR1	X	0,3	0,3	0,3
PR4	0,3	0,3	0,3	X
PR12	X	X	0,3	0,3
PR34	0,3	0,3	X	X

El procedimiento para pasar de rosca cada uno de los tornillos ha sido el mismo para todos, se ha aplicado par de apriete hasta alcanzar el valor máximo en cada caso y, a continuación, se ha seguido roscando el tornillo, de manera que el par de apriete cae hasta valores cercanos a cero. En el resto de los tornillos, para evitar el daño que la rosca pueda hacer en el hueso se ha aplicado un par de apriete de 0.3 N·m [5]. Todos los pares de apriete fueron aplicados a menos de 10 rpm, utilizando un sensor de medida de par (Lorenz Messtecnik GMBH, Alfdorf, Germany).

2.2. Ensayos cíclicos

Se realizaron un total de 50 ensayos cíclicos: 25 de compresión y otros 25 de torsión (n=5 para cada grupo). En todos se aplicaron 1.000 ciclos de carga, registrando valores en los ciclos iniciales y cada 100 ciclos hasta completar los 1000 ciclos.

En los ensayos cíclicos de compresión, la rigidez, expresada en N/mm se determinó a partir de la curva de fuerza-desplazamiento. Se aplicó una carga cíclica entre 0 y 400 N a una frecuencia de 2 Hz. En los ensayos cíclicos de torsión, el extremo del cilindro macizo de aluminio fue fijado a la mordaza que proporciona el par en la máquina de ensayos. El otro extremo de hueso de Synbone fue alojado en la mordaza opuesta en la cual se permite el movimiento axial, envitándose así los esfuerzos de tracción en el modelo. Se aplicó un par de ±2 N·m. La rigidez a torsión, expresada en N·m/grados, fue calculada a partir de la curva de par-ángulo de totación.

2.3. Análisis estadístico

Se llevaron a cabo análisis de varianza (ANOVA) de un factor para la comparación de las muestras. Comparativas múltiples de Tukey's se realizaron para encontrar diferencias significativas entre muestras. El nivel de significancia se estimó con una probabilidad de error del 5% ($p<0,005$). Se utilizó el software SPSS versión 18.0.

3. Resultados

3.1. Ensayos cíclicos de compresión

En la figura 2 se muestran los resultados obtenidos en los ensayos cíclicos de compresión. Se reflejan los valores medios y desviaciones típicas del porcentaje de pérdida de rigidez a compresión, con respecto a la rigidez inicial, para cada uno de los cinco supuestos a lo largo de los 1000 ciclos de carga.

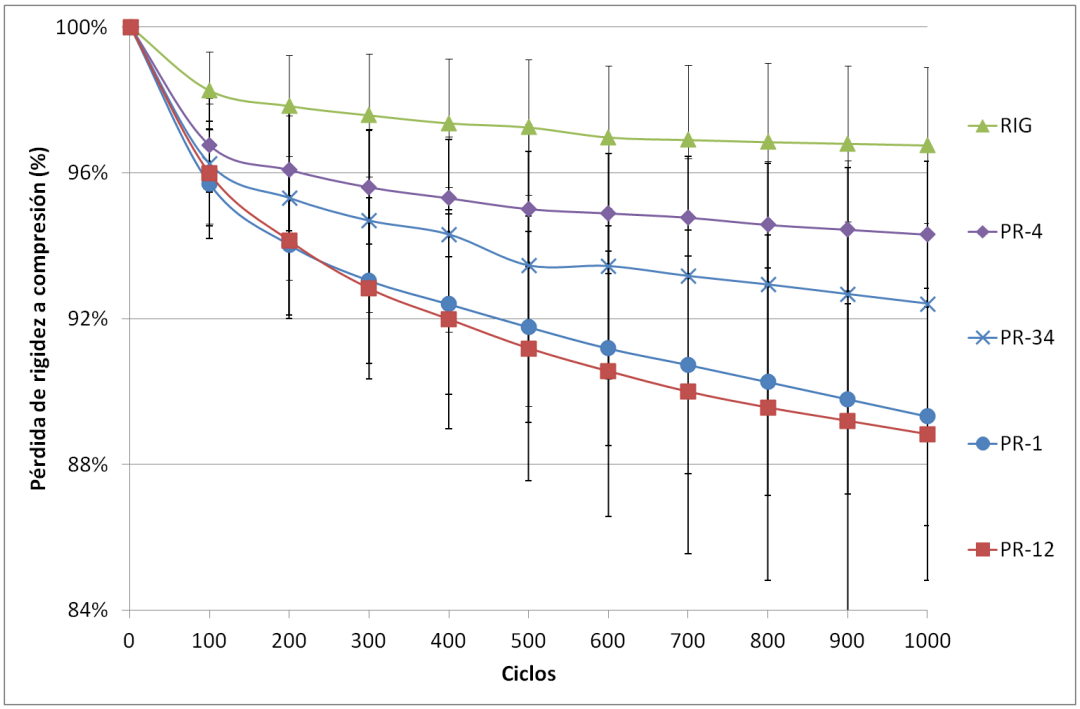


Figura 2: Porcentaje de pérdida de rigidez de los ensayos cíclicos de compresión.

El análisis ANOVA de los resultados indicó que existe diferencias significativas ($p<0,05$) entre el porcentaje de pérdida de rigidez después de haber sido sometidos a 1000 ciclos de carga. Se llevó a cabo un segundo análisis, usando el método de comparaciones múltiples de Tukey's. En la Tabla 2 se encuentran los p-value para los diferentes pares de grupos, cuando se comparan los valores medios de pérdida de rigidez a compresión en porcentaje.

Tabla 2: P-value para los pares de grupo en los ensayos cíclicos de compresión.

p-value	RIG	PR1	PR4	PR12	PR34
RIG		*0.003	0.674	*0.002	0.157
PR1			0.097	0.999	0.498
PR4				0.056	0.855
PR12					0.351
PR34					

*La diferencia de medias es significativa al 5%.

La mayor pérdida de rigidez tras los 1000 ciclos de carga se observó en los grupos PR1 (89.32% ± 2.61%) y PR12 (88.82% ± 5.30%).

3.2. Ensayos cíclicos de torsión

En la figura 3 se muestran los resultados obtenidos en los ensayos cíclicos de torsión. Se reflejan los valores medios y desviaciones típicas del porcentaje de pérdida de rigidez a torsión, con respecto a la rigidez inicial, para cada uno de los cinco supuestos a lo largo de los 1000 ciclos de carga.

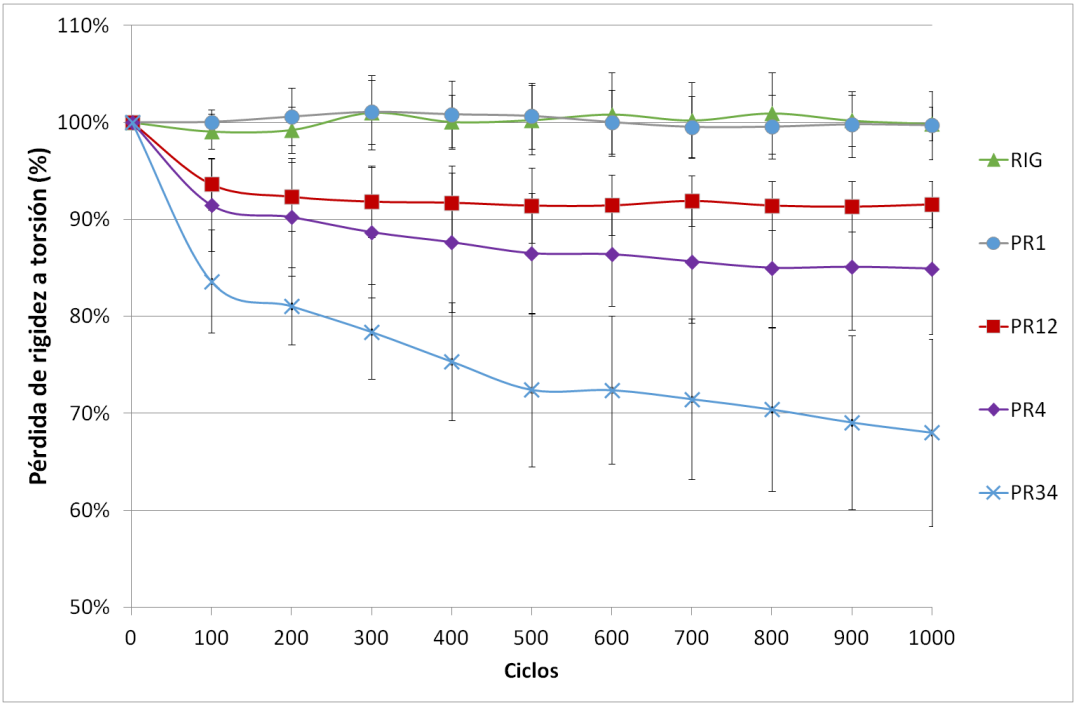


Figura 3: Porcentaje de pérdida de rigidez de los ensayos cíclicos de torsión.

El análisis ANOVA de los resultados indicó que existe diferencias significativas ($p<0,05$) entre el porcentaje de pérdida de rigidez después de haber sido sometidos a 1000 ciclos de carga. Se llevó a cabo un segundo análisis, usando el método de comparaciones múltiples de Tukey's. En la Tabla 3 se encuentran los p-value para los diferentes pares de grupos, cuando se comparan los valores medios de pérdida de rigidez a torsión en porcentaje.

Tabla 3: P-value para los pares de grupo en los ensayos cíclicos de torsión.

p-value	RIG	PR1	PR4	PR12	PR34
RIG		1.000	0.179	*0.004	*2·10-7
PR1			0.192	*0.004	*2.·10-7
PR4				0.370	*2·10-5
PR12					*0.001
PR34					

*La diferencia de medias es significativa al 5%.

La mayor pérdida de rigidez tras los 1000 ciclos de carga se observó en los grupos PR4 (84.90% ± 6.72 %) y PR34 (68.01% ± 9.68 %). Por el contrario, se observa que los grupos RIG (99.84% ± 1.74%) y PR1 (99.70% ± 3.50%) no pierden rigidez tras los 1000 ciclos de carga.

4. Discusión

En los primeros ciclos de carga de un sistema de fijación interna, empleado para reparar fracturas óseas, es donde acontece la mayor parte de la pérdida de rigidez del mismo. En algunos casos esta pérdida es de tal magnitud que supone un exceso de movilidad de los fragmentos óseos y, como consecuencia, una fijación mecánica inadecuada que, a la larga, retrase o provoque el fallo de la consolidación ósea.

Un motivo de pérdida de rigidez en un sistema de fijación interna, es el paso de rosca de uno o más tornillos de la fijación, es por ello que se han estudiado distintas combinaciones de tornillos pasados de rosca, para así poder cuantificar cómo afecta al sistema y a la consolidación ósea.

En los ensayos de compresión, el sistema más desfavorecido fue el PR12, seguido del PR1, en los cuales los tornillos más alejados de la fractura estaban pasados de rosca. En estos casos la rigidez inicial se vio reducida hasta un 88.82% y un 89.32% respectivamente. No existieron diferencias significativas entre los valores medios de la pérdida porcentual de rigidez del modelo sin tornillos pasados de rosca (RIG) y los dos modelos PR4 ($p=0.674$) y PR34 ($p=0.157$), que son los que tienen los tornillos pasados de rosca más cercanos a la fractura. Tampoco se apreciaron diferencias significativas entre los valores medios de la pérdida porcentual de rigidez de los casos en los que existe al menos uno de los tornillos pasados de rosca. La mayor pérdida de rigidez fue del 11.18 % y en la evolución de la curva la pérdida de rigidez tendió a estabilizarse a partir de los 1000 ciclos [5].

En el caso de los ensayos a torsión se observó que existen diferencias significativas entre los valores medios de la pérdida porcentual de rigidez del modelo sin tornillos pasados de rosca (RIG) y los dos modelos PR1 ($p=1.000$) y PR12 ($p=0.179$), que son los que tienen los tornillos pasados de rosca más alejados de la fractura, siendo mucho mayor la pérdida de rigidez porcentual del modelo PR34 con los dos tornillos cercanos al foco fracturario pasados de rosca. En este caso se alcanzó un valor de 68% de pérdida de rigidez y con una clara tendencia a seguir perdiendo rigidez con el paso de los ciclos.

En el caso de la caga de compresión se apreció que aquellos tornillos que habían sido pasados de rosca con pares de apriete cercanos a cero previo a los ensayos, tras los mismos dieron valores de pares de remoción mayores a 1 N·m. Este fenómeno se explica porque al no pasar la carga por cero, los tornillos se enclavan en el hueso y recuperan agarre al aplicarle carga al hueso. No pasó lo mismo con la torsión. En este caso, la caga al pasar de valores negativos a positivos, hace que los tornillos pasados de rosca continúen aflojándose con el paso de los ciclos, e incluso lleguen a ser totalmente desenroscados, como se observó en algunos de los casos.

Este estudio tiene ciertas limitaciones. En primer lugar los ensayos se han realizado in vitro con hueso sintético. En segundo lugar, se han estudiado los efectos de los dos tipos de carga, compresión y torsión, por separado, y no de forma combinada, como ocurre en algunos estados de carga de huesos largos. Tampoco se han tenido en cuenta en este estudio la acción que los tejidos blandos podrían tener en una situación de estas características.

En la bibliografía existen estudios sobre qué hacer cuando se produce el paso de rosca de uno o varios tornillos. Por ejemplo, reemplazar los tornillos que han fallado con otros de diámetro y/o longitud mayor, aunque con esta técnica no siempre se consiguen pares de apriete suficientes. También se puede reemplazar la placa original con otra de mayor longitud que posea más orificios, con lo cual habría que desatornillar también los tornillos que no fallaron para volverlos a atornillar a la nueva placa, con el consecuente riesgo de fallo. La utilización de cemento óseo parece ser la técnica más rápida y fiable cuando la calidad del hueso es deficiente, mejorando la compresión interfragmentaria y la resistencia a pull-out en la mayoría de los casos [6].

Por el contrario, no se han encontrado en la bibliografía estudios que sirvan de guía al cirujano para saber qué posiciones con respecto a la fractura son más críticas en el caso de que un tornillo se pase de rosca.

5. Conclusiones

Los ensayos cíclicos a torsión mostraron que el paso de rosca de los tornillos más alejados de la zona de aplicación de la carga provocaron una mayor pérdida de rigidez en el sistema que si se pasaran los más cercanos de esta. Por otra parte se observó que el fenómeno de paso de rosca de tornillos afecta mucho más a la carga de torsión que a la de compresión. Estas conclusiones pueden ser de utilidad a los cirujanos para decidir si es necesario reforzar aquellos tornillos que se hayan pasado de rosca según su posición y carga principal.

6. Bibliografía y referencias

[1] Cordey J, Borgeaud M, Perren SM. Force transfer between the plate and the bone: Relative importance of the bending stiffness of the screws and the friction between plate and bone. Injury, 31 (2000), S-C21-S-C28.

[2] Jacobs R.R., Rahn B.A., Perren S.M. Effect of plates on cortical bone perfusion. J Trauma Inj Infect Crit Care, 21 (1981), 91-95.
[3] McGuire R.A., St. John K.R., Agnew S.G. Analysis of the torque applied to bone screws by trauma surgeons: Comparisons based on years of experience and material of implant construction. Am J Orthop, 24 (1995), 254-256.
[4] Dinah A.F., Mears S.C., Knight T.A. Inadvertent screw stripping during ankle fracture fixation in elderly bone. Geriatr Orthop Surg Rehabil, 2 (2011), 86-89.
[5] Yánez A., Carta J.A., Garcés G. Biomechanical evaluation of a new system to improve screw fixation in osteoporotic bones. Med Eng Phys. 2010;32(5):532-541. Accessed 3 January 2016. doi: 10.1016/j.medengphy.2010.02.014.
[6] Procter P, Bennani P, Brown CJ, Arnoldi J, Pioletti DP, Larsson S. Variability of the pullout strength of cancellous bone screws with cement augmentation. *Clin Biomech*. 2015;30(5):500-506. Accessed 29 December 2015. doi: 10.1016/j.clinbiomech.2015.03.003.

Diseño de dispositivos ortoprotésicos personalizados mediante análisis biomecánico y herramientas CAE

J. Barrios Muriel[1], F. Romero Sánchez[1], F. J. Alonso Sánchez[1], D. Rodríguez Salgado[1]
[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de los Materiales. Universidad de Extremadura.
{jorgebarrios,fromsan,fjas,drs}@unex.es

Comprender las propiedades mecánicas de la piel durante el movimiento es una fuente de información muy valiosa para desarrollar y optimizar el diseño dispositivos ortoprotésicos. La combinación del análisis de la deformación de la piel junto con herramientas de ingeniería y diseño asistido por ordenador (CAD/CAE) puede ser una solución innovadora para optimizar el diseño y mejorar el confort y la usabilidad. Diferentes técnologías y procedimiento para el cálculo de la deformación de la piel han sido utilizados con el objetivo de obtener el tensor de deformaciones y las direcciones principales. En este sentido, el objetivo de este trabajo es presentar una metodología para el diseño personalizado de dispositivos ortoprotésicos, cinemáticamente compatible con el sujeto, basada en el uso de principios biomecánicos y herramientas CAE para un diseño óptimo. Esta metodología podría ser utilizada para un diseño óptimo de estos dispositivos, de tal manera que imitase el comportamiento de la piel y mejorarse, en gran medida, el confort y la movilidad durante el movimiento humano.

1. Introducción

Actualmente, el diseño y la fabricación de dispositivos ortoprotésicos se realiza de manera artesanal. El acabado del producto y su adaptación al paciente dependen de las habilidades y experiencia del especialista [1]. El ajuste de estas ayudas a la morfología del sujeto, generalmente en estático, no es suficiente, ya que durante el movimiento, las contracciones musculares producen desplazamientos en los tejidos blandos y deformaciones en la piel que, a largo plazo, ocasionan rozaduras, úlceras de contacto y malestar, provocando un abandono del proceso de rehabilitación. En este sentido, el ajuste adecuado de estos dispositivos al movimiento del sujeto y la optimización de su diseño es una tarea pendiente para los profesionales del sector.

Idealmente, un dispositivo ortoprotésico no debería ser una estructura rígida, sino más bien un elemento que envuelve a la anatomía y que se comporta como una "segunda piel", a la vez que realiza la función correctora. Para una mejora en el diseño, se pueden utilizar diferentes herramientas tales como escáneres 3D, técnicas de visión artificial o sistemas de captura del movimiento para adquirir la deformación del segmento corporal durante el movimiento de una articulación [2,3]. Gracias a estos datos podemos conocer las zonas de la piel con "mínima deformación" y obtener criterios que permitan mejorar el diseño biomecánico de estos dispositivos y por lo tanto aumentar su confort y usabilidad [4]. Por lo tanto, el uso de herramientas de ingeniería asistida por ordenador (CAE) junto con la aplicación de criterios biomecánicos y ergonómicos puede mejorar considerablemente el proceso de diseño.

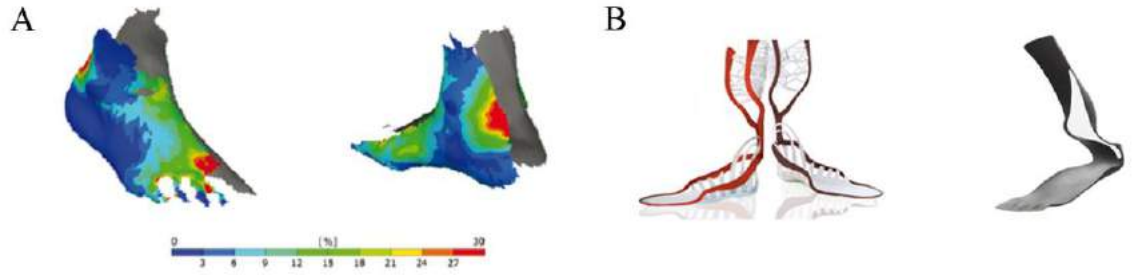


Figura 1: A) Analisis de la deformación de la piel en el pie utilizando la técnica de Digital Image Correlation (DIC). B) Diseños inspirados y basados en el cálculo de deformaciones y la idea del ajuste óptimo a la morfología y movimiento del usuario. Adapado de [5-7] respectivamente.

2. Metodología propuesta

Actualmente, no hay un método estandarizado para la adquisición de la morfología corporal. En la bibliografía se han utilizado diferentes tecnologías como la tomografía computerizada (CT), resonancia magnética (RM), escanner 3D, sistema de captura del movimiento y la técnica de "Digital Image Correlation" (DIC). Por otro lado, la manera de calcular la deformación de la piel ha variado entre los trabajos. Se ha utilizado desde galgas extensiométricas [8] y ellipsoide de deformaciones [9] hasta métodos basados en ajuste de mínimos cuadrados [10].

De entre todas ellas, se ha demostrado que la técnica DIC junto con la teoría de deformaciones finitas es la metodología más efectiva y con más ventajas respecto a las otras [11]. En sentido, se ha desarrollado una metodología basada en estos principos para el cálculo de la deformación de la piel con el objetivo de generar criterios biomecánicos que mejoren el diseño de los dispositivos ortoprotésicos.

La metodología que se propone en este estudio tiene tres grande bloques (Fig. 2):

- Modelado de la anatomía mediante registros con escanner 3D
- Estudio del comportamiento del segmento coporal durante el movimiento mediante el análisis de las deformaciones utilizando la técnica de "Digital Image Correlation" (DIC) y deformaciones finitas.
- Generación de criterios biomecánicos para optimizar el diseño del dispositivo ortoprotésico

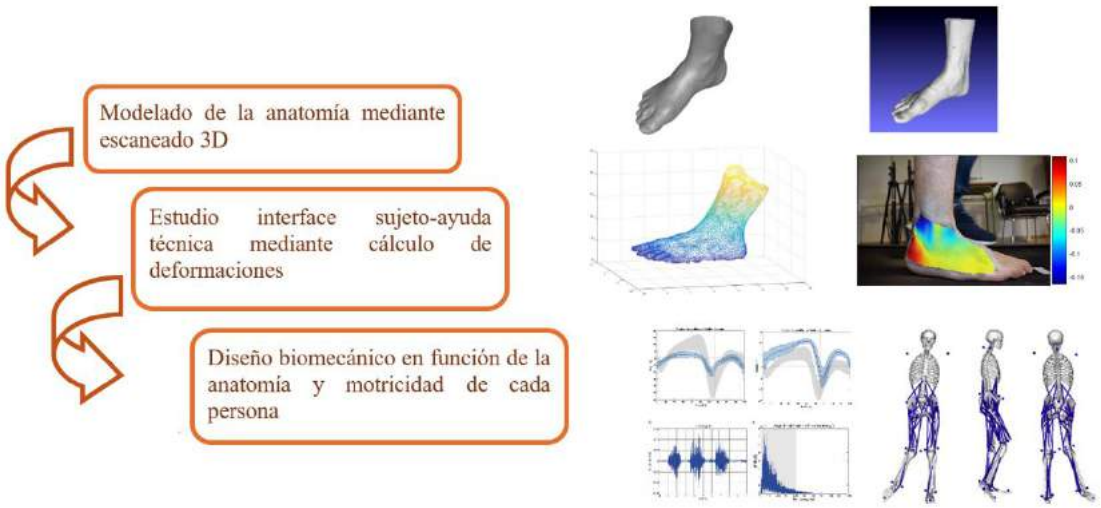


Figura 2: Esquema con imágenes representativas de las fases de la metodología propuesta.

2.1. Digital Image Correlation

Correlación Digital de Imágenes (Digital Image Correlation (DIC) en inglés) es una herramienta flexible y eficaz para la medición de deformación de la superficie de un objeto, que ha sido ampliamente aceptada y utilizada en el campo de la ingeniería mecánica [12]. Fundamentalmente, el principio básico de DIC es realizar un seguimiento de los mismos puntos físicos ubicados en la imagen no deformada y deformada, basándose en la correlación digitial de imágenes. Para ello, utiliza un patrón de puntos aleatorio pintados sobre la superficie y, a través de los niveles de grises de un conjunto de ventanas (conjunto de pixeles), detecta estos mismos en las imágenes deformadas a través de alguna función de correlación. De esta forma, la relación entre el punto p(x,y) en la imagen no deformada y el punto p'(x',y') en la imagen deformada (Fig. 3), tienen la siguiente relación [12]:

$$x' = x + u_x + \frac{\partial u_x}{\partial x}\,\Delta x + \frac{\partial u_y}{\partial y}\,\Delta x \tag{1}$$

$$y = y + u_y + \frac{\partial u_y}{\partial x}\,\Delta x + \frac{\partial u_y}{\partial y}\,\Delta y \tag{2}$$

donde u_x y u_y son los desplazamientos relativos del pixel central de cada ventana, y Δx y Δy la distancia desde el centro al punto de interés q y q' respectivamente.

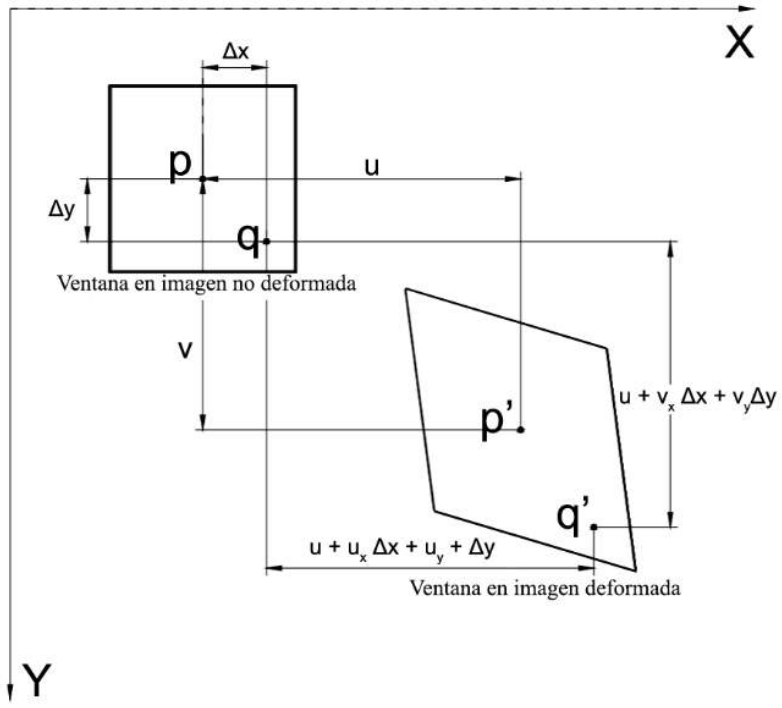


Figura 3: Representación esquemática de las ventanas utilizadas en DIC para el cálculo de la deformación del punto p y q. Adaptado de [13]

Para el proceso de correlación se utiliza alguna función para evaluar la similitud de ambas ventanas. La función ZNCC (zero-mean normalized correlation criterion) es recomendada debido a que no le influyen las variaciones de escala y por lo tanto compensa los cambios que se producen en las imágenes deformadas [13]. Una vez utilizada alguna función de correlación, se utiliza el método de Newton-Raphson para su resolución y optimización. De esta manera, se obtienen los desplazamientos de los mismo puntos físicos entre las imágenes y a raiz de estos se pueden obetener las deformaciones de cada punto. El valor de las deformaciones, específicamente el gradiente de deformación, *F*, se obtiene de las derivadas de los desplazamientos a lo largo de la superficie. Además, una vez obtenido *F*, se puede formular el tensor de tensiones, específicamente el tensor Green-Lagrarian, ***E*** que puede obtenerse de la siguiente forma:

$$\boldsymbol{E} = \frac{1}{2}\left(F^{\mathrm{T}} F - \mathrm{I}\right) \tag{3}$$

donde I es la matriz unidad.

2.2. Criterios de diseño biomecánico

Una vez obtenido el mapa de deformaciones de la piel del segmento corporal, tendremos información acerca de las zonas con máxima y mínima deformación. Hace algunos años, ha habido una nueva tendencia de diseño basado en estos datos para el diseño de dispositivos de rehabilitación como férulas, ortésis y prótesis. Iberall [14] fue la primera persona en aplicar este enfoque y desarrolló el concepto de "Líneas de no Extensión (LoNES)". Este concepto se basa en la suposición de que por nuestra piel existen zonas o líneas por la cual la piel no se deforma en ningún sentido del movimiento. A día de hoy, este concepto ha sido mejorado y aplicado al diseño de los futuros trajes espaciales [15] y se ha demostrado que existen zonas con mínima deformación durante el movimiento [16,17]. El procedimiento para calcular las líneas o zonas de mínima deformación está basado en las teorías de elipses de deformación finita y círculos de Mohr (Fig.4). En primer lugar, se obtienen las direcciones principales de la deformación en cada punto. Para ello se utiliza un análisis de autovalores $\boldsymbol{\lambda}_i$ y autovectores $\vec{\boldsymbol{v}}$ de la matriz de deformación. Las direcciones de no extensión se pueden obtener mediante:

$$\phi = tan^{-1}\left(\sqrt{\frac{\lambda_1}{\lambda_2}}\right) \tag{4}$$

en donde λ_1 y λ_2 son los autovalores de la matriz de deformación.

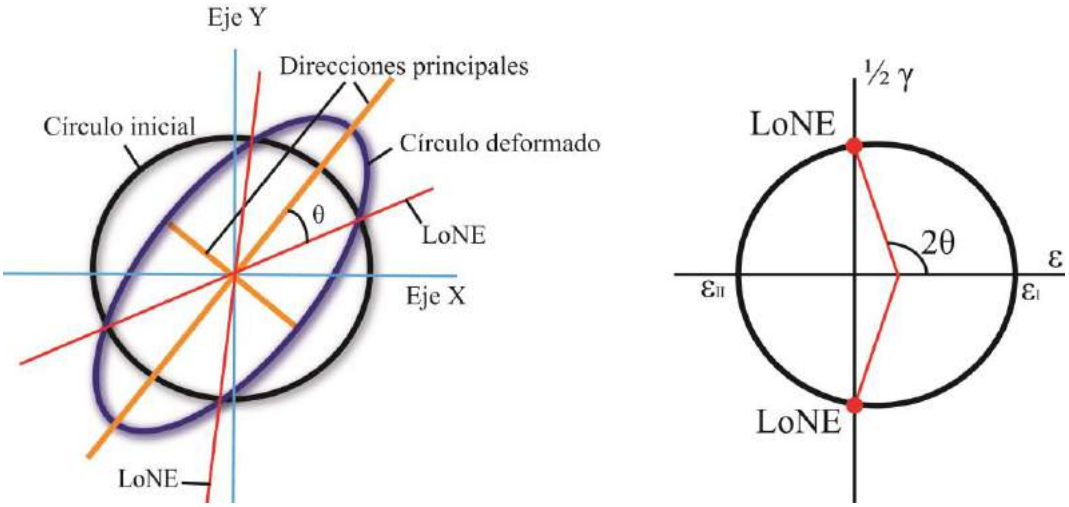


Figura 4: Representación esquemática del concepto de "Líneas de non extensión" con la tería de elipse de deformaciones finitas y círculo de Morh.

3. Resultados preliminares

Los datos presentados en estra trabajo proceden del estudio de la deformación del segmento del pie-tobillo de un sujeto. Para el estudio de la deformación se aplicó la técnica de DIC explicada en el apartado 2.1. Para medir la deformación se registró, mediente dos fotografías,la posición del tobillo en dos ángulos diferentes, a 120º y 90º, siendo la posición de 120º la posición de referencia. Para realizar DIC se utilizo la toolbox Ncorr [18] que se ejecuta en el entorno de MATLAB®. En la Fig.5a se puede ver las deformaciones tangenciales de la superficie de la piel en 90º. Una vez obtenido las deformaciones, se utilizo un script desarrollado en MATLAB® para el cálculo de las direcciones principales y de no extensión. En la Fig.5b se puede observar las direcciones principales y de no extensión para una zona específica del tobillo. Una vez identificadas las direcciones de no extensión se puede utilizar alguna función de interpolado o tipo Spline para crear las LoNES.

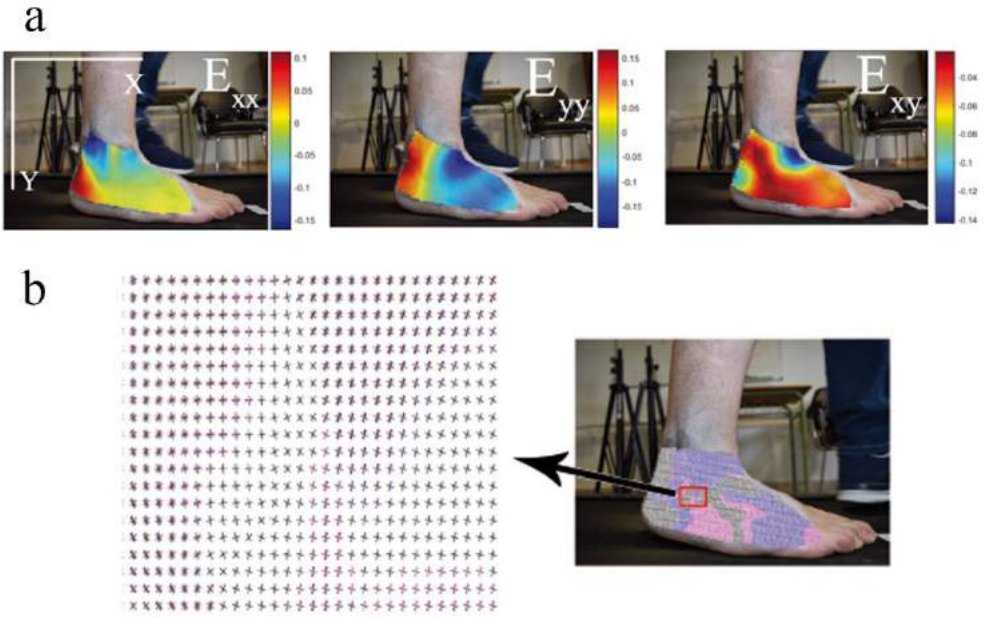


Figura 5: a) Representación gráfica del campo de deformaciones, siendo E_{xx} y E_{yy} las deformaciones en la dirección X e Y, y E_{xy} la deformación de cizalladura. b) representación de las direcciones principales (negro) y direcciónes de no extensión (rosa) por cada punto.

4. Conclusiones

En este trabajo, se ha presentado una metodología capaz de calcular la deformación de la piel con el objetivo de idetificar zonas de mínima deformación y poder optimizar el diseño de dispositivos ortoprotésicos de forma que aumente el confort y la usabilidad de estos productos. El conocimiento de cómo se deforma la piel durante el movimiento es fundamental para desarrollar dispositios que sean cinemáticamente compatibles con el usuario. La metodología presentada en este trabajo es una opción para conseguir este objetivo. El uso de DIC da lugar a información precisa sobre el comportamiento de la piel y por lo tanto permite estimar con precisión las lineas o zonas en donde existe una mínima o nula deformación. La idea principal de esta nueva tendencia de diseño es dirigir las partes sólidas y rígidas del dispositivos ortoprotésicos por estas zonas, de forma que se reduzca la fricción con el material, evitando las rozaduras y úlceras que aparecen por el uso de estos dispositivos. De esta forma, se optimizaría el diseño y se alcanzaría un grado mayor de usabilidad y confort para el usuario.

El siguiente paso es optimizar el diseño CAD del dispositivo ortoprotésico en función de la información obtenida de la metodología presentada. En este sentido, su combinación con tecnologías de prototipado rápido e impresión 3D dará la oportunidad de crear diseños con estructuras complejas y utilizar la gran cantidad de nuevos materiales que se utilizan a día de hoy en este tipo de tecnologías de fabricación.

5. Referencias

[1] T. L. Chevalier, N. Chockalingam. Effects of foot orthoses: How important is the practitioner? Gait & posture, 35(2012), 383-388.

[2] A. M. Wessendorf, D. J. Newman. Dynamic understanding of human-skin movement and strain-field analysis. Biomedical Engineering, IEEE Transactions on, 59(2012), 3432-3438.

[3] H. Seo, S. J. Kim, F. Cordier, J. Choi, K. Hong. Estimating dynamic skin tension lines in vivo using 3D scans. Computer-Aided Design, 45(2013), 551-555.

[4] M. Canina, V. Ferraro. The Biodesign approach to wearable devices. In Medical Devices and Biosensors, 2008. 5th International Summer School and Symposium on, IEEE., 264-267

[5] Blenkinsopp, R., Harland, A., Price, D., Lucas, T., & Roberts, J. (2012). A method to measure dynamic dorsal foot surface shape and deformation during linear running using digital image correlation. Procedia Engineering, 34, 266-271.

[6] A-Footprint P (2013) Project a-footprint. ankle and foot orthotic personalisation via rapid manufacturing. URL http://www.afootprint.eu/.

[7] CRP-Group (2014) The new frontier in generative orthotics. URL http://www.crptechnology.com/2201-new-frontier-generative-orthotics.html.

[8] Marreiros, S. S. P. (2010). Skin Strain Field Analysis of the Human Ankle Joint. relation, 2, 2-7.

[9] Bethke, K. K. A. (2005). The second skin approach: Skin strain field analysis and mechanical counter pressure prototyping for advanced spacesuit design (Doctoral dissertation, Massachusetts Institute of Technology).

[10] Yoneyama, S. (2010). Computing strain distributions from measured displacements on a three-dimensional surface. Journal of the Japanese Society for Experimental Mechanics, 10(Special_Issue), 113-118.

[11] Obropta, E. W., & Newman, D. J. (2015, March). A comparison of human skin strain fields of the elbow joint for mechanical counter pressure space suit development. In 2015 IEEE Aerospace Conference (pp. 1-9). IEEE.

[12] Réthoré, J., Hild, F., & Roux, S. (2007). Shear-band capturing using a multiscale extended digital image correlation technique. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 196(49), 5016-5030.

[13] Pan, B., Qian, K., Xie, H., & Asundi, A. (2009). Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: a review. Measurement science and technology, 20(6), 062001.

[14] Iberall A (1964) The use of lines of nonextension to improvemobility in full-pressure suits. amrl-tr-64-118. AMRL-TR.Aerospace Medical Research Laboratories (6570th) : 1.

[15] Newman D, Hoffman J, Bethke K, Blaya J, Carr C and Pitts B (2005) Astronaut bio-suit system for exploration class missions. NIAC Phase II Final Report .

[16] Wolfrum, N., Newman, D. J., & Bethke, K. (2006). An automatic procedure to map the skin strain field with application to advanced locomotion space suit design. Journal of Biomechanics, 39, S393.

[17] Wessendorf, A. M., & Newman, D. J. (2012). Dynamic understanding of human-skin movement and strain-field analysis. IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 59(12), 3432-3438.

[18] Blaber, J., Adair, B., & Antoniou, A. (2015). Ncorr: open-source 2D digital image correlation matlab software. Experimental Mechanics, 55(6), 1105-1122.

Medida de deformación mediante correlación de imágenes en 3D para caracterización biomecánica en hemimandíbulas de conejo

J. González Rueda[1], S. Postigo Pozo[2], M. Prado Nóvoa[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. jaime7993_5@hotmail.com

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. spostigo@uma.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del Málaga. maria.prado@uma.es

El estudio y conocimiento del comportamiento de hemimandíbulas de conejo ante ensayos biomecánicos utilizando sistemas de fijación en las hemimandíbulas mediante prótesis o plataformas, está siendo objeto de análisis por parte de diversos autores. En el presente trabajo se realizan ensayos sobre hemimandíbulas de conejo sin prótesis para la validación de una técnica de medición así como para la obtención de resultados de interés sobre las hemimandíbulas. Este estudio presenta la realización de ensayos biomecánicos in-vitro de hemimandíbulas de conejo común, por ser de propiedades y anatomía próximas a las del conejo New Zealand, mediante un equipo de medida de deformación por correlación de imágenes en dos y tres dimensiones. Tanto la fisiología de la hemimandíbula como las cargas aplicadas son muy similares a las existentes en la hemimandíbula de conejo New Zealand. Se dispone de cuatro especímenes que se han preparado y ensayado en una máquina de ensayos biomecánicos mediante la aplicación de una carga puntual perpendicular al eje de la rama horizontal en el borde alveolar y por detrás del incisivo horizontal. Para simular el soporte del paquete muscular las hemimandíbulas quedan embebidas en resina epoxi que al endurecerse simula sus condiciones de contorno. El patrón de manchas generado sobre las hemimandíbulas se realiza mediante la técnica de pintura en spray y utilizando un aerógrafo en la cara interna de las mismas. Adicionalmente se han registrado los resultados de los ensayos mediante el empleo del equipo de medición por correlación de imágenes. Los ensayos han permitido evaluar la posibilidad de emplear un equipo de medida por correlación de imágenes para ensayos biomecánicos in-vitro. En los ensayos se registró la velocidad de aplicación de la carga, la carga máxima, el campo de desplazamientos y desplazamiento máximo así como el campo de deformaciones. Este trabajo presenta la discusión del método de ensayo así como los resultados obtenidos y la posible compatibilidad de resultados entre dos y tres dimensiones. En general se obtiene una reconstrucción buena de la geometría de las hemimandíbulas así como distribuciones y valores coherentes para los campos de desplazamientos. No se hallan distribuciones satisfactorias para el campo de deformaciones.

1. Introdución

Teniendo en cuenta las particularidades que se presentan al realizar ensayos de la hemimandíbula de conejo, se desea verificar si el equipo de medición es adecuado para obtener resultados sobre estos especímenes, sometidos a carga. Esto implica la comprobación de si se puede generar un patrón bueno y fiable para la medición además de si el procedimiento de medida general para estos especímenes es apropiado o debe mejorarse. Con ello, se pretende comprobar si el equipo de medición es capaz de reconocer el patrón así como medir desplazamientos y deformaciones de la hemimandíbula [1,2].

2. Materiales y métodos

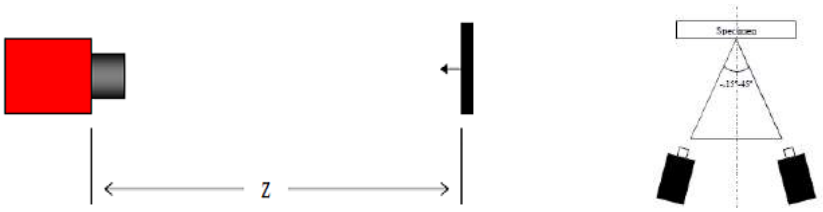
2.1. Software empleado

Para el análisis de los resultados se emplean los programas de correlación de imágenes Vic-2D y Vic-3D de Correlated Solutions Inc. Ambos programas utilizan una serie de algoritmos optimizados para la obtención de campos de desplazamiento y deformación en ensayos en los que las probetas disponen de un patrón de manchas. Este patrón de manchas es identificado y seguido durante el ensayo por Vic-2D o Vic-3D de manera que puede reconstruirse la geometría de la probeta ensayada así como medir desplazamientos y deformaciones.

Vic-2D se utiliza para probetas cuya área de interés se encuentra en un plano mientras que para probetas cuya área de interés no se encuentre en un plano se emplea Vic-3D. Tanto para ensayos en dos como en tres dimensiones se emplea el paquete comercial Vic-Snap® de Correlated Solutions Inc para la captura de imágenes de calibración y/o análisis que posteriormente serán procesadas por Vic-2D o Vic-3D. La primera captura de imágenes con Vic-Snap® se corresponde con la imagen de referencia en ensayos con Vic-2D y con el par de imágenes de referencia en Vic-3D. Esta imagen o par de imágenes de referencia se toman cuando el espécimen no está cargado. Las últimas imágenes en cada ensayo se corresponden con la carga máxima.

2.2. Hardware empleado

Para la obtención de las imágenes se emplean cámaras Stingray F-504B® de Allied Vision que poseen un sensor CCD de 5 Megapíxeles, denominado ICX655. Con la máxima resolución estas cámaras ofrecen 9 fps. Las cámaras permiten la montura de varios tipos de lentes. Para ensayos en dos dimensiones con Vic-2D se emplea una cámara mientras que en ensayos en tres dimensiones con Vic-3D se requieren dos. Las cámaras van montadas en trípodes y cabezales que permiten un ajuste óptimo y flexible en lo referido al posicionamiento de las mismas para el ensayo. En ensayos en dos dimensiones la cámara se ubica de forma que el sensor de la misma quede paralelo al plano de la probeta de ensayos y a una distancia igual a la distancia focal de la lente empleada. En los ensayos las lentes poseen una distancia focal de 50 mm. La cámara se sitúa a la misma altura y posición lateral que el espécimen (ver figura 1(a)), donde Z es la distancia focal de la lente). Para ensayos en tres dimensiones, las cámaras se sitúan simétricamente respecto de la probeta a una distancia, altura y posición lateral que permita la visualización del área de interés en ambas cámaras, teniendo en cuenta la distancia focal de las lentes. El ángulo entre cámaras debe encontrarse entre 15º y 45º (ver figura 1(b)):



(a) (b)

Figura 1: Posicionamiento de la cámara respecto al espécimen en Vic-2D (a) y Vic-3D (b).

Para que el patrón de manchas posea un alto contraste se utiliza un equipo de iluminación formado por un foco *Hedler DX15*® de 150 W junto con focos adicionales de posición variable de 2 W y 3 W para conseguir un ajuste más fino en las condiciones de iluminación. El foco *Hedler DX15*® va montado sobre un trípode de altura regulable.

La máquina de ensayos biomecánicos utilizada para la aplicación de las cargas es de husillo de accionamiento eléctrico y posee un programa de control tanto en fuerza como en desplazamiento a través del software *LabView 7.1* junto con el paquete *NI-DAQmx 8.3* para la adquisición de datos. Los ensayos se llevarán a cabo mediante el control de los desplazamientos. De esta forma todo el control, monitorización de señales y procesos y el envío de órdenes y recopilación de datos puede realizarse por medio de un ordenador. La máquina de ensayos posee el utillaje necesario para poder efectuar los ensayos además de sensores que suministran los datos necesarios para el control y recogida de datos. La fijación del espécimen en la máquina se realiza con una mordaza *Wilton TLT/SP-75* que permite desplazar y rotar la probeta de ensayos respecto a dos ejes. Los sensores empleados son una célula de carga de valor máximo 400 N y un sensor de desplazamiento y posición LVDT modelo *LVP-100-ZA-2.5-SR7-I*. La célula de carga contiene un transductor de fuerza modelo *U2B* del fabricante *HBM* y un amplificador de medida modelo *Clip AE101* del mismo fabricante.

2.3. Espécimen ensayado

Para experimentos en modelo animal se emplean habitualmente mandíbulas de conejo New Zealand machos adquiridos a la empresa Isoquimen y estabulados en las instalaciones de la Universidad de Málaga. Se ha elegido este modelo animal ya que es muy habitual en estudios de reparación ósea en general, y de reconstrucción mandibular en particular, tanto para pruebas de biomateriales como para las de terapia génica y celular. Además, también es modelo habitual en ensayos de reconstrucción mandibular de hueso sometido a radioterapia. Se ha estudiado el comportamiento de la hemimandíbula de conejo común, por ser un espécimen de fácil adquisición cuya anatomía y características biomecánicas se aproxima a la del conejo New Zealand. Los especímenes que van a ser ensayados son hemimandíbulas, que constituyen la mitad de una sola mandíbula. Para el último ensayo se emplea una hemimandíbula de conejo New Zealand. En total se ensayan tres espécimenes de conejo común y un New Zealand.

2.3.1. Almacenamiento

Los especímenes destinados a ensayo biomecánico se limpiarán mecánicamente de tejido blando, se envolverán en gasa empapada en solución salina [3,4,5], se introducirán en bolsas plásticas selladas y se mantendrán congeladas a -25 °C para la mejor conservación de sus propiedades mecánicas. 24 horas antes de la realización del ensayo se iniciará su descongelación a temperatura ambiente [6].

2.3.2. Preparación

Cada hemimandíbula a ensayar será embebida en resina epoxi de manera que al endurecerse la hemimandíbula queda fijada por la rama vertical, simulando el soporte del paquete muscular. Por tanto, la zona de interés de la hemimandíbula será la rama horizontal. El procedimiento de fijación de la hemimandíbula a la resina se realiza colocando ésta en una caja de aluminio diseñada para que el proceso de desmolde sea más sencillo, quedando la caja preparada para un nuevo ensayo. Esta caja sirve como elemento contenedor de la hemimandíbula embebida en la resina mientras fragua. Se ha utilizado resina y su correspondiente catalizador del fabricante Plainsur en proporción de 32 ml de resina y 16 ml de catalizador.

2.3.3. Generación del patrón

Para la generación del patrón de manchas sobre las hemimandíbulas se emplea pintura negra en spray. La pintura es rociada a una distancia de entre 1 m y 1,5 m en dirección perpendicular a la hemimandíbula, de manera que sucesivamente vayan depositándose pequeñas gotas de pintura sobre el espécimen. Se emplea también un aerógrafo para desperdiciar la menor cantidad de pintura posible. Dado que la mayor parte de la superficie es de color blanca, se produce un contraste adecuado al emplear pintura negra salvo en algunas zonas que son de color rojizo debido a la propia naturaleza del espécimen. En estos casos puede ser recomendable imponer una base blanca. En la figura 2 se observa el patrón realizado sobre una de las hemimandíbulas ensayadas, apreciándose el tamaño y distribución de las motas que lo conforman.

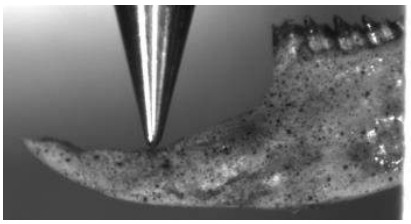


Figura 2: Patrón realizado sobre la hemimandíbula.

2.4. Ensayo biomecáico

Los ensayos se llevarán a cabo al cargar cada hemimandíbula mediante una carga puntual en dirección perpendicular al eje de la rama horizontal de la hemimandíbula aplicada en el extremo del borde superior, denominado borde alveolar, por detrás del incisivo horizontal, que es el diente delantero de la hemimandíbula [7,8]. La carga se aplica mediante un punzón de aluminio acoplado en la mordaza superior de la máquina de ensayos. Esta se va aumentando progresivamente a una velocidad de 1 mm/s hasta llegar a la fractura de la hemimandíbula para los ensayos 4 y 5. En el ensayo 5 la velocidad de carga es igual a 0,33 m/s [9,10].

En las primeras pruebas efectuadas la carga se aplicó justo en el incisivo horizontal, tratando de simular las cargas fisiológicas. Sin embargo, para asegurar que cada hemimandíbula no se fracture por el incisivo horizontal, que es una zona más débil, la carga se sitúa por detrás del mismo obteniéndose así más información para el resto del espécimen, ya que en este caso la carga que puede aplicarse es mayor.

3. Resultados

En total se presentan cinco ensayos. Los resultados que van a mostrarse son referentes a un ensayo en dos dimensiones con Vic-2D, a dos ensayos realizados sobre la misma hemimandíbula en condiciones similares y analizados respectivamente con Vic-2D y Vic-3D para la comparación de los resultados, además de dos ensayos en Vic-3D. La tabla 1 muestra los parámetros y características más importantes de los ensayos efectuados.

Tabla 1: Características de los ensayos.

Número de ensayo	Software empleado	Carga máxima (N)	Desplazamiento vertical máximo (mm)	Tamaño aproximado de la hemimandíbula en la imagen (píxeles)	Número de imágenes o pares de imágenes	Tipo de calibración	Error de calibración en Vic-3D (píxeles)
1	Vic-2D	28,30	1,50	2000x1200	12	Manual	-
2	Vic-2D	18,20	2,19	1200x600	8	Manual	-
3	Vic-3D	18,40	1,27	1100x550	8 pares	Estéreo	0,076
4	Vic-3D	104,33	7,12	1100x550	22 pares	Estéreo	0,063
5	Vic-3D	120,92	4,29	1350x800	40 pares	Estéreo	0,038

3.1. Ensayo 1

Las características y parámetros del ensayo se recogen en la tabla 1. Pese a que el espécimen no es plano, se realizó el análisis con Vic-2D para obtener una primera aproximación en los resultados. Se efectuó un ensayo en las condiciones expuestas, obteniéndose una carga máxima igual a 28,30 N. Las imágenes tomadas con Vic-Snap son algo oscuras debido a las dificultades para obtener imágenes claras sin saturación. Pese a ello, el patrón es visible. El área de interés tomada se corresponde con toda la superficie de hemimandíbula disponible.

La reconstrucción del área de interés es prácticamente completa salvo para puntos en zonas algo desenfocadas debido a la geometría tridimensional de la hemimandíbula. Vic-2D elimina una franja de puntos que sigue el contorno del área de interés seleccionada, aunque esta franja es muy pequeña y despreciable, lo cual indica que el patrón se reconoce satisfactoriamente (ver figura 3). Los resultados obtenidos en cuanto a medida de la geometría son coherentes, indicando una longitud máxima de 34,40 mm para todas las imágenes de la correlación y un ancho máximo de 19,30 mm. Estas medidas se comprueban con el pie de rey. Las distribuciones de desplazamientos horizontales (en el eje de la rama horizontal) y verticales (eje de aplicación de la carga) son coherentes con el ensayo tanto en cada imagen individual como en la sucesión de imágenes. Los desplazamientos horizontales son pequeños, mostrando un valor máximo de 0,31 mm para la última imagen de la correlación. El valor de desplazamiento vertical máximo es igual a 1,50 mm, que sería el desplazamiento último para la carga máxima de 28,30 N. Al aplicar la carga se observó un proceso de fluencia o creep de la resina y que provoca que la carga aplicada disminuya una vez que llega a un máximo. Los campos de deformaciones no permiten extraer conclusiones ya que las distribuciones halladas no son demasiado homogéneas ni son muy coherentes con el ensayo realizado.

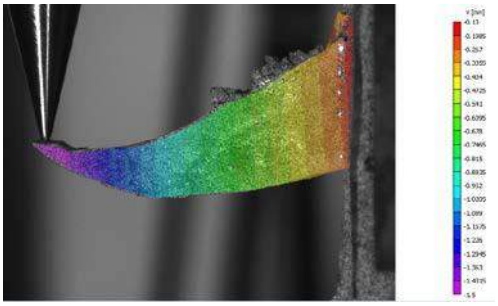


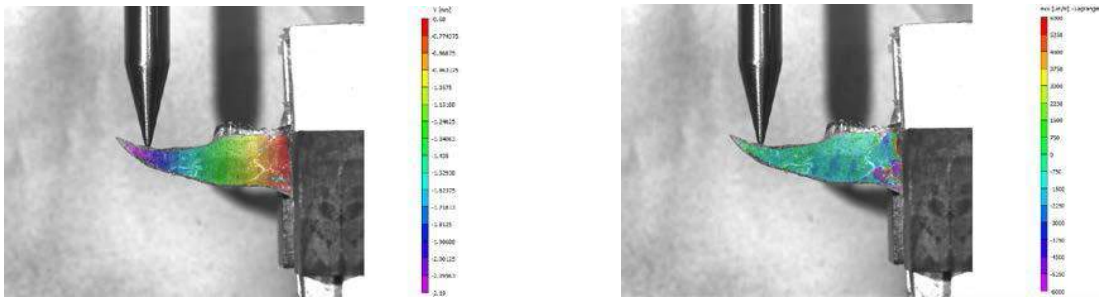
Figura 3: Última imagen de la correlación del ensayo 1 mostrando los valores de desplazamiento vertical

3.2. Ensayo 2

En este ensayo realizado con Vic-2D se impuso una carga máxima igual a 18,20 N para asegurar que el espécimen no llegue a fractura puesto que será utilizado en el ensayo 3. Los parámetros más relevantes del ensayo aparecen en la tabla 1. El tamaño de campo es mayor respecto al ensayo anterior. Como área de interés se seleccionó toda la superficie de hemimandíbula posible.

La reconstrucción del área de interés es satisfactoria para todas las imágenes pese a que en las últimas existen zonas en las que se eliminan puntos cercanos al empotramiento debido a que parte de la resina ha fluido hacia esas secciones. Nuevamente se elimina una franja muy pequeña de puntos que sigue el contorno de la hemimandíbula (ver figura 4). Las dimensiones medidas se comprueban con el pie de rey indicando que la geometría hallada es prácticamente coincidente con la original. La longitud máxima medida es igual a 35,60 mm mientras que el ancho máximo es igual a 12,30 mm. Los campos de desplazamientos horizontales y verticales

obtenidos son coherentes con el ensayo si se analiza cada imagen individualmente o la secuencia de imágenes. El valor máximo de desplazamiento horizontal medido es igual a 0,83 mm. El desplazamiento vertical máximo medido es igual a 2,19 mm correspondiente a la carga máxima. En este ensayo también se observa el proceso de fluencia o creep mencionado en el ensayo anterior. El campo de deformaciones en el eje horizontal es más homogéneo que en el caso anterior observándose valores más elevados en las secciones próximas al empotramiento (ver figura 4(b)). La distribución hallada muestra en general valores positivos en el borde alveolar y negativos en el resto de la hemimandíbula aunque sigue sin mostrar valores convincentes. Para el eje vertical, la distribución calculada es heterogénea y no permite extraer conclusiones.



(a) (b)

Figura 4: Última imagen de la correlación del ensayo 2 mostrando los valores de desplazamiento vertical (a) y de deformación horizontal (b)

3.3. Ensayo 3

Como se observa en la tabla 1 este ensayo se realizó con Vic-3D con un valor de carga similar al ensayo 2 adecuando el montaje para realizar el análisis en tres dimensiones En este caso el tamaño de campo de visión es mayor debido a la necesidad de manipular la rejilla de calibración. Por ello la hemimandíbula se observa más pequeña respecto a los ensayos con Vic-2D (ver tabla 1). Como área de interés se seleccionó toda la superficie de hemimandíbula.

La reconstrucción del área de interés no es completa. En este caso Vic-3D elimina una franja de puntos que bordea la hemimandíbula y que es de un espesor mayor que en los ensayos con Vic-2D. Por otro lado, existen zonas en las que no se devuelven resultados de manera que el área de análisis no es continua (ver figura 5). Esto indica que la reconstrucción del patrón es más compleja en ensayos en tres dimensiones.

Los valores calculados relativos a las dimensiones de la hemimandíbula son coherentes. La longitud medida es igual a 29,40 mm mientras que el ancho medido se sitúa entre 10,05 mm y 10,40 mm disminuyendo conforme avanza la secuencia de imágenes debido a que se eliminan más puntos de análisis. La reconstrucción del área de interés de forma tridimensional muestra una sucesión de valores y una geometría satisfactoria. Los valores de espesor máximo medidos se encuentran entre 3,44 mm y 3,54 mm. Estos valores se miden respecto a un eje aproximadamente perpendicular al plano medio de la hemimandíbula. Se obtienen igualmente distribuciones lógicas para los desplazamientos. Los desplazamientos horizontales son pequeños hallándose un valor máximo igual a 0,18 mm. El valor máximo de desplazamiento vertical es de 1,27 mm siendo estos valores de desplazamiento vertical aproximadamente del orden de la mitad que en el ensayo anterior. Se aprecia un giro como sólido rígido de la hemimandíbula debido a la fluencia de la resina. Los resultados a nivel de deformaciones no permiten extraer conclusiones debido a la heterogeneidad de los mismos y a los campos calculados.

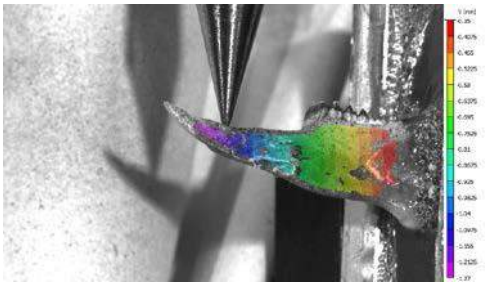


Figura 5: Imagen correspondiente a una de las cámaras del último par de la correlación en el ensayo 3. Se muestran los resultados de desplazamiento vertical.

3.4. Ensayo 4

Este ensayo es realizado con Vic-3D obteniéndose una carga máxima de 104,33 N previos a la rotura, tal y como se observa en la tabla 1. La rotura se produce a los 6,86 s en la sección que limita la hemimandíbula con el incisivo horizontal. La grieta forma un ángulo de aproximadamente 45º con el eje de la rama horizontal. En este ensayo se han conseguido imágenes más nítidas respecto a los anteriores. Disponiendo de un tamaño de campo similar al ensayo 3, se selecciona toda el área de hemimandíbula disponible previo al análisis. El análisis con Vic-3D se realiza hasta el momento de fractura.

La reconstrucción del área de interés no es del todo completa ya que el programa elimina una franja de puntos que bordea la hemimandíbula, de mayor espesor que para los ensayos en dos dimensiones. Se observan pequeñas zonas dentro del área de análisis en las que no se devuelven puntos (ver figura 6).

Las dimensiones que se han obtenido correspondientes al área de interés se ubican entre 20,50 mm y 22,30 mm para la longitud y entre 10,35 mm y 12,80 mm para el ancho siguiendo la secuencia de pares de imágenes. La medición respecto a un eje aproximadamente perpendicular al plano medio de la mandíbula indica un espesor máximo de entre 2,68 mm y 2,92 mm para la secuencia de imágenes. Las distribuciones y valores de desplazamiento son coherentes con el ensayo analizando cada par individualmente o la secuencia. Se tienen valores mayores de desplazamiento horizontal respecto a anteriores ensayos, obteniéndose un valor máximo de 2,31 mm para el último par. El valor de desplazamiento vertical máximo es de 7,12 mm para el último par (ver figura 6). Se aprecia un giro como sólido rígido de la hemimandíbula dado a la fluencia de la resina. No se hallan distribuciones satisfactorias para los campos de deformaciones, además de obtenerse valores muy elevados.

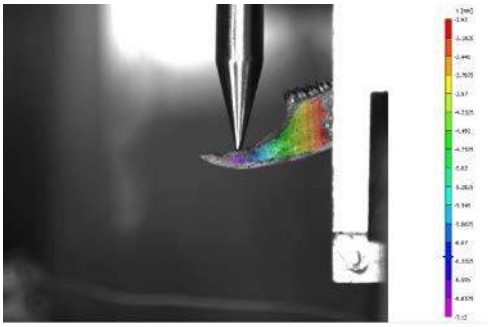
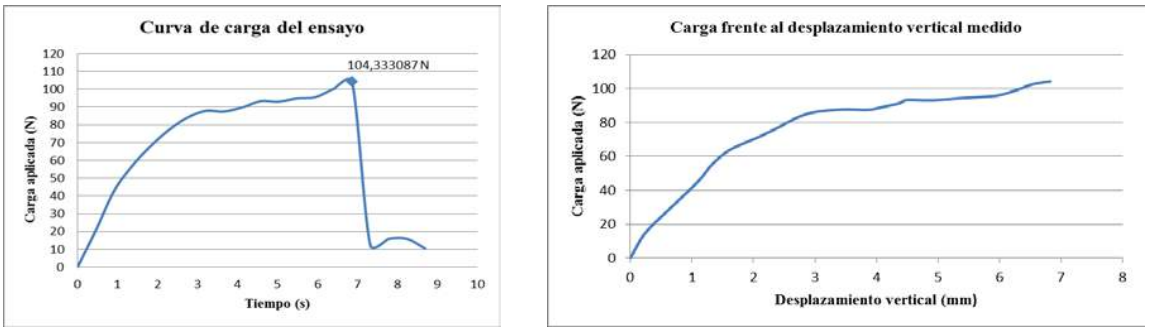


Figura 6: Imagen correspondiente a una de las cámaras del último par de la correlación en el ensayo 4. Se muestran los resultados de desplazamiento vertical.

La curva de fuerza obtenida se aprecia en la figura 7(a). Tras el valor máximo se produce la fractura, distinguiéndose una disminución en los valores de carga. En la figura 7(b) se representa la carga frente al desplazamiento vertical medido. La rigidez media del conjunto hemimandíbula-resina en la zona lineal, hasta (60 ± 5) N y (1,5 ± 0,1) mm es de (40 ± 6) N/mm.



(a) (b)

Figura 7: Curva de carga del ensayo (a). Carga frente a desplazamiento vertical medido (b)

3.4. Ensayo 5

En este ensayo analizado con Vic-3D la carga máxima alcanzada es igual a 120,92 N previos a la rotura, que en este caso se produce a los 12,82 s en la sección próxima a los dientes de la hemimandíbula. La grieta forma aproximadamente un ángulo de 45º con el eje de la rama horizontal. Dado al mayor tamaño del espécimen en

este ensayo, la hemimandíbula abarca más tamaño en la imagen respecto a ensayos anteriores (tabla 1). Se han obtenido así mismo imágenes nítidas y con buen contraste. Como área de interés se selecciona toda la superficie de hemimandíbula disponible. El análisis de pares de imágenes se realiza hasta la fractura.

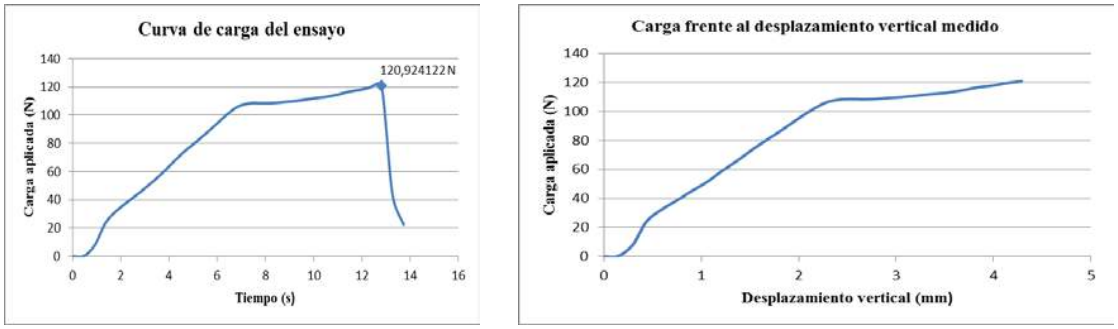
La reconstrucción del área de interés no es completa puesto que se elimina una franja de puntos que bordea la hemimandíbula tal y como ocurre en ensayos anteriores con Vic-3D. Existen zonas en las que no se devuelven puntos de análisis (ver figura 8).

La medición de la geometría de la hemimandíbula es satisfactoria, obteniéndose valores entre 35,80 mm y 36,20 mm para la longitud y entre 13,90 mm y 14,00 mm para el ancho, siguiendo la secuencia de pares de imágenes. La medición respecto a un eje aproximadamente perpendicular al plano medio de la mandíbula proporciona un espesor máximo de entre 4,78 mm y 4,80 mm para la secuencia de imágenes. Las distribuciones de desplazamientos son coherentes con el ensayo siguiendo la secuencia o analizando cada par de imágenes individualmente. El valor de desplazamiento horizontal máximo es igual a 1,80 mm para el último par de la correlación. El valor de desplazamiento vertical máximo es igual a 4,29 mm para el último par. En el instante de tiempo en el que se produce la fractura de la hemimandíbula en el ensayo 4, se tiene un desplazamiento vertical medido de 2,38 mm (ver figura 8). Se aprecia un giro como sólido rígido de la hemimandíbula dado a la fluencia de la resina. No se hallan distribuciones satisfactorias para los campos de deformaciones.



Figura 8: Imagen correspondiente a una de las cámaras a los 6,86 s del ensayo, correspondientes con la fractura en el ensayo 4. Se muestran los resultados de desplazamiento vertical.

La curva de fuerza obtenida se observa en la figura 9(a). Tras el valor máximo se produce la fractura, distinguiéndose una disminución en los valores de carga. En la figura 9(b) se representa la carga frente al desplazamiento vertical medido. La rigidez media del conjunto hemimandíbula-resina en la zona lineal, hasta (105 ± 5) N y (2,2 ± 0,1) mm es de (47,73 ± 4,44) N/mm.



(a) (b)

Figura 9: Curva de carga del ensayo (a). Carga frente a desplazamiento vertical medido (b)

4. Discusión

Una de las primeras dificultades que han surgido durante la realización de los ensayos es la realización del patrón sobre la hemimandíbula. Por ser éste un espécimen de naturaleza ósea, posee tejidos en su superficie que dificultan la obtención de un patrón con un contraste adecuado. Por ello, se han realizado patrones con la mejor calidad posible teniendo en cuenta el tamaño, densidad y contraste. Debido a esta dificultad, el software Vic-3D requiere de un preanálisis para que pueda reconocer el patrón y así mismo devolver resultados sobre un área de interés de tamaño parecido a la seleccionada.

Los tres primeros ensayos sirven como toma de contacto con el equipo de medición, así como para la optimización del procedimiento de medida, para que éste sea lo más certero y fiable posible. Las medidas halladas relativas a dimensiones se comprueban con un pie de rey. El primer ensayo muestra valores convincentes para un análisis en dos dimensiones. En el ensayo 2 se pretende continuar con la verificación de la puesta a punto del equipo de medición con un análisis con Vic-2D. Por otra parte, se plantea el objetivo de comparar los resultados obtenidos con los hallados en un ensayo posterior realizado en las mismas condiciones de carga aunque analizado con Vic-3D para así evaluar la compatibilidad de los resultados teniendo en cuenta que la geometría de la hemimandíbula no es plana. Para el ensayo 3 se tiene como objetivo principal comprobar que el patrón es reconocido en un análisis con Vic-3D. Por otra parte, se sigue con la continuación de la verificación del procedimiento de medida en ensayos en tres dimensiones y se plantea la comparación de los resultados hallados con el anterior ensayo en dos dimensiones. Los resultados obtenidos son compatibles teniendo en cuenta la mayor dificultad de reconstrucción en tres dimensiones. Para los desplazamientos se observa que al aplicar un valor similar de carga máxima los valores son menores en el ensayo 3 que en el ensayo 2. Esto es así puesto que la resina sufrió un proceso de endurecimiento al realizar el ensayo en dos dimensiones y a continuación en tres dimensiones. Este proceso es corroborado por la medición realizada con el LVDT, que proporcionó valores coincidentes con los hallados en Vic-3D, lo que confirma que la resina se endureció. En los ensayos 4 y 5 se pretende la obtención de resultados en un ensayo a rotura de la hemimandíbula, puesto que ya se domina la puesta a punto del equipo. Se obtienen las curvas de carga frente a desplazamiento, observándose la rigidez en el ensayo 4 menor que en el ensayo 5. La proporción de tramo lineal es considerablemente menor en el ensayo 4 que en el 5.

En todos los ensayos se observa un proceso de fluencia de la resina conforme se aplica la carga. Este proceso es propio de materiales blandos sometidos a carga durante un periodo de tiempo, de manera que la tensión a la que están sometidos disminuye manteniendo el mismo estado de deformación. Esto indica que la fijación no es totalmente completa, aunque sí satisfactoria. La distribución de valores de desplazamiento horizontal corrobora este proceso de fluencia, puesto que indican un giro como sólido rígido de la hemimandíbula respecto a un eje perpendicular a la imagen.

Las mayores discrepancias se dan en los resultados referentes a deformaciones ya que en ningún caso se observó un campo de valores demasiado uniforme ni coherente tanto cualitativa como cuantitativamente. Salvo caso excepcional, en ninguno de los ensayos se hallaron campos de deformaciones satisfactorios.

5. Referencias

[1] Wong, R. C. W.,Tideman, H.,Kin, L., Merkx, M. A. W., Biomechanics of mandibular reconstruction: a review. I*nt. J. Oral Maxillofac. Surg*., 39: 313–319, (2010)

[2] Atali, O., Varol, A., Basa, S., Ergun, C., Hartomacıoğlu, S.,Comparison and validation of finite element analysis with a servo-hydraulic testing unit for a biodegradable fixation system in a rabbit model. *Int. J. Oral Maxillofac Surg*., 43: 32–39, (2014)

[3] Turner, C. H., Burr, D.B., Experimental techniques for Bone Mechanics, *Bone Mechanics Handbook,* edited by Cowin, S.C., CRC Press (2001)

[4] Evans, F. G., *Mechanical Properties of Bone,* Charles C Thomas, Springfield, IL, (1973)

[5] Broz, J.J., Simske, S. J., Greenberg, A.R., Luttges, M.W., Effects of rehydration state on the flexural properties of whole mouse long bones, *J. Biomech. Eng.*, 115, 447-449-, (1993)

[6] Bonfield, W., Li, C. H., The temperature dependance of the deformation of bone, *J. Biomed, Eng.,* 1, 323-329, (1968)

[7] Reilly, D. T., Burstein A. H., The elastic and ultimate properties of compact bone tissue, *J. Biomech.,* 8, 393-405, (1975)

[8] Spatz, H.-Ch., O'Leary, E. J., Vincent, J. F. V., Young's moduli and shear moduli in cortical bone, *Proc. R. Soc. Lond. B. Biol. Sci.,* 263, 287-294, (1996)

[9] Park, H. C., Lakes, R. S., Cosserat micromechanics of human bone: strain redistribution by a hydration sensitive constituent, *J. Biomech.,* 19, 385-397, (1986)

[10] Carter, D. R., Hayes, W. C., The compressive behaviour of bone as a two-phase porous structure, *J. Bone Joint Surg.,* 59-A, 954-962, (1977)

Nueva técnica de fijación invertida para el LCA: estudio biomecánico in vitro en modelo porcino

M. Prado Nóvoa [1], A. Pérez-Blanca Cobos [2], F. Ezquerro Juanco[3], S. Postigo Pozo[4], F García Vacas[5] A. Espejo Reina[6], A. Espejo Baena[7]

[1]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. mpn@uma.es
[2]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. anaperez@uma.es
[3] Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. fezquerro@uma.es
[4]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. spostigo@uma.es
[5]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Málaga. fgv@uma.es
[6]Complejo Hospitalario de Jaén. aspejo@hotmail.com
[7] Hospital Universitario Virgen de la Victoria, Málaga. aespejob@gmail.com

Este trabajo analiza las propiedades mecánicas iniciales de una nueva técnica de reconstrucción del ligamento cruzado anterior (LCA) que invierte los elementos de fijación de la técnica estándar entre los sitios anatómicos, propone utilizar cross pin externo en tibia y tornillo de interferencia en fémur. Se ha comprobado en un modelo porcino que la fijación tibial mediante un cross pin transversal anclado a la superficie cortical, ofrece una resistencia media muy superior al tornillo interferencial, mejorando la deformación a carga última y sin diferencias en el desplazamiento total con niveles de carga propios de actividades diarias. Este trabajo presenta los resultados de la evaluación de las propiedades mecánicas de la fijación femoral. Utilizando ambos resultados, cuando se compara el mismo método de fijación en diferentes sitios, no se encuentran diferencias entre tibia y fémur para el tornillo de interferencia, mientras que la utilización de cross pin muestra niveles de resistencia significativamente mayores en la tibia. Cuando se comparan los dos métodos de fijación en un mismo sitio, el cross pin arroja mejores resultados en tibia y fémur, aunque resulta especialmente ventajoso en la inserción tibial. Se establece, por tanto, que desde un punto de vista mecánico la fijación invertida no solo no tiene efectos negativos frente a la técnica de reconstrucción estándar del LCA sino que incluso mejora la resistencia en la inserción tibial.

1. Introducción

La técnica estándar para la reconstrucción del ligamento cruzado anterior (LCA) utiliza tornillo de interferencia en tibia y cross pin transversal en fémur. La fijación de la plastia a la tibia es el punto más débil de la intervención desde un punto de vista mecánico, las causas aducidas para ello son la menor densidad del hueso tibial respecto al fémur y una dirección de carga más directa sobre la fijación [1,2]. Por otra parte, se ha comprobado que el cross pin presenta mayor resistencia que los tornillos de interferencia [3], con lo que es en el elemento más débil donde se situaría la fijación más débil.

Un trabajo anterior comprobó en un modelo porcino que la fijación tibial mediante un cross pin transversal (Biosteon® cross pin, Biocomoposites Ltd, Staffordshire, UK) anclado a la superficie cortical, ofrece una resistencia media muy superior al tornillo interferencial tanto a fluencia como en carga última, mejorando así mismo la deformación a carga última y sin presentar diferencias significativas en el desplazamiento total con niveles de carga típicos de actividades diarias [4]. Sin embargo, la utilización de cross pin en tibia obliga a la adopción de una fijación alternativa a la habitual en el fémur. Para evaluar el éxito de una técnica de reconstrucción que aproveche los resultados de ese trabajo, se hace necesario proponer una fijación alternativa de la plastia en el fémur que también consiga mejorar, o al menos no debilitar, la fijación femoral que proporciona la reconstrucción estándar.

Este trabajo analiza las propiedades mecánicas iniciales de una nueva técnica de reconstrucción del LCA que invierte los elementos de fijación de la técnica estándar entre los sitios anatómicos, propone utilizar cross-pin en tibia y tornillo de interferencia en fémur. Para ello se utilizan los ya conocidos resultados en la fijación tibial con cross pin externo y se evalúa, en ensayos similares, el comportamiento del tornillo interferencial en fémur frente a la utilización cross pin, conociendo que los injertos de tejido blando fijados con tornillos de interferencia pueden presentar fracaso con niveles de carga bajos además de permitir un mayor desplazamiento del injerto. A continuación se realiza un estudio comparativo global del resultado de ambas técnicas de reconstrucción en ambos sitios anatómicos.

La técnica de fijación invertida propuesta presenta ventajas añadidas a la posible mejora de las propiedades mecánicas iniciales, puesto que permite realizar el túnel femoral con técnica fuera-dentro, lo que facilita una reconstrucción más anatómica de la articulación [5-7]. Adicionalmente, ofrece una solución en cirugías de revisión tras el fracaso de la reconstrucción convencional como consecuencia de la dilatación del túnel tibial, en las que la posición invertida del sistema de fijación puede asegurar una sujeción tibial adecuada mediante el sistema transfixiante alternativo.

2. Materiales y métodos

Los datos referidos al comportamiento de la fijación tibial mediante cross-pin fueron presentados con anterioridad en Pozo y col. [4] Este trabajo presenta los resultados de un modelo similar para evaluar la fijación femoral.

2.1. Grupos de ensayo

En el estudio se utilizaron 14 tendones del flexor digitorum profundus porcinos y 14 fémures también porcinos, procedentes de ejemplares de 6 meses de edad. El extremo proximal de los huesos se seccionó para dejar una longitud aproximada de 12cm en la dirección de su eje anatómico y se eliminó el tejido blando circundante, posteriormente cada espécimen femoral se envolvió para su conservación en gasa empapada en solución salina, se introdujo en bolsa plástica cerrada y se mantuvo congelado a -25º [8]. Los tendones se limpiaron igualmente de los tejidos adyacentes y fueron preservados en las mismas condiciones. Se midió el diámetro de los tendones con tubos de calibración de injerto seriados con incrementos de 0.5 mm, aceptándose solo aquellos tendones que atravesaban el calibre de 9 mm pero no el de 8.5 mm, para eliminar la variabilidad que el grosor del injerto pudiese introducir en el estudio. Finalmente los fémures y tendones se dividieron aleatoriamente en 2 grupos de 7 ejemplares cada uno.

2.2. Simulación de la reconstrucción femoral

Para la simulación de la fijación femoral se utilizó material quirúrgico especializado Biosteon (Stryker, Kalamazoo, MI). El día previo al ensayo los especímenes que iban a ser utilizados se descongelaron a temperatura ambiente.

Los cabos de las plastias se suturaron para formar un bucle cerrado, utilizando hilo de sutura bioabsorbible Nº1 con la técnica estándar Krackow, comenzando a 30 mm de los extremos del tendón y con una longitud de 40 mm aproximadamente [9].

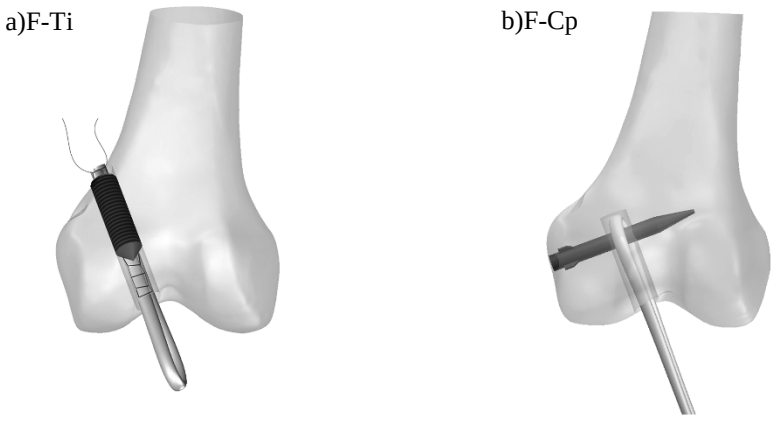


Figura 1: Esquema de la fijación femoral: a) Grupo F-Ti: tornillo de intereferncia; b) Grupo F-Cp: cross-pin

- Grupo F-Ti, fijación femoral con tornillo de interferencia (figura 1.a): con ayuda de una guía tibial situada a 80º y con técnica fuera-dentro, se abre en el fémur un túnel de 9 mm. Se introduce la plastia en el túnel femoral en dirección caudeo-craneal con ayuda de los hilos de tracción, y se fijan sus extremos libres mediante tornillo de interferencia biodegradable de 10 mm de diámetro, superando en 1 mm el diámetro del túnel, y 35 mm de longitud (Biosteon® Wedge Interference Screw, Biocomoposites Ltd,

Staffordshire, Reino Unido). El bucle del injerto se sitúa sobresaliendo distalmente 30mm desde la superficie del fémur, para simular la longitud intraarticular en el ensayo biomecánico.

- Grupo F-Cp, fijación femoral con Cross Pin (figura 1.b): se abre en el fémur un túnel de 9 mm de diámetro con la misma orientación que en el grupo anterior, alcanzando 30 mm de profundidad El bucle del tendón se inserta en el túnel femoral y se fija con cross pin de PPLA de 6mm de diámetro y 40mm de longitud (Biosteon® cross pin, Biocomoposites Ltd, Staffordshire, UK) introducido en dirección perpendicular al túnel.

2.3. Ensayo biomecánico

Se reproduce el ensayo planteado en el trabajo en el que se evaluó la fijación tibial [4], a fin de poder interpretar los resultados del conjunto de la reconstrucción del LCA: situando el túnel óseo en la dirección de tracción, las reconstrucciones se someten a precarga de 50N durante 45s, y posteriormente a 5000 ciclos de tracción a 1Hz entre 50N y 200N, donde los primeros 10 ciclos se consideran de preacondicionamiento. Los especímenes que superan el ensayo cíclico, son cargados con una fuerza de tracción de 50N durante 45s y posteriormente sometidos a tracción hasta rotura controlada en desplazamiento a 1 mm/s.

Como resultado del ensayo se calcula para el sistema injerto-hueso-fijación:

- Desplazamiento residual: como la diferencia entre la longitud intraarticular al inicio de los ciclos de carga, tras el preacodicionamiento, y la registrada finalizado el ensayo cíclico, en ambos casos con la fijación sometida a la mínima carga de tracción (50 N).
- Carga última en el ensayo de rotura.
- Carga de fluencia en el ensayo de rotura, considerada como la fuerza en el primer punto de la curva carga-desplazamiento en el que la pendiente claramente disminuye.
- Rigidez de la región lineal de la curva carga-desplazamiento.
- Desplazamiento intraarticular entre 50N y 200N, 450N y en la carga de rotura.
- Desplazamiento total a 200N y 450N, resultantes de la suma del desplazamiento residual tras el ensayo cíclico y el desplazamiento en el ensayo de tracción a esos niveles de carga. Se han seleccionado 450N, como el límite superior que es esperable soporte el LCA durante la actividad diaria [10] y 200N, como un valor intermedio asociado al nivel de carga máximo que el injerto soportará en un postoperatorio con protocolos para rehabilitación acelerada [11-12].
- Se registra el modo de fallo de cada espécimen.

El análisis estadístico de los resultados se realizó con el software comercial IBM SPSS® Statistics versión 19(IBM, Chicago, IL, EEUU). Para cada grupo se calcularon los valores medios y desviaciones estándar de las variables. Las diferencias entre los dos grupos se evaluaron con test U de Mann-Whitney, considerándose que existen diferencias significativas cuando el valor de p fue inferior a 0.05.

3. Resultados

Los resultados del comportamiento de la fijación tibial fueron detallados en Postigo y col. [4]. Los resultados encontrados en ambos sitios anatómicos, aunando los mencionados y los obtenidos en ese trabajo, se muestran en la Tabla 1, siendo T-Ti y T-Cp los grupos correspondientes a la fijación tibial con tornillo de interferencia y cross pin externo respectivamente.

Cuando se comparan las dos fijaciones en tibia (tabla 2, comparativa I) se observa que la utilización de cross pin supone, frente a la utilización de tornillo de interferencia, una significativamente mayor carga última ($p=0.018$) y carga de fluencia ($p=0.018$) con desplazamiento en carga última significativamente menor ($p=0.025$), sin embargo la rigidez del conjunto también es significativamente más reducida ($p=0.018$). En cuanto, al estudio comparativo de la inserción femoral (tabla 2, comparativa II) no encuentra diferencias significativas en la utilización de ambos métodos de fijación excepto en relación al desplazamiento a carga última ($p=0.002$) con valores mayores para el tornillo de interferencia.

Por otra parte, cuando se analiza comparativamente el comportamiento de la misma fijación en los dos sitios anatómicos (tabla 2, comparativas III y IV), se observa que el cross pin proporciona una mayor carga última ($p=0.009$) y carga de fluencia ($p=0.006$) en la fijación tibial de la que ofrece en el fémur. Sin embargo, no se

encuentran diferencias significativas para ninguno de los parámetros estudiados cuando se compara el comportamiento del tornillo de interferencia en tibia y fémur (p>0.142 en todas las comparaciones).

Tabla 1: Valores medios y desviación típica de los resultados del ensayo cíclico y de rotura

	T-Ti	**T-Cp**	**F-Ti**	**F-Cp**
Carga última (N)	873.63 (103.93)	1047.75 (112.94) [a, c]	955.87 (135.71)	836.57 (136.24)
Carga de fluencia (N)	570.92 (174.12)	966.52 (141.50) [a, c]	563.83 (140.38)	704.55 (108.05)
Rigidez (N/mm)	309.97 (107.30)	201.52 (38.53) [a]	319.28 (118.99)	241.93 (111.51)
Desplazamiento carga última (mm)	14.01 (6.23)	5.74 (1.07) a	15.78 (6.11)	4.86 (1.15) b
Desplazamiento residual (mm)	3.74 (2.70)	2.35 (0.54)	2.16 (1.53)	2.53 (1.46)

[a] Diferencias significativas con T-Ti; [b] Diferencias significativas con F-Ti; [c] Diferencias significativas con F-Cp

Tabla 2: Diferencias significativas en las propiedades mecánicas de los grupos ensayados

	Diferente fijación, misma ubicación				Misma fijación, diferente ubicación			
	Tibia *(comparativa I)*		Fémur *(comparativa II)*		Cross pin *(comparativa III)*		Tornillo interf. *(comparativa IV)*	
	T-Ti	T-Cp	F-Ti	F-Cp	F-Cp	T-Cp	T-Ti	F-Ti
Carga última	-	+		=	-	+		=
Carga de fluencia	-	+		=	-	+		=
Rigidez	+	-		=		=		=
Desplaz. a carga última	-	+	-	+		=		=
Desplazamiento residual.		=		=		=		=
Desplaz. Total a 200N		=		=		=		=
Desplaz. Total a 450N		=		=		=		=

La Figura 2 muestra el desplazamiento total encontrado en cada uno de los grupos ensayados a los dos niveles de carga representativos, 200N y 450N. No se han encontrado diferencias significativas para ningún nivel de carga estudiado, ni cuando se estudia el comportamiento de cada sistema de fijación en ambas posiciones (p>0.482) ni cuando se estudian las diferentes técnicas de fijación en un mismo sitio anatómico (p>0.338).

El modo de fallo cuando se utiliza tornillo de interferencia es fundamentalmente por desprendimiento del tendón al deslizar entre el tornillo y el hueso, sin desplazamiento observable del tornillo dentro del túnel (en 2 casos se rompió el injerto en las proximidades del tornillo, pero esto ocurrió con los niveles de carga última más altos del grupo T-Ti). El modo de fallo cuando se utiliza cross pin se debió en todos los casos a la rotura del vástago.

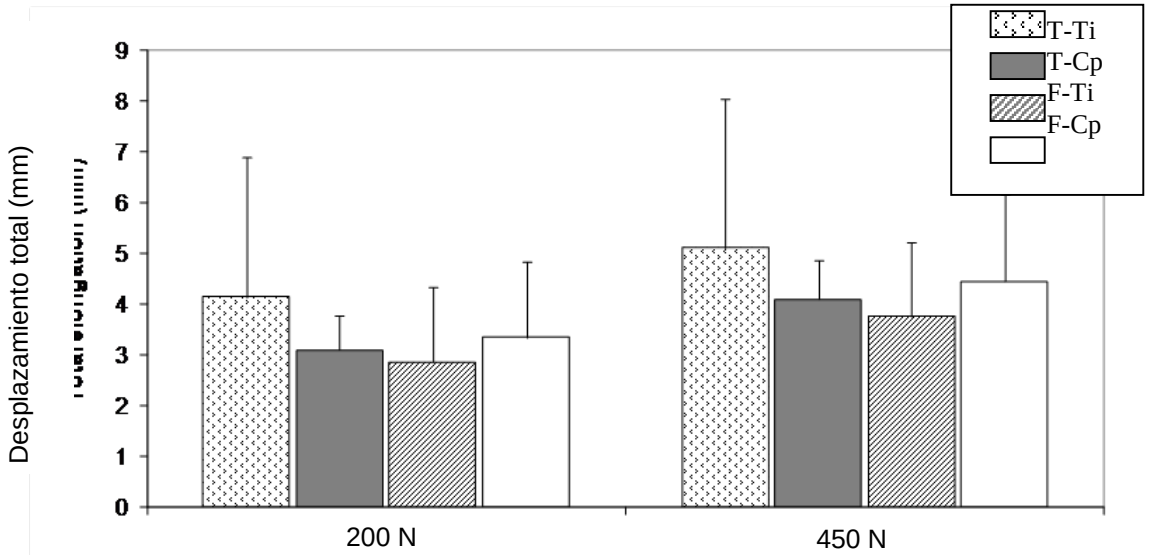


Figura 2: Desplazamiento total a 200N y 450N para cada grupo

4. Discusión

Para evaluar las propiedades iniciales de la técnica propuesta frente a la convencional, se utilizaron dos criterios comparativos: diferencias observables en las propiedades mecánicas de un sitio anatómico cuando se utiliza cross pin o cuando se utiliza tornillo de interferencia; diferencias observables en las propiedades mecánicas entre los dos sitios anatómicos cuando se utiliza un método de fijación, evaluadas para la utilización de cross pin y para la utilización de tornillo de interferencia.

Aunque no se han encontrado diferencias significativas en términos de sus propiedades mecánicas, cuando se compara la utilización de tornillo de interferencia en tibia o fémur (tabla 2 comparativa IV), sí se observa que la utilización de cross pin alcanza niveles de resistencia significativamente mayores en tibia (tabla 2 comparativa III), específicamente en cuanto al nivel de carga de fluencia y carga última. Este incremento probablemente sea atribuible a la mayor densidad del tejido óseo en el que se asienta el cross pin en el grupo T-Cp, puesto que la técnica propuesta inserta el vástago en un canal labrado sobre la superficie cortical de la tibial, frente a la técnica estándar que apoya el vástago en hueso esponjoso. La mayor rigidez del soporte reduciría la tensión en la zona central del cross pin, incrementando su resistencia al fallo por rotura.

En cuanto a los análisis comparativos en tibia y fémur enfrentando en cada sitio anatómico las propiedades mecánicas de la utilización de cross pin frente a tornillo de interferencia (tabla 2 comparativas I y II), se observa que el cross pin ofrece mejores resultados en ambos sitios anatómicos, pero la ventaja es especialmente destacable en la inserción tibial. La utilización de cross pin en tibia reduce el desplazamiento en carga última al mismo tiempo que aumenta la resistencia de rotura y fatiga de la fijación sin variaciones en el desplazamiento total resultante, valor este último relacionado con la caracterización de la laxitud de la reconstrucción de LCA [4]. El desplazamiento total de la reconstrucción, calculado como la suma del residual cíclico y el producido por la carga en el ensayo de rotura, es un parámetro que guardará una mayor relación con la laxitud total de la articulación al avanzar el postoperatorio. La menor rigidez el tornillo de interferencia en tibia supone una mayor deformación elástica, pero el efecto parece verse anulado por la deformación residual y no se observan diferencial en el desplazamiento total bajo carga después de 5000 ciclos para ninguno de los dos niveles de carga analizados (figura 2). Por lo que no se considera una desventaja a considerar a la hora de situar el cross pin tibial.

Utilizar tornillo de interferencia en fémur como se propone, no muestra diferencias significativas frente al cross pin en cuanto a resistencia o rigidez aunque si se encuentra un incremento significativo del desplazamiento en carga última pero no a niveles de carga representativos, con las mismas consideraciones que se comentaron en el párrafo anterior.

Se considera probado que insertar en el injerto en la reconstrucción del LCA en posición más próxima a la anatómica mejora la estabilidad rotacional de la articulación y replica mejor su comportamiento cinemático. Los autores de este trabajo consideran que la técnica de fijación invertida propuesta ofrece una solución simple para posicionar el injerto en el túnel femoral en una posición más posterior y distal (en el centro de la inserción del LCA original) a la que se venía realizando clásicamente, la cual reproducía únicamente el fascículo anteromedial del ligamento. Intentar esta ubicación anatómica del túnel femoral con la técnica convencional desde dentro de la articulación presenta graves dificultades. Es muy difícil la localización del punto anatómico desde un abordaje transtibial, lo que obliga a hacerlo a través del portal anteromedial con una posición de flexión forzada de la rodilla [13-14]. Con la técnica que proponemos, al hacer el túnel con técnica fuera-dentro, la aguja-guía puede ser ubicada con mucha facilidad en la posición deseada por el cirujano; para ello, sólo es necesaria una guía de LCA que permita un ángulo de apertura de 80-90º.

La técnica de fijación invertida propuesta es útil en cirugía de revisión de la reconstrucción del LCA cuando se observa pérdida ósea en el túnel tibial, evitando la necesidad de injertos óseos en la revisión.

Existen otros estudios en modelos porcinos que evalúan la eficacia del cross pin en la inserción femoral en ensayos similares al presentado en este trabajo. Los valores encontrados para carga última oscilan entre 746N y 1491N, el rango de rigideces se sitúa entre 112.6N/mm y 210.1 N/mm, y el desplazamiento residual consecuencia del ensayo cíclico entre 1.14mm y 3.4mm [3,10-11]. Los valores obtenidos por los autores de este trabajo se sitúan en los mismos entornos en cuanto a carga de rotura y desplazamiento, siendo mayores los valores de rigidez probablemente debido al mayor número de ciclos realizados en este trabajo antes del ensayo a rotura (5000 frente a 1500) y, fundamentalmente, a que el protocolo de ensayos seguido elimina la deformación ósea incluida en los análisis de los otros autores [4].

Una posible limitación de este estudio se debe al empleo de un modelo porcino, sin bien tanto los tendones flexores porcinos [8,12] como el tejido óseo de la rodilla [3, 13-14] se consideran sustitutos aceptables del tendón humano isquiotibial en estudios de evaluación de la fijación del LCA. La utilización del modelo animal presenta además la ventaja de utilizar tejidos con características uniformes al proceder de ejemplares de la misma raza, edad y

procedimiento de cría, algo extremadamente difícil de conseguir sino imposible con material de donante humano. Es más, al tratarse éste de un estudio comparativo, aunque los valores cuantitativos resultantes de los ensayos no pueden ser directamente extrapolables al comportamiento humano, si son adecuados a efectos de comparación cualitativa entre las distintas técnicas.

5. Conclusiones

Desde un punto de vista mecánico, la reconstrucción del LCA en modelo porcino con técnica de fijación invertida (cross-pin externo en tibia y tornillo de interferencia en fémur) iguala o mejora significativamente las propiedades mecánicas iniciales frente a la fijación convencional, especialmente en la inserción tibial, y permite de forma sencilla una ubicación más anatómica de la fijación femoral.

6. Referencias

[1] J Jr Brand, D Hamilton, J Selby, D Pienkowski, DN Caborn, DL Johnson. Biomechanical comparison of quadriceps tendon fixation with patellar tendon bone plug interference fixation in cruciate ligament reconstruction. Arthroscopy, 16, (2000), 805-12.

[2] J Jr Brand, D Pienkowski, E Steenlage, D Hamilton, DL Johnson, DN Caborn. Interference screw fixation strength of a quadrupled hamstring tendon graft is directly related to bone mineral density and insertion torque. Am J Sports Med, 28, (2000), 705-10.

[3] A. Espejo-Baena, F. Ezquerro, A. Pérez de la Blanca, J. Serrano-Fernandez, F. Nadal, E. Montáñez-Heredia. Comparison of initial mechanical properties of 4 hamstring graft femoral fixation systems using nonpermanent hardware for anterior cruciate ligament reconstruction: an in vitro animal study. Arthroscopy, 22, (2006), 433-40

[4] S. Postigo, Pozo, M. Prado Nóvoa, A. Pérez-Blanca Cobos, F. Ezquerro Juanco, A. Espejo Reina, A. Espejo Baena, F García Vacas. Fijación tibial mediante cross pin en la reconstrucción del LCA: comparación con el tornillo interferencial. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, España, (2014)

[5] HR Gadikota, JA Sim, A Hosseini, TJ Gill, G Li. The relationship between femoral tunnels created by the transtibial, anteromedial portal, and outside-in techniques and the anterior cruciate ligament footprint. Am J Sports Med, 40, (2012), 882-8.

[6] SS Seo, CW Kim, JG Kim, SY Jin. Clinical results comparing transtibial technique and outside in technique in single bundle anterior cruciate ligament reconstruction. Knee Surg Relat Res, 25, (2013), 133-40.

[7] YS Shin, KH Ro, JH Lee, DH Lee. Location of the Femoral Tunnel Aperture in Single-Bundle Anterior Cruciate Ligament Reconstruction: Comparison of the Transtibial, Anteromedial Portal, and Outside-In Techniques. Am J Sports Med Aug, 41, (2013), 2533-9.

[8] P Kousa, TLN Jarvinen, M Vihavainen, P Kannus, M Jarvinen. The fixation strength of six hamstring tendon graft fixation devices in anterior cruciate ligament reconstruction: Part II: tibial site. Am J Sports Med, 31, (2003), 182–188

[9] M Prado, B Martín-Castilla, A Espejo-Reina, JM Serrano-Fernández A, Pérez-Blanca, F Ezquerro. Close-looped graft suturing improves mechanical properties of interference screw fixation in ACL reconstruction. Knee Surg Sports Traumatol Arthrosc, 21, (2013), 476-84.

[10] J Jr Brand, A Weiler, DN Caborn, CH Jr Brown, DL Johnson. Graft fixation in cruciate ligament reconstruction. Am J Sports Med, 28, (2000), 761-74.

[11] DG Nagarkatti, BP McKeon, BS Donahue, JP Fulkerson. Mechanical evaluation of a soft tissue interference screw in free tendon anterior cruciate ligament graft fixation. Am J Sports Med, 29, (2001), 67-71.

[12] S Rupp, T Hopf, T Hess, R Seil, DM Kohn Resulting tensile forces in the human bone-patellar tendon-bone graft: direct force measurement in vitro. Arthroscopy, 15, (1999), 179-84.

[13] CS Ahmad, TR Gardner, M Groh, J Arnouk, WN Levine. Mechanical properties of soft tissue femoral fixation devices for anterior cruciate ligament reconstruction. Am J Sports Med 32, (2004), 635-40.

[14] G Milano, PD Mulas, F Ziranu, S Piras, A Manunta, C Fabbriciani. Comparison between different femoral fixation devices for ACL reconstruction with doubled hamstring tendon graft: a biomechanical analysis. Arthroscopy, 22, (2006), 660-8.

[15] DL Hamner, CH Jr Brown, ME Steiner, AT Hecker, WC Hayes Hamstring tendon grafts for reconstruction of the anterior cruciate ligament: biomechanical evaluation of the use of multiple strands and tensioning techniques. J Bone Joint Surg Am, 81, (1999), 549-557.

[16] HC Chang, J Nyland, A Nawab, R Burden, DN Caborn Biomechanical comparison of the bioabsorbable RetroScrew system, BioScrew XtraLok with stress equalization tensioner, and 35-mm Delta Screws for tibiales. Am J Sports Med, 33,(2005), 1057-64

[17] MP Walsh, CA Wijdicks, BM Armitage, BD Westerhaus, JB Parker, RF Laprade The 1:1 versus the 2:2 tunnel-drilling technique: optimization of fixation strength and stiffness in an all-inside double-bundle anterior cruciate ligament reconstruction - a biomechanical study. Am J Sports Med, 37,(2009), 1539-1547

Design, control and evaluation of a low-cost active orthosis for the gait of spinal cord injured subjects

J.M. Font-Llagunes[1], D. Clos[1], U. Lugrís[2], F. Romero[3], R. Pàmies-Vilà[1], F.J. Alonso[3], J. Cuadrado[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya. josep.m.font@upc.edu*

[2]*Laboratorio de Ingeniería Mecánica. Universidad de La Coruña. javicuad@cdf.udc.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de los Materiales. Universidad de Extremadura. fjas@unex.es*

Robotic gait training after spinal cord injury is of high priority to maximize independence and improve the living conditions of the patients. Current rehabilitation robots are expensive and heavy, and are generally found only in the clinical environment. To overcome these issues, we present the design of a low-cost, low-weight and personalized robotic orthosis for incomplete spinal cord injured subjects. The paper also presents a preliminary experimental evaluation of the assistive device on one subject with spinal cord injury that can control hip flexion to a certain extent, but lacks control of knee and ankle muscles. Results show that gait velocity, stride length and cadence of walking increased (24,11%, 7,41% and 15,56%, respectively) when wearing active orthoses compared to the case when the subject used the usual passive orthoses.

1. Introduction

Spinal cord injury (SCI) is prevalent in society. Worldwide each year more than 250 000 individuals become spinal cord injured; with road traffic crashes, falls and violence as the three leading causes [1]. Walking impairment after SCI leads to a decreased quality of life and other serious health conditions, e.g., chronic pain, vein thrombosis, urinary tract infections, pressure ulcers, or respiratory complications among others; and it also carries substantial individual and societal health care costs. Among the essential measures for improving the survival, health, and social inclusion of people with SCI, the World Health Organization (WHO) recommends improving access to skilled rehabilitation services to maximize function, independence, overall well-being and community integration; and to appropriate assistive devices that enable people to perform everyday activities, reducing functional limitations and dependency [1]. Locomotor rehabilitation has been reported as a high priority issue for subjects with SCI independent of severity, time after injury, and age [2]. And, furthermore, robotic actuation has recently shown to be useful (and effective when combined with manual therapy) for neurorehabilitation and lower limb motor function recovery [3].

Current gait rehabilitation robots are machines that have been conceived without taking into account the patient's specific anatomy and actual degree of disability. These gait trainers can be machines that partially or totally support the patient's weight and train the walking motion over a treadmill or feet supports [4-6]; or lower limb exoskeletons that assist over-ground walking so that the patient bears his or her weight [7-9]. The first group of robots are heavy and expensive, and they are generally only found in hospitals and rehabilitation centres. However, the second group are less heavy and costly, but so far they have been only used in health care centres because skilled personnel have to manually fit the robot to the patient and operate the exoskeleton. The main drawbacks of the current technologies are: (i) due to their cost, weight and operating complexity, these machines are only found in health care centres and technical qualified personnel are required for operation and supervision; (ii) they are adapted to the patient directly at the health care centre, increasing treatment time and therefore health care costs; (iii) in general, their functional approach is to impose a movement rather than to cooperate with the patient; and (iv) in developing countries, even hospitals or rehabilitation centres have difficulty acquiring such high-cost technology.

In the last years a number of robotic prototypes aimed at assisting or rehabilitating gait have been developed in research labs [10]. For example, active ankle-foot orthoses (AFO) to treat individuals with drop-foot gait [11]; active knee-ankle-foot orthoses (KAFO) for subjects with more severe gait dysfunctions [12]; and the stance-control KAFO (SCKAFO), a device that incorporates a locking system to constrain knee flexion during the stance phase [13]. In the latter, some systems are based on mechanisms that lock flexion at a fixed position, others on electromagnetic wrap-spring clutches and, finally, other systems are based on friction. To assist the gait of complete paraplegic patients, the hip joint must also be actuated. This is the case of the active exoskeletal devices presented in [14-16].

This work presents the design, control and experimental evaluation of a novel robotic orthosis for gait assistance in subjects with SCI. More precisely, the prototype is intended for patients that can control hip flexion to a certain extent, but lack control of knee and ankle muscles. With the aim of obtaining a low-cost, low-weight and simple assistive device, the design is based on the standard passive knee-ankle-foot orthoses that these patients use after rehabilitation at the health care centre. The latter include a knee locking system, which is essential to bear the patient's weight during stance due to the lack of quadriceps force; and a compliant system that applies a dorsiflexion torque at the ankle to avoid drop-foot gait (*klenzak* joint). The active orthosis presented here improves the passive devices by adding a motor at the knee, that can move or lock the joint, and an inertial measurement unit (IMU) at the shank to detect gait events. The aim of this work is two-fold: first, we present the mechanical design and the control architecture of the robotic orthosis; and second, we perform a preliminary experimental evaluation on a subject with SCI. In this pilot study, the kinematics of walking with passive orthoses is compared with that obtained with the presented robotic device.

2. Mechanical design

The proposed lower limb active orthosis has two degrees of freedom (DOF). The knee joint is powered through an electrical motor in series with a Harmonic Drive gearbox, and the ankle is passively actuated through a compliant mechanism that applies the above-mentioned dorsiflexion torque (*klenzak* joint). This exoskeletal device is conceived for over-ground gait assistance at home or in a clinical environment. Preliminary designs where reported in [17], which presents a CAD design of a prototype that uses a motor with a planetary gearbox, a controllable locking mechanism at the knee, and an ankle encoder and on-off contact sensors for control; and [18], which presents different versions of the same product, being the last version a prototype including a motor with a planetary gearbox at the knee, and an ankle encoder and force-sensing resistors at the foot-ground interface for control.

The current device weights 2.7 kg per leg, along with a 1.7 kg backpack containing a BeagleBone Black board, the motor drivers and the battery. The bilateral thigh and shank uprights are articulated at the knee, using a standard hinge joint at the medial side and the motor-gearbox set at the lateral side. A footplate with a shoe is hinged to the shank uprights by the compliant *klenzak* joint, which allows an ankle range of motion between 10º (plantarflexion) and 15º (dorsiflexion). The initial pre-tension of the joint spring can be adjusted to the patient needs. It is important to bear in mind that the orthosis structure is specifically tailored to the patient to avoid the problem of adapting the same design to the wide range of morphologies found among patients with SCI. This is in fact the current process made to adapt passive orthoses at the orthopaedics workshops. Figure 1(a) shows the right robotic orthosis with the elements described later.

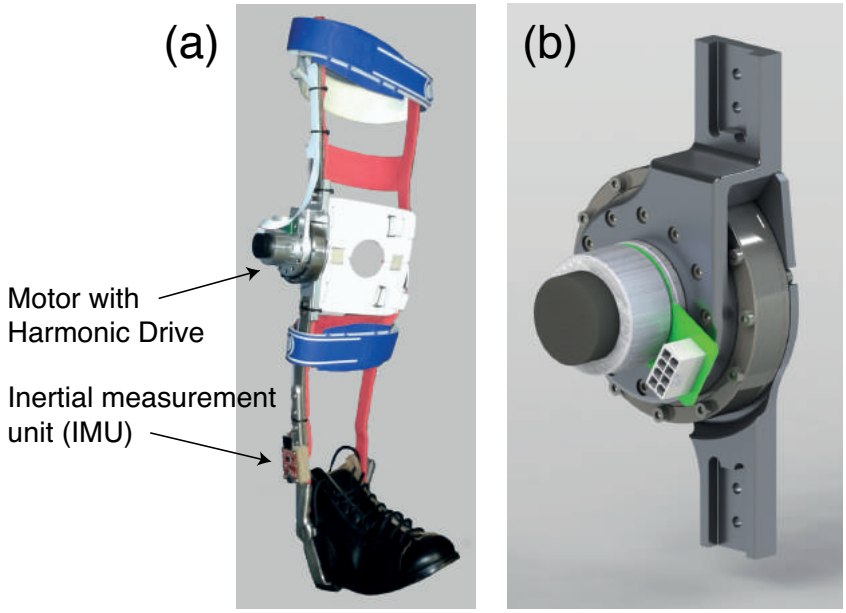


Figure 1: Robotic orthosis design: (a) general view showing the knee actuation system and the inertial measurement unit (IMU); (b) CAD design of the developed actuation system.

The design and selection of the orthosis actuation system were based on kinematic and kinetic data of the knee joint (angular velocity, torque and power) during normal gait at a normal speed [19]. The most significant criteria for the actuation system selection were the specific power (power to weight ratio of the actuation system), the system dimensions and the portability of the power supply system.

Based on the considerations above, a 70 W brushless DC motor (EC45 flat, Maxon Motor AG, Sachseln, Switzerland) was selected, which has a nominal voltage of 24 V and a nominal torque of 128 mNm (maximum continuous torque). A Harmonic Drive gearbox (SHD-20-160-2SH, Harmonic Drive AG, Limburg-Lahn, Germany) is coupled to the motor to increase torque and reduce velocity, which offers a large gear ratio with a reduced space. In this particular case, the selected gear ratio of 160:1 allows a continuous net torque at the knee of 20,5 Nm and peak torques of 60 Nm according to the motor driver current limit. Figure 1(b) shows the CAD design of the developed actuation system.

3. Sensors and control algorithm

All the sensors are placed on the orthosis mechanical structure in order to avoid issues related to safety, comfort, reliability and donning/doffing process [16]. The sensors used are one IMU and one angular encoder coupled to the knee motor per orthosis, see figure 1(a). The low-cost 9-DOF IMU (SparkFun Electronics, Niwot CO, USA) is attached to the shank upright; and incorporates a triple-axis gyro, a triple-axis accelerometer and a triple-axis magnetometer. The orientation and acceleration measurements are sent to the BeagleBone board through a serial interface.

The control algorithm is implemented in two layers. The internal layer consists of a PID controller that keeps the leg straight during the stance phase, and performs a predefined flexion-extension cycle during the swing phase. In order to detect when the swing cycle must be triggered, an outer algorithm based on the IMUs measurements is used.

3.1. Knee angle control

The knee angle θ is kept equal to zero (i.e., straight leg) during the stance phase of walking, and is set to track a predefined trajectory during the swing phase, such that:

$$\theta(t) = \frac{k_a}{2}\left[1 - \cos\left(\frac{2\pi}{t_c}t - \phi(t)\right)\right],\ 0 \le t \le t_c \tag{1}$$

where k_a is the maximum knee flexion angle, t_c is the cycle duration, and $\phi(t)$ is a phase angle that tunes the cycle by deforming the shape of the $\theta(t)$ curve:

$$\phi(t) = k_s \sin\left(\frac{\pi}{t_c}t\right) + k_w \sin\left(\frac{2\pi}{t_c}t\right) \tag{2}$$

In equation (2), parameter k_s slants the peak forward or backwards, thus modifying the relative duration of flexion and extension, whereas k_w increases or decreases the peak width. The four parameters defining the curve (t_c, k_a, k_s, k_w) can be modified from the user interface in real time, in order to better personalize the cycle to the gait pattern of the patient.

The knee motor follows the predefined trajectory by using the EPOS2 (Maxon Motor AG, Sachseln, Switzerland) implementation of the so-called interpolated position mode (IPM), defined according to the CANopen standard CiA® 402 V3.0. The controller receives a list of PVT (position, velocity, time) vectors, and performs a cubic spline interpolation between them. The EPOS2 internal controller tracks the interpolated trajectory by means of a PID algorithm with feedforward, cascaded with a PI controller that sets the motor current.

3.2. Swing detection state machine

Each shank incorporates an IMU that provides its orientation, linear acceleration and angular velocity at a 100 Hz rate. The algorithm detects the gait intention by relying exclusively on these inertial sensors, triggering the flexion-extension cycle when the following four conditions are met:

- The vertical acceleration in the ascending direction overcomes a trigger value.
- The vertical acceleration has remained within a threshold for at least a time interval.

- The shank has a minimum forward inclination angle.
- The opposite shank has a minimum backwards inclination angle.

The second condition ensures that the foot has been resting on the ground just before the trigger occurs. The third and fourth conditions are safety checks: on the one hand, they prevent the cycle from being launched when the patient raises a foot in standing position; and, on the other hand, the angles can be configured in a restrictive way to prevent false accelerometer triggers when a foot is on the ground.

4. Experimental evaluation

The device was tested on an adult female 41 years old, mass 65 kg and height 1.52 m; with incomplete spinal cord injury at T11. Before the tests, the patient was able to walk with her passive knee-ankle-foot orthoses, that included the knee locking system and the compliant ankle joint.

Two experiments were performed in this preliminary evaluation. In experiment 1, the patient walked with her usual pair of passive knee-ankle-foot orthoses with the help of two parallel bars. Then, the subject carried out six one-hour training sessions wearing the active orthoses and did some specific exercises at home to facilitate adaptation to the new assistive device. After this period, a second experiment (experiment 2) walking with the developed active orthoses was performed as seen in figure 2(a). In this case, the patient also walked with the help of the two parallel bars.

In order to compare the walking kinematics in the two experiments, four consecutive gait cycles were captured each time by six optical infrared cameras (Flex:V100, Natural Point, Corvallis, USA) that measured the three-dimensional position of 37 reflective markers. Then, a computational 3D skeletal model with 18 anatomical segments and 57 degrees of freedom was used to determine different kinematic characteristics of the subject's gait, see figure 2(b). In this study, we compared gait velocity, stride length, cadence of walking, and centre of mass (COM) lateral displacement between experiments 1 and 2.

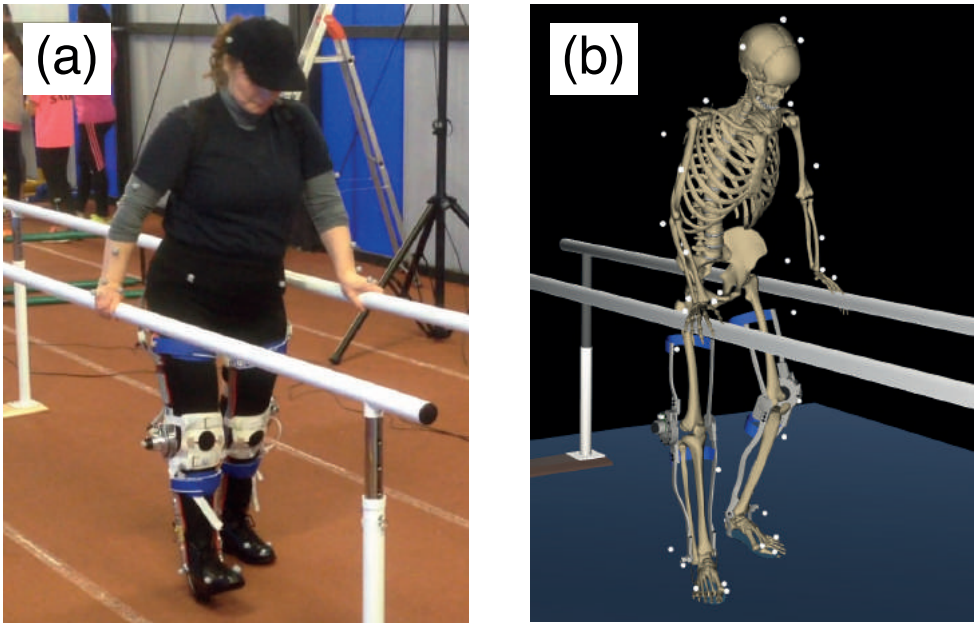


Figure 2: Gait of spinal cord injured subject assisted by active orthoses and parallel bars: (a) acquired motion; (b) computational model.

Table I shows the above-mentioned kinematic descriptors for one gait cycle during experiment 1 and another gait cycle during experiment 2. It can be seen that gait velocity, stride length and cadence of walking increased (24,11%, 7,41% and 15,56%, respectively) when wearing active orthoses compared to the case with passive orthoses. Furthermore, the lateral displacement of the subject's COM decreased in 19,31% when the subject walked with active orthoses. These results indicate that the gait obtained when using the active orthoses was faster and more balanced.

Table 1: Kinematic data with passive and active orthoses

	Experiment 1: Passive	Experiment 2: Active	% change
Gait velocity (m/s)	0,17	0,21	+24,11
Stride length (m)	0,53	0,57	+7,41
Cadence (step/min)	38,46	44,44	+15,56
COM lat. displ. (cm)	7,89	6,37	–19,31

5. Conclusions

This paper presents the mechanical design and control of a patient-tailored, low-cost and low-weight knee-ankle-foot robotic orthosis for subjects with SCI. This orthosis is equipped with a compact knee actuation system, composed by an electrical motor and a Harmonic Drive gearbox, and an inertial measurement unit at the shank to detect gait events. The system is portable by means of a backpack worn by the user containing a BeagleBone Black board, the motor drivers and the battery.

This work reports preliminary experimental evaluation of the presented assistive device on a female subject with incomplete SCI. Motion analysis at the kinematic level shows that the subject walked faster, and in a more balanced and stable way when wearing the active orthoses as compared to the case with passive orthoses. While the experiments provided promising results, more tests with a larger sample of subjects are needed in order to confirm the improvements when walking with the designed orthosis.

Future work will be devoted to improving the existing device, by increasing its robustness, portability, usability and efficiency (reduction of energetic consumption). The latter will be approached by including elasticity in series with the knee actuator to store and release energy during the walking cycle, and improve the average electrical efficiency of the motor during its working cycle. Finally, the inclusion of functional electrical stimulation (FES) to the device and the study of motor-FES co-actuation are also considered as future lines of research.

6. Acknowledgements

This work has been supported by the Spanish Ministry of Economy and Competitiveness under the project DPI2015-65959-C3-2-R, co-funded by the European Union through ERDF funds.

7. Referencias

[1] J. Bickenbach, et al. International Perspectives on Spinal Cord Injury, World Health Organization (WHO), (2013). ISBN: 978924156466 3.

[2] P.L. Ditunno, M. Patrick, M. Stineman, J.F. Ditunno. Who wants to walk? Preferences for recovery after SCI: a longitudinal and cross-sectional study, Spinal Cord, 46, (2008), 500-506.

[3] M. Hubli, V. Dietz. The physiological basis of neurorehabilitation – locomotor training after spinal cord injury, Journal of Neuroengineering and Rehabilitation, 10, (2013), 1-8.

[4] G. Colombo, M. Wirz, V. Dietz. Driven gait orthosis for improvement of locomotor training in paraplegic patients, Spinal Cord, 39, (2001), 252-255.

[5] S. Hesse, D. Uhlenbrock. A mechanized gait trainer for restoration of gait, Journal of Rehabilitation Research and Development, 37, (2000), 701-708.

[6] H. Schmidt, C. Werner, R. Bernhardt, S. Hesse, J. Krüger. Gait rehabilitation machines based on programmable footplates, Journal of Neuroengineering and Rehabilitation, 4, (2007), 1-7.

[7] E. Strickland. Good-bye, wheelchair, IEEE Spectrum, 49, (2012), 30-32.

[8] A. Esquenazi, M. Talaty, A. Packel, M. Saulino. The ReWalk powered exoskeleton to restore ambulatory function to individuals with thoracic-level motor-complete spinal cord injury, American Journal of Physical Medicine and Rehabilitation, 91, (2012), 911-921.

[9] C. Hartigan, C. Kandilakis, S. Dalley, M. Clausen, E. Wilson, S. Morrison, S. Etheridge, R. Farris. Mobility outcomes following five training sessions with a powered exoskeleton, Topics in Spinal Cord Injury Rehabilitation, 21, (2015), 93-99.

[10] A.M. Dollar, H. Herr. Lower extremity exoskeletons and active orthoses: challenges and state-of-the-art, IEEE Transactions on Robotics, 24, (2008), 1-15.

[11] J. Blaya, H. Herr. Adaptive control of a variable-impedance ankle-foot orthosis to assist drop-foot gait, IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 12, (2004), 24-31.

[12] J. Beil, G. Perner, T. Asfour. Design and control of the lower limb exoskeleton KIT-EXO-1. IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, Singapore, (2015).

[13] T. Yakimovich, E.D. Lemaire, J. Kofman. Engineering desing review of stance-control knee-ankle-foot orthoses, Journal of Rehabilitation Research and Development, 46, (2009), 257-267.

[14] A. Tsukahara, Y. Hasegawa, K. Eguchi, Y. Sankai. Restoration of gait for spinal cord injury patients using HAL with intention estimator for preferable swing speed, IEEE Transactions on neural systems and rehabilitation engineering, 23, (2015), 308-318.

[15] J.F. Veneman, R. Kruidhof, E.E.G. Hekman, R. Ekkelenkamp, E.H.F. Van Asseldonk, H. Van der Kooij. Design and evaluation of the LOPES exoskeleton robot for interactive gait rehabilitation, IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 15, (2007), 379-386.

[16] M. Bortole, A. Venkatakrishnan, F. Zhu, J.C. Moreno, G.E. Francisco, J.L. Pons, J.L. Contreras-Vidal. The H2 robotic exoskeleton for gait rehabilitation after stroke: early findings from a clinical study, Journal of Neuroengineering and Rehabilitation, 12, (2015), 1-14.

[17] J.M. Font-Llagunes, R. Pàmies-Vilà, J. Alonso, U. Lugrís. Simulation and design of an active orthosis for an incomplete spinal cord injured subject, Procedia IUTAM, 2, (2011), 68-81.

[18] J.M. Font-Llagunes, U. Lugrís, F. Romero, D. Clos, F.J. Alonso, J. Cuadrado. Design of a patient-tailored active knee-ankle-foot orthosis to assist the gait of spinal cord injured subjects. International Workshop on Wearable Robotics, Baiona, Spain, (2014).

[19] G. Bovi, M. Rabuffetti, P. Mazzoleni, M. Ferrarin. A multiple-task gait analysis approach: kinematic, kinetic and EMG reference data for healthy young and adult subjects, Gait and Posture, 33, (2011), 6-13.

Diseño y fabricación multiescala de dispositivos médicos para interacción a nivel celular y tisular

A. Díaz Lantada[1] y A. De Blas Romero[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid.*

adiaz@etsii.upm.es / ablasromero@etsii.upm.es

Los materiales biológicos consiguen un grado de adecuación al entorno y un funcionamiento optimizado gracias a sus estructuras jerárquicas multiescala, que les confieren unas propiedades físico-químicas muy especiales. Aspectos que incluyen: una porosidad variable y unos gradientes de propiedades mecánicas adaptados a las funciones metabólicas y de integridad estructural, unas texturas superficiales que promocionan interacciones complejas con el entorno e incluso propiedades como la auto-limpieza, un diseño multiescala para interactuar a distintos niveles, entre otros muchos, resultan fundamentales para el desarrollo de la vida y la supervivencia. Estos materiales biológicos constituyen una fuente de inspiración universal para ingenieros y científicos de materiales.

Los avances de las últimas décadas en el ámbito de las herramientas de Ingeniería Mecánica asistida por computador, junto con la versatilidad creativa aportada por las tecnologías de fabricación aditiva, permiten el desarrollo de materiales multifuncionales "basados en el conocimiento" y de dispositivos multi-escala, cuya aplicación al sector médico y a la consecución de interacciones especiales a nivel celular y tisular es muy destacable.

Este estudio pone de manifiesto algunos de los principales desafíos de cara al modelado de los materiales biológicos y a la consecución de interacciones a nivel celular y tisular. Se detallan también algunas de las principales estrategias de diseño, modelado y fabricación, que pueden ayudar a la obtención de complejos materiales y dispositivos biomecánicos y biomiméticos, para una mejor interacción con las células y tejidos del organismo humano. Se incluyen como casos de estudio ciertas aplicaciones relacionadas con el desarrollo de modelos diagnósticos y de dispositivos terapéuticos, en los que el control de la geometría a distintas escalas y la incorporación de topografías superficiales resultan clave.

1. Introducción

Los materiales biológicos consiguen un grado de adecuación al entorno y un funcionamiento optimizado gracias a sus estructuras jerárquicas multiescala, cuya complejidad [1] les confiere unas propiedades físico-químicas muy especiales y que resulta difícil alcanzar o emular con los materiales tradicionalmente desarrollados por el hombre. Estos aspectos especiales de los materiales biológicos incluyen: una porosidad variable y unos gradientes de propiedades mecánicas adaptados a las funciones metabólicas y de integridad estructural, unas texturas superficiales que promocionan interacciones complejas con el entorno e incluso propiedades como la auto-limpieza, un diseño multiescala para interactuar a distintos niveles, entre otros muchos, resultan fundamentales para el desarrollo de la vida y la supervivencia. En consecuencia, estos materiales biológicos constituyen una fuente de inspiración universal para ingenieros y científicos de materiales.

Los avances de las últimas décadas en el ámbito de las herramientas de Ingeniería Mecánica asistida por computador, junto con la versatilidad creativa que proporcionan las tecnologías de fabricación aditiva para obtener todotipo de geometrías, permiten el desarrollo de materiales multifuncionales "basados en el conocimiento" y de dispositivos multi-escala, cuya aplicación al sector médico y a la consecución de interacciones especiales a nivel celular y tisular es muy destacable.

Este estudio pone de manifiesto algunos de los principales desafíos de cara al modelado de los materiales biológicos y a la consecución de interacciones a nivel celular y tisular. Se detallan también algunas de las principales estrategias de diseño, modelado y fabricación, que pueden ayudar a la obtención de complejos materiales y dispositivos biomecánicos y biomiméticos, para una mejor interacción con las células y tejidos del organismo humano. Cabe citar estrategias para el diseño y fabricación de estructuras reticuladas y porosas, estrategias para el diseño y fabricación de superficies con topografía controlada a distintos niveles de escala y estrategias para la integración de tecnologías de cara al desarrollo de microsistemas "en un chip".

Se incluyen como casos de estudio ciertas aplicaciones relacionadas con el desarrollo de andamios para ingeniería de tejidos, a modo de implantes terapéuticos avanzados conformados por una matriz que se rellena de células del propio paciente [2]. También se detalla el desarrollo de ciertos modelos diagnósticos tipo "laboratorios en un chip" u "órganos en un chip", en esencia microsistemas fluídicos en los que cultivar distintos tipos de células para imitar estructuras fisiológicas [3-4], en los que el control de la geometría a distintas escalas y la incorporación de topografías superficiales resultan clave.

2. Materiales y métodos

A lo largo del estudio se muestra el empleo de diferentes herramientas, tecnologías y materiales para el diseño y fabricación de los distintos casos de estudio objeto del presente trabajo. En concreto, para el diseño asistido por computador de materiales y dispositivos multiescala y para la preparación de su fabricación aditiva por mediante conversión a formato .stl (*standard tessellation language*) se ha recurrido al software NX-8.5 (Siemens Product Lifecycle Management. En ocasiones ha sido necesario un control adicional del proceso de diseño y el empleo de funciones matemáticas, por ejemplo para definir la topografía superficial de un objeto, y se ha empleado Matlab (Mathworks Inc.), así como ciertos programas de desarrollo propio previamente detallados [5]. En otros casos se ha recurrido al software 3-matic (Materialise NV) que está específicamente diseñado para generar estructuras reticuladas y para la incorporación de texturas sobre objetos diseñados con diferentes recursos CAD 3D. Las características de estas alternativas y las ventajas de su empleo combinado se detallan en las siguientes secciones.

En cuanto a la fabricación de prototipos para validar los distintos diseños, es importante destacar el empleo de diferentes tecnologías de fabricación aditiva, en las que su actuación capa a capa permite un libertad de formas y una complejidad geométrica imposible de alcanzar con procesos substractivos más convencionales. Para validaciones geométricas se ha recurrido al proceso de fotopolimerización aditiva denominado estereolitografía láser y se han utilizado las máquinas Form1+ de Formlabs y SLA-3500 de 3D Systems, trabajando con los fotopolímeros "Clear" y "Castable" de Formlabs y con la resina epoxy "Accura 60" de 3D Systems respectivamente. Para validar la posible obtención de distintos diseños empleando materiales más parecidos a los biológicos, se ha recurrido a fotopolimerización de *slurries* cerámicas, con apoyo de la tecnología comercializada por Lithoz GmbH (www.lithoz.com). En otros casos se ha empleado un modelo maestro de resina epoxy, obtenido por esterolitografía, como molde para colada de silicona o como modelo maestro para metalizar y convertir así en inserto de molde destinado a la inyeccíon de policarbonato. Ciertos detalles, de en torno a un orden de magnitud menor que el alcanzable con tecnologías de fabricación aditiva convencionales, se han obetnido empleando ablación láser. Sobre los modelos de silicona y policarbonato se han podido realizar validaciones preliminares mediante el empleo de cultivos celulares.

3. Estrategias para diseñar y fabricar estructuras reticuladas y porosas

Probablemente la forma más directa de controlar la porosidad de un objeto, desde la fase de diseño, sea diseñar una librería de geometrías 3D empleando operaciones CAD sencillas (extrusiones, vaciados, operaciones matriciales, operaciones Booleanas) para llegar a estructuras de tipo "troncos apilados" o intersecantes, en las que la modificación del número de vigas o "troncos" y de su diámetro permite controlar la porosidad de los objetos de la librería y sus propiedades mecánicas. También se puede proceder realizando operaciones de vaciado sobre un objeto sólido, como por ejemplo un cubo al que se le restan esferas o cilindros de distintos diámetros. Una vez obtenida la librería, el empleo de operaciones Booleanas (p.ej. intersección) permite aplicar la retícula o la porosidad desarrollada a un objeto previamente diseñado.

En el caso de desarrollos orientados a imitar la complejidad de los materiales biológicos, el proceso resulta algo más laborioso, puesto que éstos suelen incorporar zonas con densidades y elasticidades muy diferentes y además incluir importantes gradientes de propiedades dentro de dichas zonas. Para la incorporación de gradientes de densidad (y de propiedades mecánicas) es posible trabajar con operaciones CAD sencillas, de nuevo con estructuras reticuladas sencillas, pero en las que celdilla a celdilla unitaria se modifiquen los valores de espesor de retícula o en las que capa a capa se modifique el número de poros incorporado. Se incluyen ciertos ejemplos relacionados con estos procedimientos de diseño en la Figura 1. Se han fabricado empleando la ya mencionada fotopolimerización de *slurries* cerámicas, es decir, de pastas de base polimérica con alto contenido de partículas cerámicas, en las que un proceso aditivo permite polimerizar la base polimérica y fijar las partículas. Se llega así a una pieza sólida que se somete posteriormente a un quemado de la fase polimérica y a un sinterizado para obtener una pieza final cerámica. En este caso se ha empleado alúmina, pero es posible trabajar con cerámicos aún más parecidos a la composición de nuestros huesos. Una alternativa de diseño consiste en emplear vigas de la misma dimensión transversal, pero haciéndolas converger, para que la retícula finalmente obtenida tenga capa a capa un gradiente de densidad (ver Figura 2).

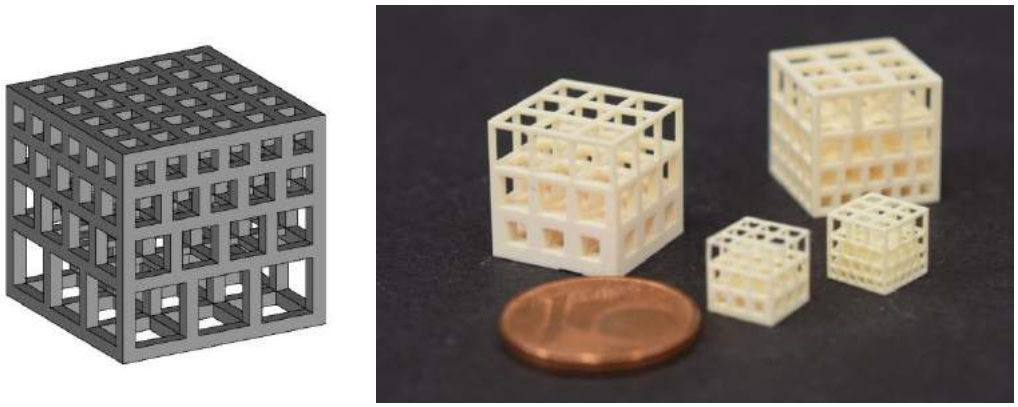


Figura 1: Diseño y fabricación multiescala de andamios tisulares cerámicos empleando fotopolimerización de *slurries* cerámicas (diseño UPM, prototipo cortesía de Lithoz GmbH en el marco del proyecto Europeo Tomax).

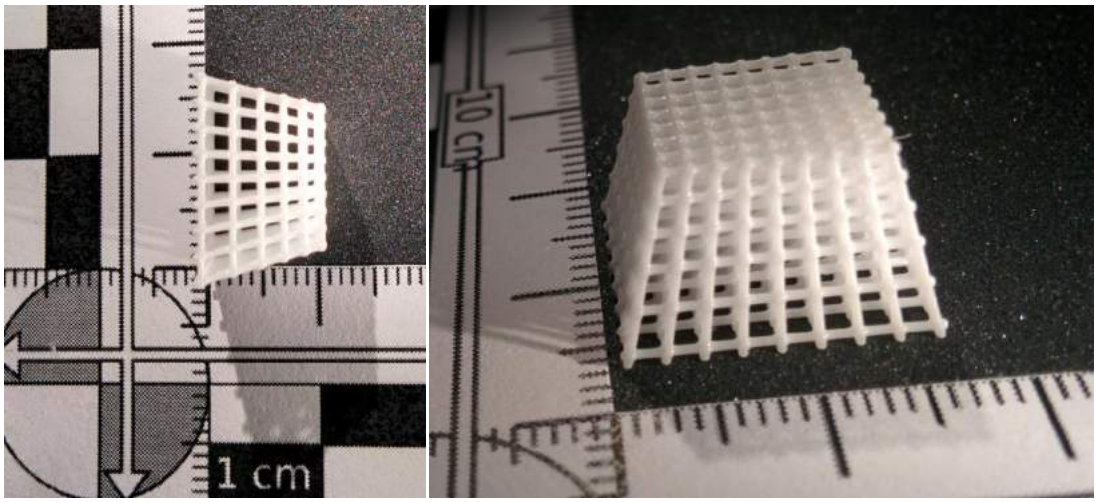


Figura 2: Fabricación de andamio multiescala con gradiente de porosidad empleando fotopolimerización de *slurries* cerámicas (diseño UPM, prototipo cortesía de Lithoz GmbH en el marco del proyecto Europeo Tomax).

La novedosa posibilidad de fabricar (típicamente de forma aditiva) geometrías reticuladas y porosas, con las que es viable optimizar comportamientos mecánicos, térmicos, fluídicos, de numerosos dispositivos en distintos sectores, a la vez que se minimiza el empleo de material y se reducen los impactos ambientales, ha llevado al desarrollo de software específico para el control de la distribución de material en el interior de geometrías CAD 3D. Entre estos desarrollos recientes cabe citar ciertos software de optimización topológica como Inspire (Altair - Hyperworks) y el software 3-matic de Materialise que utilizamos para el diseño de los siguientes andamios tisulares (ver Figuras 3-4).

Empleando estas alternativas de diseño, el software específicamente orientado a la optimización topológica o al empleo de retículas o poros permite definir zonas de interés dentro de un objeto ya diseñado. Esto resulta interesante para el desarrollo de andamios tisulares biomiméticos, en los que poder diferenciar por ejemplo zonas más densas (y rígidas), para motivar una diferenciación celular hacia tejido óseo, y zonas más porosas (y flexibles), que puedan motivar una diferenciación hacia cartílago. Los andamios diseñados según este enfoque pueden ser especialmente adecuados para reparación de daños articulares, en los que una regeneración osteo-condral resultaría ideal. Si bien la geometría final del andamio se podría adaptar al defecto incluso de manera personalizada, los modelos de la Figura 3 están pensados como modelos o probetas para el desarrollo de estudios in vitro y para analizar las bondades de la mencionada presencia de zonas con propiedades mecánicas muy distintas gracias al empleo de tamaños de poros de diferentes magnitudes. Se muestran, a modo de ejemplo, diferentes estructuras tipo *sandwich*, con zona central más porosa y zonas externas más densas, y de estructuras con núcleo más compacto y cáscara externa más ligera. Se fabrican para validar la factibilidad de obtener geometrías biomiméticas tan complejas empleando las herramientas de estereolitografía láser previamente mencionadas (ver Figura 4).

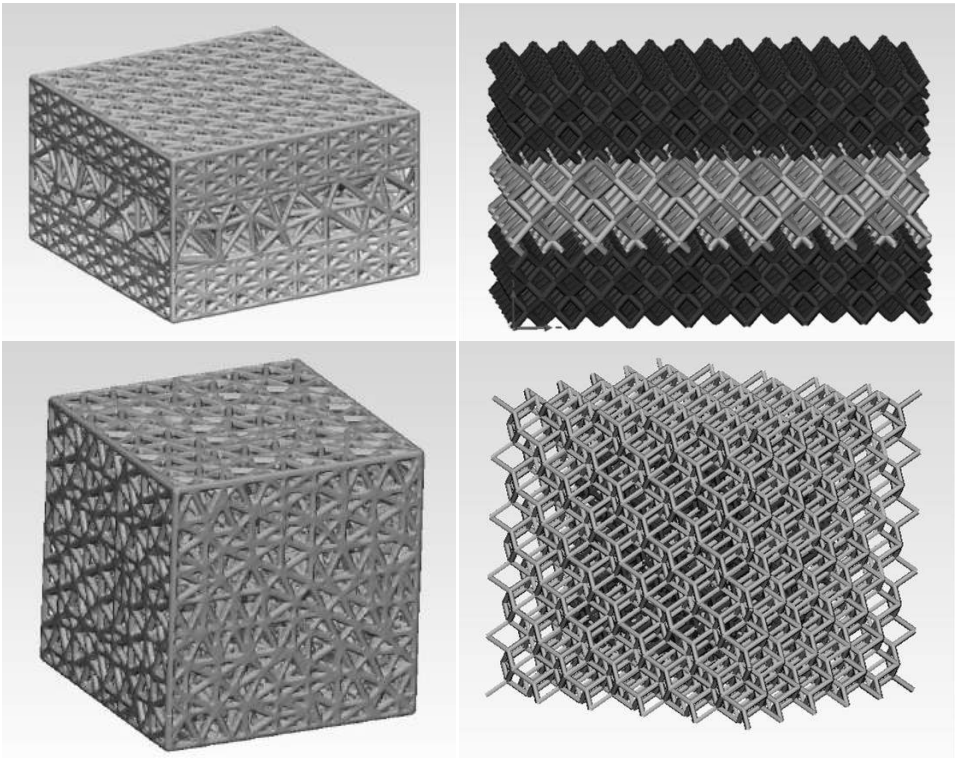


Figura 3: Estructuras reticuladas con gradientes de propiedades y celdillas de diferentes morfologías y dimensiones. Diseño realizado con ayuda del software "3-matic" de Materialise.

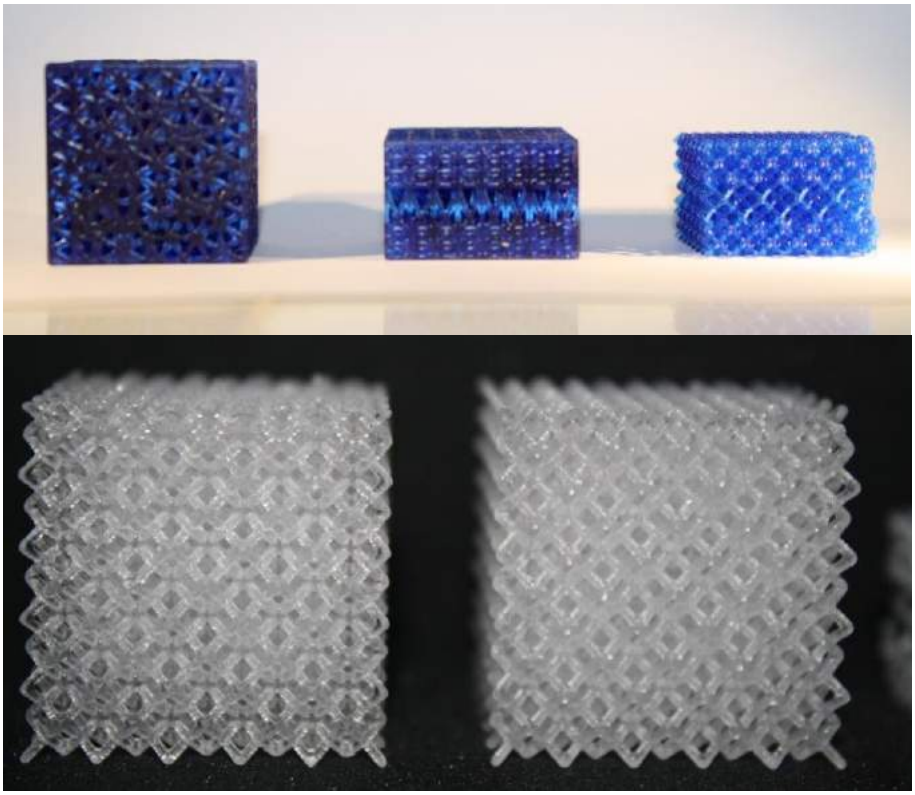


Figura 4: Estructuras reticuladas con gradientes de propiedades y celdillas de diferentes morfologías y dimensiones. Prototipos obtenidos por estereolitografía láser empleando máquinas Form1+ de Formlabs (imagen superior) y SLA-3500 de 3D Systems (imagen inferior). Aplicación ligada a andamios para ingeniería de tejidos.

4. Estrategias para diseñar y fabricar topografías superficiales

La topografía superficial de los materiales naturales (incluyendo los tejidos de los animales) tiene un impacto muy significativo en sus propiedades tribológicas, como muestra el posible desarrollo evolutivo de zonas adherentes y de zonas superhidrófobas autolimpiantes; en sus propiedades mecánicas, pues cietas topografías ayudan a una mayor resistencia al desgaste o aportan interesantes flexibilidades para la interacción con el entorno;e incluso en sus propiedades estéticas ópticas, como se aprecia en los brillantes colores de ciertas aves e insectos obtenidas mediante texturas superficiales que actúan como cristales fotónicos. Sin embargo la complejidad de dichas topografías y la presencia de detalles a distintos niveles de escala dificulta el diseño y fabricación de superficies texturizadas biomiméticas, cuyas aplicaciones industriales pueden ser enormemente importantes, especialmente de cara a la interacción con el organismo humano en relación a las diversas Ciencias de la Salud.

De nuevo, la opción más directa para el diseño de superficies con microtexturas controladas consiste en emplear operaciones CAD sencillas (extrusiones, vaciados, operaciones matriciales y Booleanas) para incorporar detalles como pequeños abultamientos, rebajes, estrías, hoyuelos, entre otros, a las superficies de objetos previamente diseñados con ayuda de estos programas. Esta estrategia se ilustra mediante los ejemplos de la Figura 5a, que muestra diferentes modelos de membranas con poros y detalles superficiales con dimensiones en un rango de varios órdenes de magnitud obtenidas con ayuda de operaciones CAD 3D convencionales.

Sin embargo, si bien el empleo de operaciones matriciales y Booleanas permite operar a distintos nivles de escala y obtener geometrías biomiméticas en base a operaciones iniciales sencillas, estas estrategias llevan en muchas ocasiones a ficheros de tamaño muy elevado (fácilmente de varios Gbytes) con los que resulta complejo trabajar y que pueden ser inmanejables para el hardware que maneja las tecnologías de fabricación aditiva con las que estas geometrías pueden fabricarse.

Para un diseño más directo y eficiente resulta interesante recurrir al empleo de modelos matemáticos que permiten definir la topografía de una superficie empleando una fórmula escrita en una única línea de texto y que posteriormente se pueden programar con sencillez y convertir a ficheros reconocibles por las máquinas empleandas para la fabricación (típicamente ficheros .stl). Suele resultar conveniente definir una función de alturas como suma de dos términos, uno en la mesoescala con dimensiones desde las micras hasta los centenares de micras y otro en la nano escala, con dimensiones nanométricas, que se añaden a una función de altura inicial o a una superficie tridimensional previamente diseñada o definida. A modo de ejemplo, la ecuación siguiente (1) permite obtener la textura superficial de la Figura 5b, combinando un término ondulado, un segundo término ondulado de un orden de magnitud inferior y un término final aleatorio o Browniano de dimensiones un orden de magnitud aún inferior. El término Browniano puede definirse según (2), que utiliza diveras funciones aleatorias (A_k, B_k, C_k) y parámetros de control (λ, α, m) que permiten controlar el orden de magnitud de los detalles Brownianos o irregularidades (m, λ), y la dimensión fractal (α).

$$Z(x,y) = A\cdot\sin(x)\cdot\sin(y) + B\cdot\sin(x/10)\cdot\sin(y/10) + \text{movimiento Browniano} \qquad (1)$$

$$z_B(x,y) = m\cdot\sum_{k=1}^{\infty} C_k\cdot\lambda^{-\alpha k}\cdot\sin(\lambda^k[x\cdot\cos(B_k) + y\cdot\sin(B_k) + A_k]) \qquad (2)$$

Estos modelos aportan un control personalizado y directo de las características superficiales, pero resultan difíciles de aplicar a geomtrías CAD de objetos ya diseñados, especialmente cuando éstos objetos presentan geometrías complicadas como pueden ser las de un implante completo de cadera o las de un andamio para ingeniería tisular, entre otras. En estos casos se puede recurrir al empleo de software desarrollados *ad hoc* para modificar las superficies de objetos tridimensionales. Este tipo de software se utilizan en animación digital, con aplicación evidente al desarrollo de películas y videojuegos (control de la textura superficial de objetos y personajes animados para incorporar arrugas, pelo, poros, apariencias diversas…), y comienzan a utilizarse en el diseño de productos para definir desde la etapa de diseño objetos que posteriormente se fabricacan de forma aditiva. A modo de ejemplo, la Figura 5c muestra una textura superficial bioinspirada (que imita la morfología superficial del tejido óseo) aplicada sobre la superficie de una plataforma para cultivo celular.

Como aplicación médica de las estrategias de diseño anteriores, la Figura 6 muestra el empleo de operaciones CAD con distintas escalas y en combinación con tecnologías de fabricación aditiva, así como la posterior colada de silicona sobre el modelo maestro obtenido por estereolitografía láser, para obtener una plataforma micro-texturizada para cultivo celular. Finalmente, el cultivo celular sobre la plataforma ayuda a apreciar el efecto de la topografía superficial en el control del crecimiento celular y a validar el diseño como posible plataforma *in vitro* para estudio de tejido óseo, puesto que se consigue una morfología biomimética en las que las células se agregan formando una geometría más porosa en la zona central y más compacta en la zona exterior (como en los huesos).

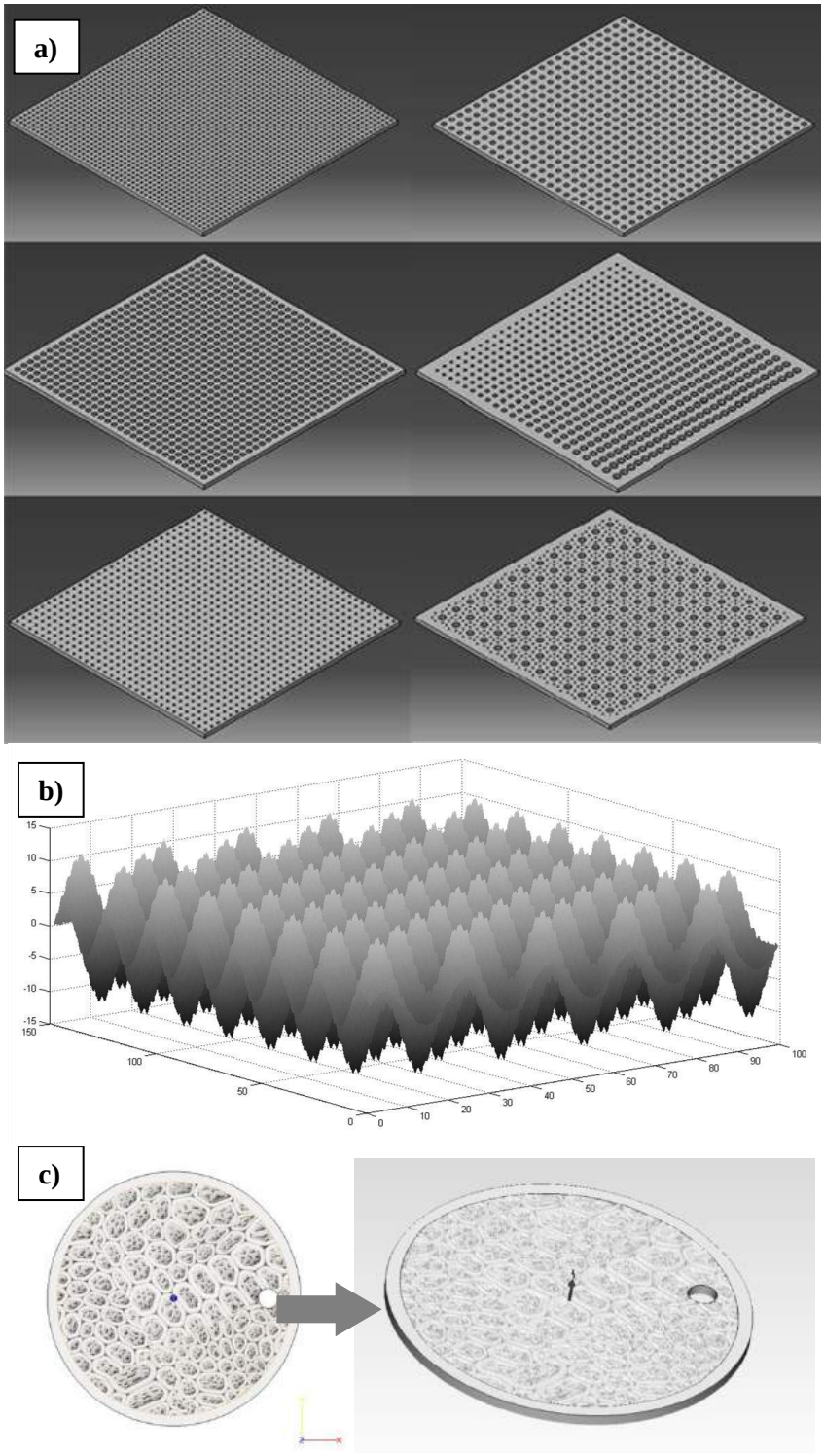


Figura 5: a) Diseño asistido por computador de texturas superficiales mediante operaciones matriciales y booleanas. b) Definición matemática de topografías superficiales y posterior conversión a ficheros CAD. c) Empleo de recursos CAD diseñados *ad hoc* para el control de topografías (3-matic de Materialise).

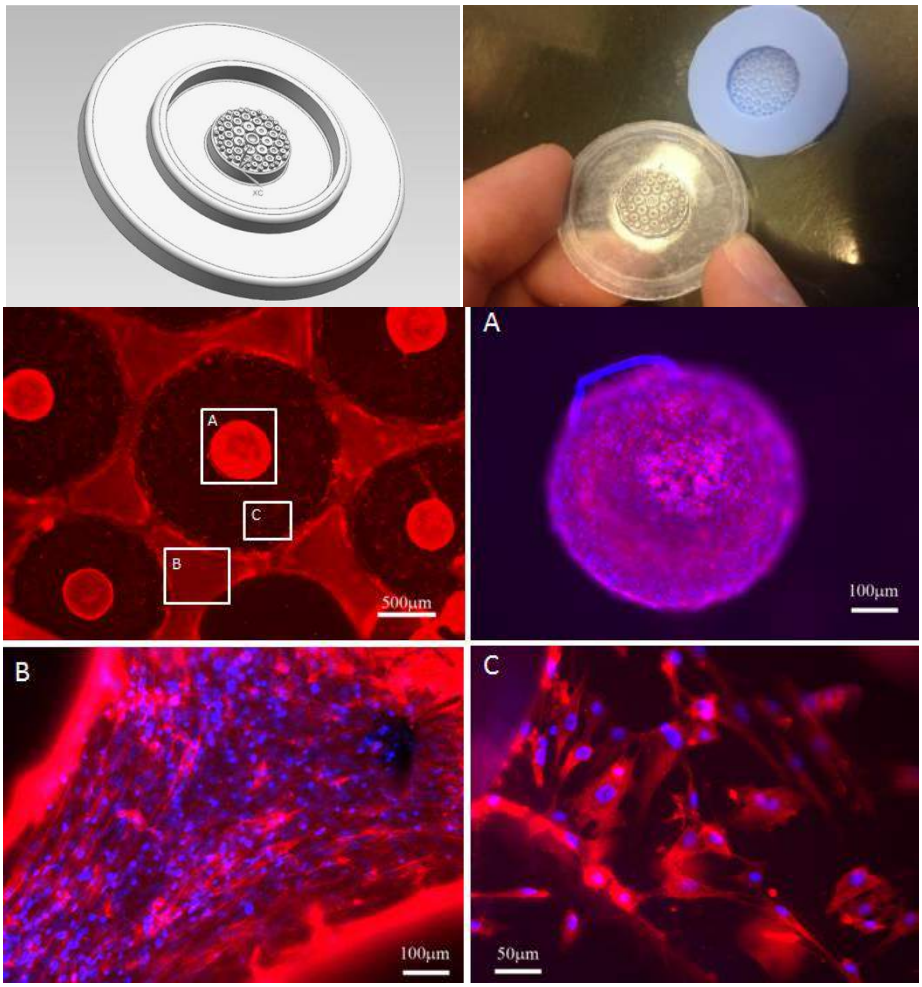


Figura 6: Aplicación de operaciones CAD con distintas escalas y en combinación con tecnologías de fabricación aditiva y posterior colada de silicona para obtener una plataforma micro-texturizada para cultivo celular. Cultivo celular sobre la plataforma y efecto de la topografía superficial en el control del crecimiento celular. Cultivo celular cortesía de la Profesora Milagros Ramos (Centro de Tecnología Biomédica - UPM).

5. Estrategias para diseñar y fabricar microsistemas multiescala en un chip

En el caso de los microsistemas tipo "laboratorios en un chip" y "órganos en un chip" las geometrías tienen mucho en común con las de microsistemas fluídicos convencionales, incluyendo distintas cámaras conectadas por carriles por los que se hace circular fluido, pero presentan ciertas particularidades. Lo ideal es que dichos dispositivos sean de un material adecuado para el cultivo celular y transparente para una adecuada visualización, y que dispongan de distintas cámaras y carriles para el cultivo de las células y para la incorporación de posibles agentes patógenos, que estarán sometidos a distintos esfuerzos cortantes por parte del fluido circulante, en función de las condiciones óptimas para el cultivo de cada tipo de células y patógenos. Si se trata de plataformas "multi-órgano", en las que diversos tipos de células rellenan los distintos carriles y cámaras y se persigue una interacción fisiológica entre ellas, en ocasiones es necesario prevenir migraciones masivas de las células de unas cámaras o carriles a los contiguos, para que inicialmente se cultiven en condiciones diferentes, pero a la vez buscando cierta interacción entre ellas. Por ello algunos diseños típicos de este tipo de sistemas precisan de una estructura general de carriles y cámaras separados entre sí, pero con pequeñas zonas de conexión, generalmente de al menos un orden de magnitud menor que la dimensión de los propios carriles y cámaras. Dichas zonas de conexión o "compuertas" permiten a las células (o a los distintos tipos de células en el caso más general) de carriles y cámaras adyacentes, interactuar entre sí de forma que resulta factible reproducir ciertas estructuras e interacciones fisiológicas. El caso de estudio expuesto en la Figura 7 muestra un ejemplo relacionado con el desarrollo de un "hígado en un chip", en el que el carril central estaría destinado al cultivo de células hepáticas y los carriles laterales simularían la vasculatura. Una validación preliminar, mediante cultivo de células madre mesenquimales, permite ver a las células interactuando a través de los pequeños detalles micro-mecanizados sobre la estructura incial del microsistema para conectar los distintos carriles.

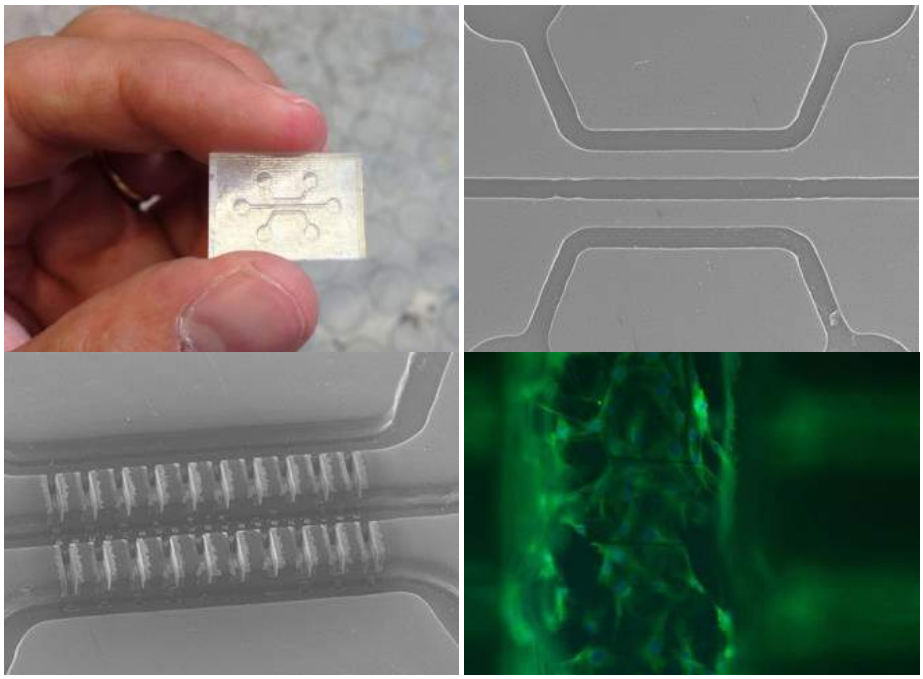


Figura 7: Fabricación de un dispositivo tipo "órgano en un chip" con detalles a distintos niveles de escala gracias a la combinación de distintas tecnologías aditivas (estereolitografía láser para la estructura principal del microsistema con las cámaras y carriles) y substractivas (ablación láser para las micro-aberturas que permiten comunicar los carriles y para un micro-texturizado en el carril central que ayuda a promover la adhesión celular). Proceso de ablación láser realizado con apoyo del Karlsruhe Nano-Micro Facility (KNMF-KIT). Cultivo celular cortesía de la Profesora Josefa Predestinación García Ruíz (Centro de Biología Molecular - UAM).

6. Conclusiones y propuestas futuras

Este estudio ha intentado resaltar algunos de los principales desafíos de cara al modelado de los materiales biológicos y a la consecución de interacciones a nivel celular y tisular. Se han expuesto también algunas de las principales estrategias de diseño, modelado y fabricación, que pueden ayudar a la obtención de complejos materiales y dispositivos biomecánicos y biomiméticos, para una mejor interacción con las células y tejidos del organismo humano. Se han ilustrado estas estrategias mediante casos de estudio ligados al desarrollo de andamios tisulares y a la obtención de microsistemas tipo "órganos en un chip". En todos los casos de estudio presentados el control de la geometría a distintas escalas y la incorporación de topografías superficiales resultan clave. La promoción de vínculos adicionales entre las tecnologías de diseño y fabricación detalladas proporcionará una libertad geométrica aún mayor y se traducirá en diseños "bioinspirados" más efectivos. Para avanzar en estas direcciones resulta especialmente destacable la necesidad de una colaboración multidisciplinar, enormemente enriquecedora y fuente de aprendizaje continuo.

7. Agradecimientos

El presente estudio ha sido realizado con el apoyo del Proyecto Europeo "*Tomax: Tool-less manufacture of complex geometries*" del programa "*Horizon 2020 – Factories of the future*". (*Grant agreement number* 633192 - H2020-FoF-2014-2015/H2020-FoF-2014). Se ha contado también con el apoyo del Karlsruhe Nano-Micro Facility (*Helmholtz Research Infrastructure at Karlsruhe Institute of Technology*).

8. Referencias

[1] E.S. Place, N.D. Evans, M.M. Stevens. Complexity in biomaterials for tissue engineering. Nature, (2009).
[2] R. Lanza, R. Langer, J. Vacanti. Principles of Tissue Engineering. *4ª Ed.*, Elsevier, (2014).
[3] D. Huh, G.A., Hamilton, D.E. Ingber. From 3D cell culture to organs on chips. Trends in Cell Biology, 21(12), 745-754, (2011).
[4] D. Huh, H.J. Kim, J.P. Fraser, D.E. Shea, M. Khan, A. Bahinski, G.A. Hamilton, D.E. Ingber. Microfabrication of human organs-on-chips. Nature Protocols, 8, 2135-2157, (2013).
[5] A. Díaz Lantada. Handbook on Microsystems for Enhanced Control of Cell Behavior: Fundamentals, Design and Manufacturing Strategies, Applications and Challenges. Springer, (2016).

BLOQUE II

CINEMÁTICA COMPUTACIONAL

Eficiencia de una formulación cinemática computacional basada en Ecuaciones de Grupo

P. Segado Cabezos[1], M. Saura Sánchez[1], D. Dopico Dopico[2], P. Martínez Ibáñez[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. {pablo.segado, msaura.sanchez, pedro.martinez}@upct.es

[2] Escuela Politécnica Superior. Universidad de La Coruña. ddopico@udc.es

Las formulaciones cinemáticas computacionales más utilizadas tradicionalmente para modelizar y analizar sistemas multicuerpo compiten entre sí en términos de eficiencia computacional, por su utilidad en aplicaciones de tiempo real, robustez, para dar solución a un amplio abanico de problemas, y generalidad, para facilitar la modelización automática del sistema a analizar. En este sentido, las formulaciones cinemáticas topológicas se consideran muy eficientes pero poco generalistas, mientras que las formulaciones globales permiten una gran automatización en la generación de modelos, a costa de una pérdida de eficiencia. En este trabajo se presenta una una formulación cinemática topológica, basada en Ecuaciones de Grupo, que permite una solución eficiente y, al mismo tiempo, facilita la modelización automática de sistemas multicuerpo. El objetivo principal de este trabajo consiste en comparar la eficiencia de la formulación basada en Ecuaciones de Grupo respecto a una conocida formulación global. Utilizando una modelización en coordenadas naturales de dos sistemas multicuerpo escalables, con hasta 550 coordenadas, se compara la eficiencia en el análisis cinemático computacional de cuatro variantes basadas en Ecuaciones de Grupo respecto a una formulación global tomada como referencia. La conclusión principal de este análisis muestra que el método topológico propuesto ofrece una mayor modularidad, flexibilidad y eficiencia que el método global.

1. Introducción

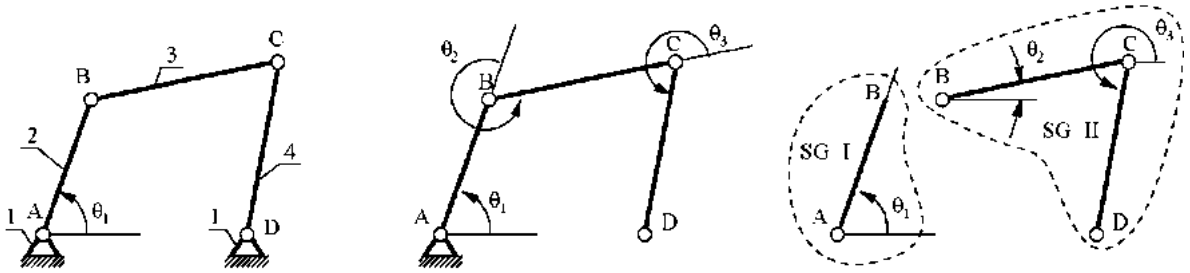
El análisis cinemático computacional juega un papel fundamental en el estudio de sistemas mecánicos. No sólo es una parte necesaria en las formulaciones dinámicas multicuerpo, sino que también se utiliza, frecuentemente, en etapas tempranas del diseño de sistemas mecánicos (síntesis dimensional y/o cinemática), o a veces por puro interés en el estudio de parámetros cinemáticos del sistema multicuerpo (MBS): análisis de posiciones, rango de movimiento, ángulos de transmisión, etc. Normalmente se utilizan dos familias diferentes de formulaciones en el análisis de MBS: global y topológica.

En la aproximación global, un simple análisis del número de sólidos y de los grados de libertad que se eliminan en sus respectivas uniones es suficiente para identificar un vector de coordenadas dependientes (punto de referencia, naturales o mixtas) que definen completamente al sistema, ej. [x_B y_B x_C y_C θ_1] en la fig. 1.a. Estas coordenadas dependientes se relacionan entre sí mediante las correspondientes ecuaciones de restricción debido a las condiciones de sólido-rígido y de par cinemático.

La aproximación topológica requiere un estudio detallado de la estructura cinemática del MBS para realizar un análisis cinemático. Existen diferentes formulaciones que explotan la topología del MBS. En el método basado en identificación de lazos cerrados, éstos se abren para dejar al sistema en estructura de árbol (fig. 1.b) de forma que se pueden definir relaciones cinemáticas entre sólidos adyacentes dependiendo del tipo de unión entre ellos. Estas relaciones junto con las ecuaciones de cierre de lazo relacionan las coordenadas dependientes (θ_2 θ_3) e independientes (θ_1) que definen al sistema [1-3]. En el método basado en Ecuaciones de Grupo, el MBS se divide en un conjunto ordenado de cadenas cinemáticamente determinadas (desmodrómicas), ej. SG-I y SG-II, fig. 1.c, de forma que cada una de ellas está definida por un conjunto de coordenadas dependientes (coordenadas de grupo: SG-I: θ_1 x_B y_B, SG-II: x_C y_C) relacionadas por el correspondiente vector de ecuaciones de restricción (ecuaciones de grupo).

Respecto a estas dos familias de formulaciones cinemáticas existe un interés permanente en la comunidad científica en mejorar su eficiencia, en términos de coste computacional, y en facilitar la modelización matemática y la resolución automática de cualquier tipo de sistema multicuerpo. La formulación global es la más adecuada para la modelización automática [4-8], pero a expensas de su eficiencia. Las formulaciones topológicas basadas en la descomposición en lazos cerrados independientes [1-3,9,10] son más eficientes pero menos

generalistas. La aproximación basada en ecuaciones de grupo combina las ventajas de ambas formulaciones pudiendo ser útil para ocupar el hueco que dejan las otras dos: global y topológica.



(a) (b) (c)

Figura 1: (a) Cuadrilátero articulado con entrada θ_1, (b) Cuadrilátero en estructura de árbol y coordenadas dependientes [θ_1 θ_2 θ_3], (c) división del cuadrilátero en grupos: SG-I y SG-II y coordenadas de grupo.

Los objetivos principales de este trabajo son: introducir y evaluar la eficiencia de una formulación cinemática basada en la estructura cinemática del MBS. Con este fin, en el apartado 2 se definen los conceptos básicos del análisis estructural, se introduce un algortimo que resuelve la cinemática de un MBS utilizando su estructura cinemática y se definen dos casos de estudio utilizados para analizar las capacidades y eficiencia del método propuesto. En el apartado 3 se presentan y discuten los resultados derivados del análisis de los casos de estudio y en el apartado 4 se establecen las principales conclusiones a que ha dado lugar este estudio.

2. Material y métodos

En sistemas holónomos, una cadena cinemática está cinemáticamente determinada (es desmodrómica) si, del vector de coordenadas que define la posición de todos sus eslabones se controlan un número $\boldsymbol{n_c}$ de coordenadas igual a la movilidad $\boldsymbol{L_c}$ (grados de libertad, GDL) de la cadena. La teoría de Análisis Estructural define un Grupo Estructural (GE) como una cadena cinemática desmodrómica ($n_c = L_c$). Las cadenas cinemáticas que satisfacen esta condición y no tienen excesivas restricciones o grados de libertad adicionales debidos a consideraciones geométricas especiales, se definen como GE normales [11] o estáticamente determinados [12]. Los GE que no se pueden dividir en GE con menor número de sólidos se denominan GE simples. De la codición de GE simple y utilizando el criterio de Grübler para determinar la movilidad de las cadenas cinemáticas, se obtiene la expresión (ec. 1) que permite comprobar si una cadena cinemática puede formar un GE. En (1), S_c indica el número de GDL permitidos por los P pares cinemáticos formados por los N_m eslabones móviles de la cadena.

$$S_c - n_c = 3 \cdot (P - N_m) \tag{1}$$

La estructura cinemática de un MBS identifica cuál es el conjunto ordenado de GE de que está compuesto. Se pueden utilizar métodos gráfico-analíticos [11] o computacionales [13] para la obtención de la estructura cinemática de un MBS. En [14] se utiliza un método gráfico-analítico para el análisis de la topología de mecanismos aplicado al cuadrilátero articulado. Este análisis estructural da como resultado el diagrama estructural (figuras 3.b y 4.b), que representa la estructura del mecanismo y se compone de tantos elementos como GE se divide el mecanismo más uno, el correspondiente al bastidor (0). Los dos parámetros dentro de cada círculo (N_m,n_c) corresponden, respectivamente, al número de sólidos móviles y de coordenadas controladas del GE. Una flecha une dos círculos en el diagrama, si entre cualquiera de sus sólidos existe par cinemático; su dirección se obtiene durante el análisis estructural e indica el orden en que se han obtenido los GE, definiendo la secuencia de resolución de su cinemática.

2.1. Análisis Computacional basado en Ecuaciones de Grupo

La secuencia general en el análisis cinemático de un MBS se muestra en la fig. 2.a. Después de cargar el fichero de datos que define el modelo del MBS, el programa principal incluye tres bucles. En cada paso de tiempo (primer bucle) el tiempo de ejecución se aumenta y se definen los valores de las variables independientes de todo el sistema. Entonces, para cada GE de la estructura cinemática (segundo bucle), se identifica el GE y, en función de su tipo (tercer bucle), se utiliza la subrutina adecuada para resolver su cinemática. El algoritmo mostrado en la fig. 2.b muestra el aspecto de la subrutina 3RSG llamada por el programa principal encargada de resolver la cinemática de un GE formado por dos sólidos y tres pares de rotación.

Para resolver cada GE, se establece un vector de coordenadas de grupo $\mathbf{q}_G$ y se definen las correspondientes ecuaciones de restricción $\mathbf{\Phi}$ que las relacionan, a nivel de posiciones. Cada subrutina de análisis cinemático se programa de forma específica según la topología del GE a resolver, de acuerdo a los siguientes pasos:

```
%Read data MBS;
MBDatos;
%MBS Kin. analysis%%
for t = t_0 : timeStep : t_f do
    /* set indep.values */
    z = z + Δz
    for ng = 2 : length(MGroups) do
        /* solve each SG */
        switch MGroups(ng).kind do
            case MGroups(ng).kind == 1RSG
             do
             | CALL Solve_1RSG(*ARGS)
            case MGroups(ng).kind == 3RSG
             do
             | CALL Solve_3RSG(*ARGS)
        end
    end
end
```

(a)

```
Solve_3RSG(*ARGS)      /* funct.CALL */
%% I. Position problem %
evaluate Φ   →   mFi
error = norm(Φ)
while error > tolerance do
    evaluate Φ_q   →   Jacob
    extract Φ_q^d
    solve q_k^d = q_{k-1}^d − (Φ_q^d)_{k-1}^{-1} · Φ_{k-1}
    evaluate Φ   →   mFi
    error = norm(Φ)
end
%% II. Velocity problem %%%
evaluate Φ_q   →   Jacob
extract Φ_q^d ; extract Φ_q^i
solve q̇^d = − (Φ_q^d)^{-1} Φ_q^i q̇^i
%% III. Acceleration problem %%%%
evaluate Φ̇_q q̇   →   Fiqpqp
evaluate − [Φ_q^i q̈^i + Φ̇_q q̇]
solve q̈^d = − (Φ_q^d)^{-1} [Φ_q^i q̈^i + Φ̇_q q̇]
```

(b)

Figura 2: Algoritmos correspondientes a la solución mediante GE: (a) aspecto de la función principal del algoritmo, (b) detalle de la subrutina de cálculo cinemático del grupo 3R.

1. Identificación de coordenadas de grupo y parámetros: se define un sistema local de coordenadas solidario a cada eslabón y se selecciona un vector de coordenadas adecuado (naturales, de punto de referencia o relativas) que define la cadena cinemática. Este vector se divide en dos subgrupos de coordenadas: dependientes $\boldsymbol{\varphi}$ e independientes $\mathbf{h}$. Deben identificarse otros parámetro que dependen del tipo de GE a resolver a partir de la geometria del problema y los resultados del análisis estructural; ej. puntos de referencia necesarios para identificar las coordenadas $\mathbf{h}$, dimensiones de los sólidos, etc.

2. Resolución del problema de posición del GE: Se definen las ecuaciones de restricción que relacionan las coordenadas del grupo entre. Se obtiene la matriz Jacobiana $\boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}$ de la restricciones establecias respecto a las coordenadas dependientes y se utiliza un método iterativo Newton-Raphson para obtener el valor de las coordenadas dependientes en cada paso de iteración *k*.

$$\mathbf{\Phi}(\mathbf{q}) = 0 \rightarrow \left(\mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}\right)_{k-1} \cdot \left(\boldsymbol{\varphi}_k - \boldsymbol{\varphi}_{k-1}\right) = -\mathbf{\Phi}_{k-1} \tag{2}$$

3. Resolución del problema de velocidad: las velocidades de las coordenadas independientes del grupo $\dot{\mathbf{h}}$ son conocidas, por lo que se puede formular el problema de velocidad derivando las ecuaciones de restricción respecto del tiempo, y resolviendo para las velocidades dependientes (3). Los términos del Jacobiano $\boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}$ y $\mathbf{\Phi}_{\mathbf{h}}$ pueden obtenerse de forma analítica en grupos 2D y 3D con un número reducido de restricciones.

$$\dot{\mathbf{\Phi}}(\mathbf{q}) = 0 \rightarrow \mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}} \cdot \dot{\boldsymbol{\varphi}} = -\left[\mathbf{\Phi}_{\mathbf{h}} \cdot \dot{\mathbf{h}}\right] \tag{3}$$

4. Resolución del problema de aceleración: una vez determinadas las velocidades, y conocidas las aceleraciones de las coordenadas independientes del grupo $\ddot{\mathbf{h}}$, pueden determinarse las aceleraciones dependientes derivando el problema de velocidad con respecto del tiempo (4).

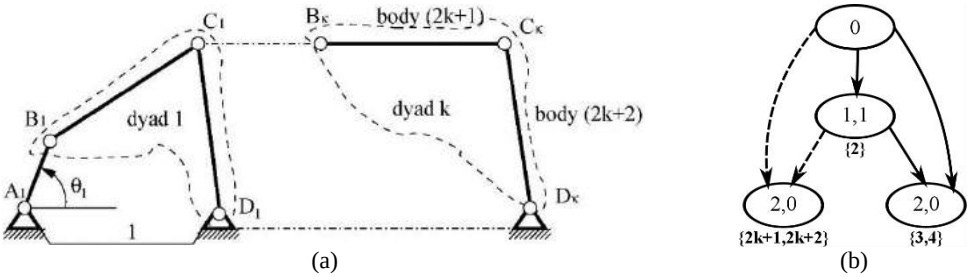
$$\ddot{\mathbf{\Phi}}(\mathbf{q}) = 0 \rightarrow \mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}} \ddot{\boldsymbol{\varphi}} = -\left[\mathbf{\Phi}_{\mathbf{h}} \cdot \ddot{\mathbf{h}} + \dot{\mathbf{\Phi}}_{\mathbf{q}_G} \cdot \dot{\mathbf{q}}_G\right] \tag{4}$$

5. Resolución cinemática de otros puntos de interés (POI): en ocasiones puede resultar de interés determinar la cinemática de otros puntos del sistema (ej. centro de masa, o puntos de referencia para otros GE). La posición, velocidad y aceleración de POI que pertenezcan a cualquier sólido del GE se pueden obtener fácilmente utilizando las ecuaciones cinemáticas de sólido-rígido.

2.2. Casos de estudio

Para analizar las ventajas y desventajas de la formulación topológica basada en Ecuaciones de Grupo con respecto a una formulación global se utilizan dos sistemas mecánicios escalables (en el sentido de que se pueden incrementar a voluntad el número de coordenadas que definen el modelo): un sistema plano, el cuadrilátero articulado, y otro tridimensional, la suspensión de camión.

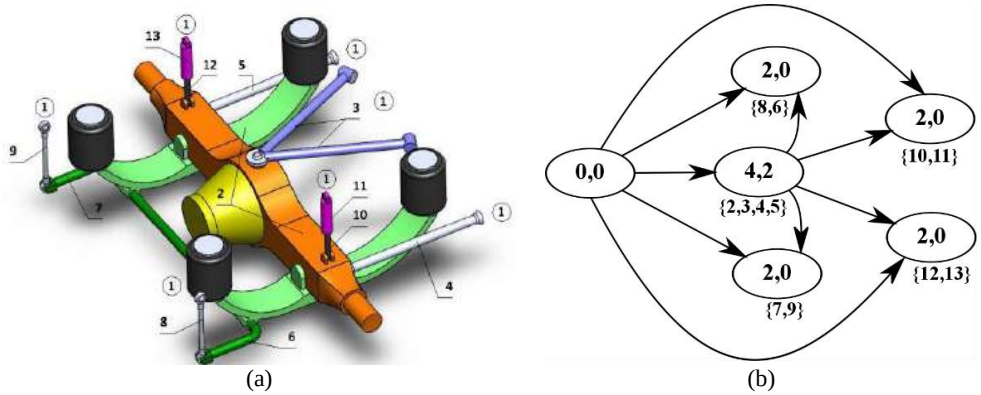
- Cuadrilátero articulado: mecanismo plano (fig 3.a) formado por una manivela $\overline{A_1B_1}$, una barra $\overline{B_1C_1}$ y un balancín $\overline{C_1D_1}$. Para aumentar el tamaño del problema es suficiente con incrementar el número *k* de diadas en el modelo. Cada diada introduce dos nuevos cuerpos: (2*k*+1) y (2*k*+2), unidos internamente mediante la junta C_k y fijado a la diada previa y al bastidor en la articulaciones B_k y D_k respectivamente. El movimiento de entrada o GDL controlado se define a velocidad constante de $\dot{\theta}_1$=1rad/s. Todas las longitudes se establecen en 6, excepto $\overline{A_1B_1}$=2.



(a) (b)

Figura 3: Sistema cuadrilátero articulado escalable: (a) Identificación de sólidos y principales coordenadas, (b) diagrama estructural que muestra el orden de resolución.

- Suspensión de camión: Para aumentar el tamaño del problema es suficiente con incrementar el número de ejes simulados. Cada uno de estos ejes es un MBS de dos GDL formado por 13 sólidos y diferentes tipos de juntas (fig 4.a). El diagrama estructural correspondiente a un eje (fig 4.b) muestra los GE que lo forman y su orden de resolución. Un eje está formado por cinco GE. Las características de cada grupo (y sólidos que lo forman, entre llaves) se indican a continuación:
    - SG-I{2,3,4,5}: modelizado con 8 puntos y 9 vectores, cuenta con juntas cardan (2-4 y 2-5), esféricas (1-4, 1-5 y 2-3) y de revolución (1-3). Los dos GDL del sistema corresponden a los desplazamientos verticales de las dos ruedas del eje. Requiere la determinación de otros puntos de interés para la resolución del resto de grupos.
    - SG-II{6,8} y SG-III{7,9}: cada grupo se modeliza con 3 puntos, 5 vectores y 1 ángulo, y cuentan con juntas cardan (6-8 y 7-9), esféricas (1-8 y 1-9) y de revolución (2-6 y 2-7).
    - SG-IV:{10,11} y SG-V:{12,13}: cada grupo se modeliza con 2 puntos, 5 vectores y 1 distancia, y cuentan con juntas esféricas (1-11, 1-13), cardan (2-10, 2-12) y par prismático (10-11, 12-13).



(a) (b)

Figura 4: Sistema de suspensión de camión: (a) identificación de sólidos, (b) diagrama estructural que muestra los grupos del sistema y el orden de resolución.

Para evaluar las diferencias entre la formulación global y la de ecuaciones de grupo se realizan un total de siete análisis. Estos análisis se nombran utilizando la siguiente nomenclatura: FBL para el cuadrilatero escalable, TS para la suspensión de camión, G indica uso de formulación global, TPA para formulación topológica con generación automática de restricciones y jacobiano, TPS indica el uso de formulación topológica con aportación simbólica de restricciones y jacobiano, y una última referencia para el solver utilizado, MA27 desarrollado por HSL [15], o LAP para el uso de LAPACK en MKL [16].

El propósito de los análisis con formulación global: FBL-G_MA27 y TS-G_MA27 es servir de referencia a los que utilizan Ecuaciones de Grupo. En los análisis con formulación global, la sistemática consiste en llamar, en cada instante de tiempo, a las subrutinas necesarias para: A) Resolver el problema de posición (2), evaluando: A.1) las ecuaciones de restricción $\boldsymbol{\Phi}$ de todo el modelo (ecuaciones de sólido rígido y de par cinemático) y A.2) matriz Jacobiana del sistema $\boldsymbol{\Phi_{q}}$. B) Resolver el problema de velocidad (3), evaluando: B.1) La matriz Jacobiana $\boldsymbol{\Phi_{h}}$ respecto a las coordenadas independientes y B.2) solución al sistema de ecuaciones lineales. C) Resolver el problema de aceleraciones (4) evaluando: C.1) el producto matriz por vector $\dot{\boldsymbol{\Phi}}_{qG} \cdot \dot{\mathbf{q}}_{\boldsymbol{G}}$ y C.2) resolviendo el sistema de ecuaciones.

Por otro lado, los principales análisis topológicos a realizar son:

- Análisis FBL-TP: los GE que definen la estructura cinemática del cuadrilátero tienen un número de coordenadas q_G reducido, de modo que para este análisis se definen de forma simbólica el vector de restricciones $\boldsymbol{\Phi}$, la matriz Jacobiana $\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{q}G}$, y el vector $\dot{\boldsymbol{\Phi}}_{qG} \cdot \dot{\mathbf{q}}_{\boldsymbol{G}}$. Además, debido a su simplicidad, la inversa del Jacobiano $\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{q}G}^{-1}$ de estos GE también se definen de forma simbólica, por lo que la solución no requiere un solver específico para el análisis cinemático.
- Análisis TS-TPA: en el análisis cinemático del sistema de suspensión se utiliza primero un método en que las matrices y vectores necesarios para resolver cada GE se evalúan numéricamente, en cada instante, tal como lo hace la formulación global. En este sentido, la diferencia entre TS-G y TS-TPA es que el global resuelve el sistema completo de ecuaciones del MBS, mientras que el topológico resuelve cada GE en la secuencia de su estructura cinemática. Este análisis es importante al mostrar las ventajas de la utilización de la formulación basada en ecuaciones de grupo, incluso sin utilizar expresiones simbólicas. Para este análisis se utilizan dos solvers: para matrices dispersas MA27 y densas MKL.
- Análisis TS-TPS: de forma similar al análisis FBL-TP, en este caso se aportan las expresiones simbólicas de vectores y matrices utilizados en el análisis cinemático de cada GE, a excepción de la inversa de la matriz Jacobiana. Este análisis utiliza también los dos mismos solvers que en TS-TPA.

Todos los análisis se programan en Fortran90, compilado con MS Visual Studio en modo RelWithDebInfo, en un equipo que cuenta con un Intel Core i5-2400 CPU 3.10 GHz, 16 GB RAM, y SO Windows7 SP1 64bits. Las ejecuciones simulan un funcionamiento de mecanismo de 30 s. Todos los MBS simulados se han modelizado en coordenadas mixtas (naturales y relativas).

3. Resultados y discusión

Con objeto de comparar la eficiencia de las diferentes soluciones se analiza la posición, velocidad y aceleración de las variables de los MBS presentados. Los resultados obtenidos se presentan en dos grupos de datos: Tiempos CPU de cada sistema simulado y speed-ups obtenidos de la solución topológica frente a la global, para el caso de la suspensión del camión, al ser el sistema más complejo (caso más desfavorable).

3.1. Análisis de tiempos de CPU

La tabla 1 muestra los resultados del tiempo de CPU en función del número de coordenadas que define el MBS. En todos los casos el tiempo sigue una tendencia lineal O(n) según aumenta el número de coordenadas. En la figura 5, las líneas discontinuas muestran los resultados del cuadrilátero escalable (FBL): la solución global se presenta como FBL-G_MA27, y la topológica como FBL-TP. En esta última, el tiempo de CPU es muy próximo a cero incluso para una dimensión del sistema de 550 coordenadas (el número de coordenadas se debe aumentar hasta 1000 para empezar a mostrar tiempos por encima de 0,015s). La formulación global también muestra un consumo bajo de tiempo para un número elevado de coordenadas.

Tabla 1: Tiempos de ejecución (en s) de las soluciones simuladas en función del número de coordenadas, para los mecanismos del cuadrilátero escalable (FBL) y la suspensión de camión (TS).

Nº de coords.	FBL-G_MA27	FBL-TP	TS-G_MA27	TS-TPA_MA27	TS-TPA_LAP	TS-TPS_MA27	TS-TPS_LAP
114	0,045	<<0,015	1,258	1,185	0,530	0,702	0,374
225	0,123	<<0,015	2,707	2,324	1,076	1,435	0,764
336	0,264	<<0,015	4,035	3,432	1,638	2,106	1,154
447	0,421	<<0,015	5,499	4,618	2,135	2,870	1,544
558	0,607	<<0,015	7,100	5,741	2,699	3,526	1,949

Para el caso de la suspensión de camión (TS), la figura 5 representa cinco líneas continuas: análisis global (TS-G_MA27) y cuatro topológicas (TS-TPA_MA27, TS-TPA_LAP, TS-TPS_MA27, TS-TPS_LAP). Los resultados muestran cómo, cuando los vectores y matrices utilizados en el análisis cinemático se evalúan de forma automática (TS-TPA_MA27 y TS-TPA_LAP), el tiempo de CPU conseguido ofrece una mejora que aumenta conforme aumenta el número de coordenadas del sistema. Este resultado es mejorado aún más por el modo de resolución simbólico (TS-TPS_MA27 y TS-TPS_LAP) con un rendimiento considerablemente mejor que la formulación global. La mejora obtenida por ambos métodos topológicos (automático y simbólico), comparando solvers, se estudia a continuación con el análisis del speed-up obtenido.

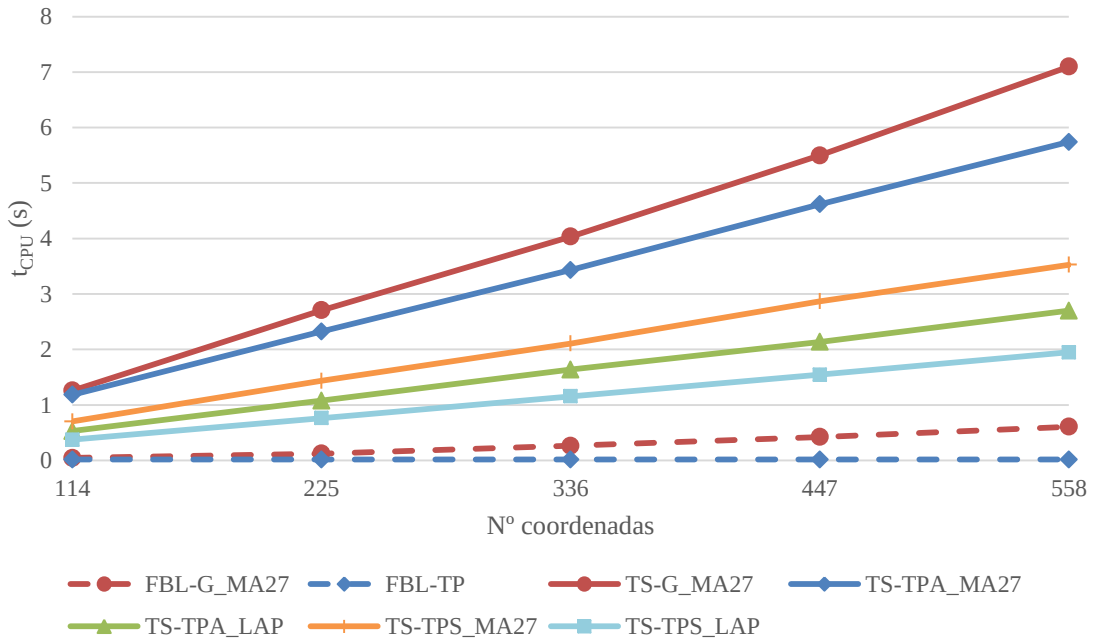


Figura 5: Tiempo CPU (t_{CPU}) en segundos en función del número de coordenadas para el análisis cinemático de los dos casos de estudio: cuadrilatero escalable (FBL) y suspension de camion (TS).

3.2. Análisis de speed-up

Para valorar el rango medio de mejora obtenido por la formulación topológica frente a la global, se ha obtenido el speed-up logrado en cada simulación ejecutada. El speed-up se obtiene como la relación entre el tiempo de referencia en formulación global dividido por el tiempo obtenido con la formulación topológica $S = \frac{t_{global}}{t_{topológico}}$.

También se obtiene el porcentaje de mejora de la formulación topológica por ecuaciones de grupo (tabla 2). Se observa cómo la mejora obtenida por el modo simbólico es notablemente superior al obtenido por el modo autómático de obtención de matrices y vectores debido, sobre todo, a que el método simbólico, al aportar directamente las matrices y vectores necesarias para el análisis, no tiene que crearlas ni que operar con ellas. También se observa que la solución simbólica por grupos obtiene un mejor rendimiento con el solver MKL (TS-TPS_LAP, S=3.5) que con el solver para matrices dispersas (TS-TPS_MA27, S=1,9). Esto es debido a que, a pesar de que las matrices que definen los GE son de tamaño pequeño-medio, MKL está suficientemente optimizado como para sacar aún ventaja al MA27. Este resultado también se evidencia en el modo de generación automática de matrices y restricciones.

Tabla 2: Mejora de rendimiento obtenida por las cuatro soluciones para suspensión de camión: speed-up y valor porcentual

Nº de coords.	TS-TPA_MA27	TS-TPA_LAP	TS-TPS_MA27	TS-TPS_LAP
114	1,1 (5,8%)	2,4 (57,9%)	1,8 (44,2%)	3,4 (70,3%)
225	1,2 (14,8%)	2,5 (60,3%)	1,9 (47,0%)	3,5 (71,8%)
336	1,2 (14,9%)	2,5 (59,4%)	1,9 (47,8%)	3,5 (71,4%)
447	1,2 (16,0%)	2,6 (61,2%)	1,9 (47,8%)	3,6 (71,9%)
558	1,2 (19,1%)	2,6 (62,0%)	2,0 (50,3%)	3,6 (72,5%)
Media	1,2 (14,1%)	2,5 (60,2%)	1,9 (47,4%)	3,5 (71,6%)

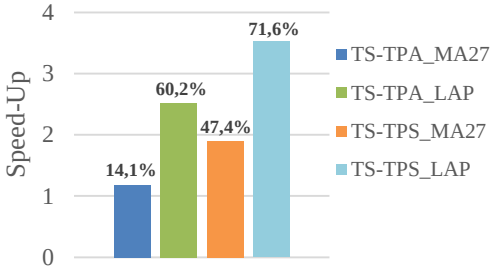


Figura 6: Speed-Up medio logrado.

4. Conclusiones

La estructura cinemática de un MBS, que puede obtenerse de forma analítica o computacional, descompone un MBS en cadenas cinemáticas denominadas Grupos Estructurales (GE), en un orden específico, cuyo análisis cinemático puede obtenerse utilizando subrutinas específicas. En este trabajo se presenta una formulación topológica basada en ecuaciones de grupo, y se plantea en dos modos distintos (automático y simbólico) y cada uno de estos modos se resuelve con dos solvers distintos (MA27 y MKL). Para analizar la eficiencia computacional de esta formulación se utilizan dos MBS escalables con hasta 550 coordenadas: el cuadrilátero articulado, con un número de diadas variable, y la suspensión de camión de número de ejes variable.

La solución mediante formulación basada en ecuaciones de grupo se implementa en dos modos: Simbólico (TPS), en el que las matrices y vectores necesarios para el análisis de cada GE se define de antemano, y Automático (TPA), en el que los elementos de esas matrices y vectores se obtienen de forma automática atendiendo a la topología de cada GE. Además, la solución de esos dos métodos se aborda con dos solvers: MKL, específico para trabajo con matrices densas (LAP) y otro específico para matrices dispersas (MA27). La eficiencia de las soluciones basadas en ecuaciones de grupo se comparan con los resultados de una formulación global para el cuadrilátero (FBL-G_MA27) y para el sistema de suspensión (TS-G_MA27). Para el análisis de la eficiencia se miden los tiempos de ejecución de todos los cálculos realizados durante el análisis cinemático de los MBS. Los resultados obtenidos permiten destacar una serie de ventajas obtenidas por la formulación topológica de ecuaciones de grupo:

- Flexibilidad: la aproximación topológica permite el uso de cualquier tipo de coordenadas (punto de referencia, naturales, relativas, mixtas) para modelizar un grupo estructural y resolver su cinemática.
- Modularidad: el método topológico presentado es una aproximación modular. La solución de cada GE puede programarse, optimizarse y compilarse en una subrutina independiente que puede incluirse en una extensa librería de GE. Esta modularidad ofrece varias ventajas: facilidad de modelización y resolución de cualquier MBS, y análisis rápido y efectivo.
- Generalidad frente a eficiencia: dependiendo del número de coordenadas para modelizar cada GE, se pueden emplear diferentes métodos para resolver su cinemática. De este modo, en grupos simples con bajo número de coordenadas pueden emplearse métodos simbólicos aportando las expresiones de matrices y vectores necesarios (incluso la inversa de la matriz Jacobiana del sistema, FBL-TP_MA27), consiguiendo una máxima eficiencia. Por otro lado, el modo automático evalúa los vectores y matrices que intervienen en el problema cinemático (TS-TPA_MA27 y TS-TPA_LAP) logrando un mejor rendimiento que la solución global, pero por debajo de las soluciones topológicas simbólicas.
- Método disperso frente a denso: como el análisis cinemático de cada GE se ejecutan de forma independiente, la eficiencia de cualquier subrutina de GE puede mejorarse seleccionando el solver más adecuado en función de la estructura del grupo. De este modo, en caso de grupos de dimensiones reducidas, los solvers densos como MKL son muy eficientes, consiguiendo los mejores resultados (S=3,5 en MKL frente a S=2,5 para MA27) en el caso de la suspensión. Para MBS formados por grupos con dimensiones mayores (superiores a 60) ya puede ser interesante combinar con solvers dispersos como MA27. En estudios posteriores a los abarcados por este trabajo se estudia la influencia de la dimensión de los grupos estructurales en el tiempo de resolución del MBS [17] y posibles mejoras con la implementación de técnicas de paralelización multihilo.

5. Referencias

[1] S. Kim and E. J. Haug, "A recursive formulation for flexible multibody dynamics, part II: Closed loop systems," Comput. Methods Appl. Mech. Eng., Vol. 74, pp. 251–269, 1989.

[2] J. Samin and P. Fisette, Symbolic modeling of multibody systems. Kluwer Academic Publishers, 2003.

[3] A. Kecskeméthy, T. Krupp, and M. Hiller, "Symbolic processing of multiloop mechanism dynamics using closed-form kinematics solution," Multibody System Dynamics, Vol. 1, No. 1, pp. 23–45, 1997.

[4] A. A. Shabana, Dynamics of multibody systems, 2nd ed. Cambridge Univ Press, 1998.

[5] M. Gerardin and A. Cardona, Flexible multibody dynamics: A finite element approach. John Wiley & Sons, 2001.

[6] E. J. Haug, Computer-aided kinematics and dynamics of mechanical systems. Allyn and Bacon, Boston, MA, 1989.

[7] P. E. Nikravesh, Computer aided analysis of mechanical systems. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NY, 1988.

[8] J. G. Jalon, Kinematic and dynamic simulation of multibody systems. Springer-Verlag, NY, 1993.

[9] M. Leger and J. McPhee, "Selection of modeling coordinates for forward dynamics multibody simulations," Multibody System Dynamics, Vol. 18, No. 18, pp. 277–297, 2007.

[10] J. Cuadrado, D. Dopico, M. Gonzalez, and M. A. Naya, "A combined penalty and recursive real-time formulation for multibody dynamics," Journal of Mechanical Design, Vol. 126, No. 4, pp. 602–608, 2004.

[11] M. Z. Kolovsky, A. N. Evgrafov, Y. A. Semenov, and A. V. Slousch, Advanced theory of mechanism and machines. Springer, 2000.

[12] A.Sljoka, O.Shai, and W.Whiteley, "Cheking mobility and decompositions of linkages via peeble game algorithm," in Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Washington, DC, USA, 2011, pp. 1–10.

[13] M. Saura, A. Celdran, D. Dopico, and J. Cuadrado, "Computational structural analysis of planar multibody systems with lower and higher kinematic pairs," in Proceedings of the 2ndJoint International Conference on Multibody System Dynamics, Stuttgart, Germany, 2012.

[14] A.I. Celdrán, M. Saura, D. Dopico. Análisis computacional de la estructura cinemática de sistemas multicuerpo espaciales. Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Elche, España, (2016).

[15] HSL, a collection of fortran codes for large-scale scientific computation, http://www.hsl.rl.ac.uk/ (2015).

[16] Intel® Math Kernel Library (Intel® MKL), https://software.intel.com/en-us/mkl-reference-manual-for-fortran (2015)

[17] P. Segado, J.C. Cano, J. Cuenca, D. Giménez, M. Saura, P. Martínez. Eficiencia de la paralelización multihilo en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo basado en Ecuaciones de Grupo. Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Elche, España, (2016).

Una Propuesta de Fórmula de Velocidades de Sucesión

J. Viaña Pérez[1], V. Petuya Arcocha[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. javiervianaperez@gmail.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU.victor.petuya@ehu.eus*

En este artículo se propone una ecuación de carácter vectorial que relaciona las velocidades de sucesión de dos sólidos rígidos con un movimiento plano de tipo general. A partir de dicha ecuación, es posible obtener una relación entre las velocidades de sucesión de tres puntos matemáticos, dos de ellos polos absolutos de velocidades del movimiento de los dos sólidos rígidos, y un tercero, el polo de velocidades del movimiento relativo a ambos. La fórmula permite el cálculo de una de las velocidades de sucesión a partir de las otras dos, conociendo las velocidades y aceleraciones angulares de los planos móviles. Este método es aplicable independientemente de que los polos de velocidades coincidan o no con puntos físicos del mecanismo. Se incluye un breve ejemplo de aplicación de la fórmula sobre un mecanismo. Finalmente se discute sobre la velocidad de sucesión de un punto matemático asociado a los centros de curvatura.

1. Introducción y planteamiento del problema

El Centro Instantáneo de Rotación y deslizamiento en el movimiento plano tiene la propiedad de carecer de velocidad. Por consiguiente, se puede estudiar el movimiento como una sucesión de rotaciones diferenciales alrededor del eje perpendicular al plano que pasa por el CIR.

Este punto tiene una dualidad fisico-matemática. El punto físico, que pertenece al sólido rígido, es aquel cuya velocidad es nula. Pero el punto matemático está dotado de una velocidad de deslizamiento, en base a la cual se desplaza a lo largo de la base, conocida como velocidad de sucesión. Esta permite conocer dónde se encuentra el CIR en todo instante. A las velocidades físicas se las identificará por la letra V mientras que a las de sucesión por la U.

Además del CIR ó polo de velocidades absoluto, se encuentra el polo de velocidades relativo al movimiento de otro sólido móvil. Siendo este último aquel punto físico que en el movimiento relativo de un sólido respecto a otro no tiene velocidad. En otras palabras, un punto tal que desde un sistema de referencia fijo posee la misma velocidad física en ambos sólidos. Igualmente, en su carácter matemático tiene una velocidad de sucesión. Autores como K.H. Hunt [1] ya investigaron en este ámbito. La presente investigación se ha basado en los conocimientos obtenidos de A. Hernández [2], comprobándose con el software de investigación y docencia GIM [3].

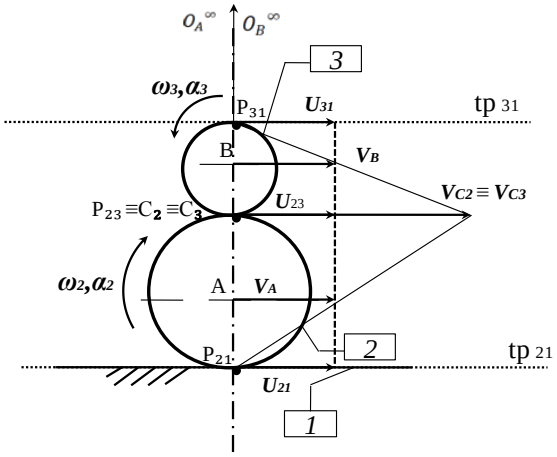


Figura 1. Rodadura pura de dos discos

En la figura 1 se muestra el caso de rodadura pura de dos discos de diferente diámetro. Quedando reflejadas las velocidades físicas (nulas para P_{12} y para P_{31}, no nula para P_{23}) y las de sucesión ó matemáticas U_{12} U_{13} y U_{23}.

En el presente trabajo w_i hace referencia a la velocidad angular del sólido móvil i. De la misma manera ρ_f y ρ_m se refieren a los radios de curvatura, de base y ruleta (curvas polares) respectivamente. Por consiguiente, la expresión analítica de las velocidades de sucesión absolutas queda:

$$U_{12} = \frac{w_2}{\frac{1}{\rho_{f2}} - \frac{1}{\rho_{m2}}} \quad ; \quad U_{13} = \frac{w_3}{\frac{1}{\rho_{f3}} - \frac{1}{\rho_{m3}}} \qquad [1]$$

El objetivo del presente trabajo es obtener una fórmula que permita calcular la *velocidad de sucesión del polo relativo* en función de las velocidades de sucesión de los polos absolutos de los sólidos rígidos, y las velocidades y aceleraciones angulares de estos (w y α).

En el caso de análisis cinemático de un mecanismo, se puede utilizar como método alternativo para determinar las velocidades de los pares de rotación, puesto que el punto de unión entre ambos sólidos coincidirá en todo momento con el CIR relativo a ambos sólidos, tal y como se puede apreciar en la figura 2.

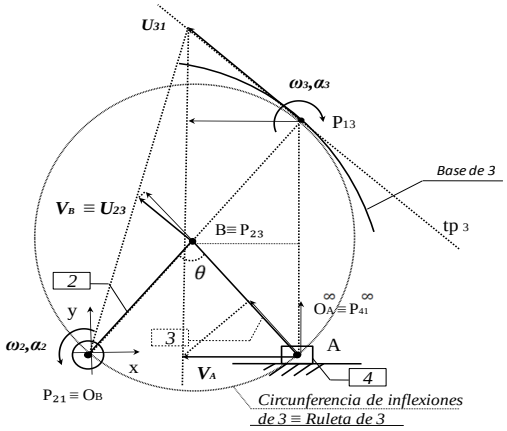


Figura 2. Mecanismo RRRP

2. Metodología

2.1. Fórmula para el Cálculo de Velocidades de Sucesión de Polos Relativos

El Teorema de Aronhold Keneddy, establece que los dos polos absolutos de dos sólidos rígidos y el relativo a ambos están alineados. Basándonos en este Teorema, se obtienen las relaciones entre velocidades presentadas en la figura 3. En ella se ha considerado un sistema de referencia fijo al sólido rígido 1. Además se ha adoptado unos ejes cartesianos locales (SR 2) para expresar las distancias y los ángulos. Siendo el eje x_2 aquel que une los 3 puntos matemáticos en todo momento.

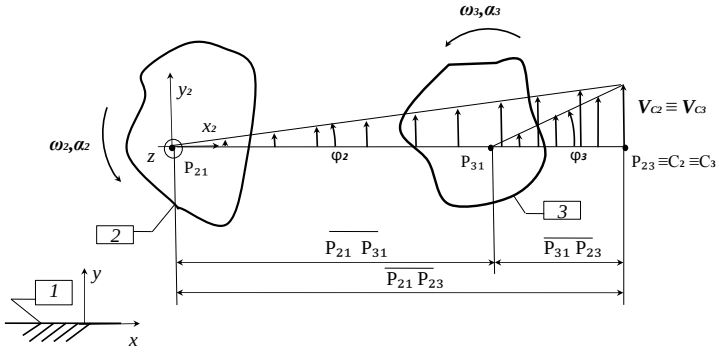


Figura 3. Relación entre las velocidades de 3 polos

$$\vec{V}_{C2} = \omega_2 \cdot \overrightarrow{P_{21}P_{23}} \quad ; \quad tg(\varphi_2) = \frac{\vec{V}_{C2}}{\overrightarrow{P_{21}P_{23}}} = \omega_2 \qquad [2]$$

$$\vec{V}_{C3} = \omega_3 \cdot \overrightarrow{P_{31}P_{23}}\,;\;\; tg(\varphi_3) = \frac{\vec{V}_{C3}}{\overrightarrow{P_{31}P_{23}}} = \omega_3 \qquad [3]$$

$$\vec{V}_{C2} = \vec{V}_{C3} \;\rightarrow\; w_2 \cdot \overrightarrow{P_{21}P_{23}} = w_3 \cdot \overrightarrow{P_{31}P_{23}} \;\rightarrow\; w_2 \cdot \overrightarrow{P_{21}P_{23}} = w_3 \cdot \left(\overrightarrow{P_{21}P_{23}} - \overrightarrow{P_{21}P_{31}}\right) \qquad [4]$$

$$\overrightarrow{P_{21}P_{23}} = \overrightarrow{P_{21}P_{31}} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_3 - \omega_2} = \overrightarrow{P_{21}P_{31}} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_{3r_2}} \qquad [5]$$

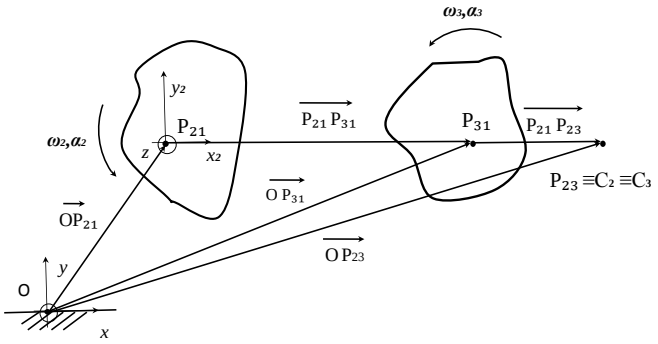


Figura 4. Diagrama de vectores posición de dos sólidos rígidos

$$\overrightarrow{P_{21}P_{23}} = \overrightarrow{OP_{23}} - \overrightarrow{OP_{21}}\;\;;\;\; \frac{d(\overrightarrow{P_{21}P_{23}})}{dt} = \frac{d(\overrightarrow{OP_{23}})}{dt} - \frac{d(\overrightarrow{OP_{21}})}{dt}\;\;;\;\; \frac{d(\overrightarrow{P_{21}P_{23}})}{dt} = \vec{U}_{23} - \vec{U}_{21} \qquad [6]$$

$$\overrightarrow{P_{21}P_{31}} = \overrightarrow{OP_{31}} - \overrightarrow{OP_{21}}\;\;;\;\; \frac{d(\overrightarrow{P_{21}P_{31}})}{dt} = \frac{d(\overrightarrow{OP_{31}})}{dt} - \frac{d(\overrightarrow{OP_{21}})}{dt}\;\;;\;\; \frac{d(\overrightarrow{P_{21}P_{31}})}{dt} = \vec{U}_{31} - \vec{U}_{21} \qquad [7]$$

Los vectores posición de los polos se han expresado mediante una base fija (figura 4). Posteriormente se han obtenido los dos vectores que aparecen en la ecuación [5]. Finalmente se ha derivado dicha ecuación. Es de gran importancia resaltar que los puntos de los vectores posición utilizados son puntos matemáticos, y por tanto no se puede utilizar el campo de velocidades de los sólidos, ni tampoco la regla de derivación en bases móviles. Las velocidades obtenidas son las velocidades de sucesión.

$$\frac{d(\overrightarrow{P_{21}P_{23}})}{dt} = \frac{d(\overrightarrow{P_{21}P_{31}})}{dt}\,\frac{\omega_3}{\omega_3 - \omega_2} + \overrightarrow{P_{21}P_{31}}\,\frac{d}{dt}\left(\frac{\omega_3}{\omega_3 - \omega_2}\right) \qquad [8]$$

$$\vec{U}_{23} - \vec{U}_{21} = \left(\vec{U}_{31} - \vec{U}_{21}\right)\frac{\omega_3}{\omega_3 - \omega_2} + \overrightarrow{P_{21}P_{31}}\,\frac{\omega_3\alpha_2 - \omega_2\alpha_3}{(\omega_3 - \omega_2)^2} \qquad [9]$$

$$\vec{U}_{23} = \frac{\vec{U}_{31}\,\omega_3 - \vec{U}_{21}\,\omega_2}{\omega_3 - \omega_2} + \overrightarrow{P_{21}P_{31}}\,\frac{\omega_3\alpha_2 - \omega_2\alpha_3}{(\omega_3 - \omega_2)^2} \qquad [10]$$

2.2. Generalización al movimiento relativo de tres sólidos rígidos.

Partiendo inicialmente de una situación con 3 sólidos rígidos móviles, utilizamos la expresión posteriormente desarrollada, imponiendo la condición de que la verifiquen los tres sólidos, tomados de dos en dos (figura 5). Se pretende buscar una expresión en la forma: $\vec{U}_{34} = f(\vec{U}_{23}, \vec{U}_{24})$, es decir obtener la velcidad de sucesión de los polos relativos de dos de ellos, como función de las dos restantes velocidades de sucesión de polos relativos.

$$\vec{U}_{24} = \frac{\vec{U}_{41}\,\omega_4 - \vec{U}_{21}\omega_2}{\omega_4 - \omega_2} + \overrightarrow{P_{21}P_{41}}\,\frac{\omega_4\alpha_2 - \omega_2\alpha_4}{(\omega_4 - \omega_2)^2} \qquad [11]$$

$$\vec{U}_{23} = \frac{\vec{U}_{31}\,\omega_3 - \vec{U}_{21}\omega_2}{\omega_3 - \omega_2} + \overrightarrow{P_{21}P_{31}}\,\frac{\omega_3\alpha_2 - \omega_2\alpha_3}{(\omega_3 - \omega_2)^2} \qquad [12]$$

$$\vec{U}_{34} = \frac{\vec{U}_{41}\,\omega_4 - \vec{U}_{31}\omega_3}{\omega_4 - \omega_3} + \overrightarrow{P_{31}P_{41}}\,\frac{\omega_4\alpha_3 - \omega_3\alpha_4}{(\omega_4 - \omega_3)^2} \qquad [13]$$

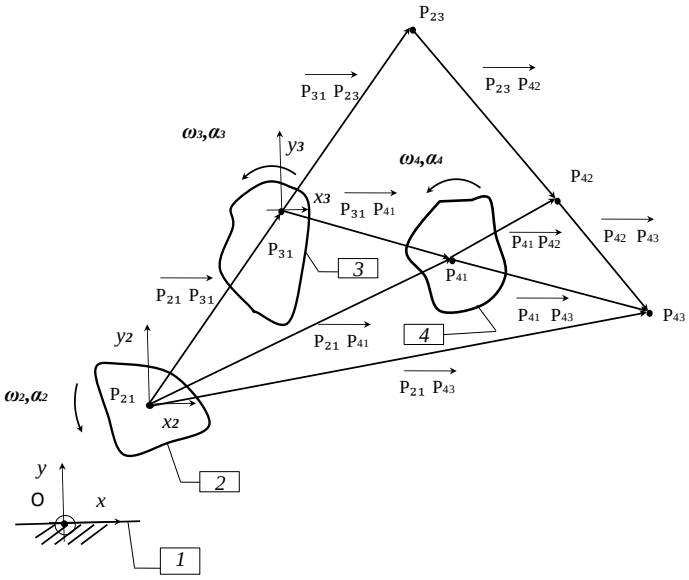


Figura 5. Diagrama de vectores posición de tres sólidos rígidos

Para la resolución de este sistema acoplado de tres ecuaciones con tres incógnitas se procede definiendo los siguientes parámetros (lo cual simplifica mucho el desarrollo, puesto que programas de cálculo como Mathematica no obtienen la solución perseguida):

$$k_{ijk} = \frac{\omega_i}{\omega_j - \omega_k} \qquad [14]$$

$$\overrightarrow{T_{ij}} = \vec{U}_{ij} - \overrightarrow{P_{i1}P_{j1}}\ \frac{\omega_j\alpha_i - \omega_i\alpha_j}{(\omega_j - \omega_i)^2} \qquad [15]$$

$$\begin{bmatrix} \overrightarrow{T_{24}} \\ \overrightarrow{T_{23}} \\ \overrightarrow{T_{34}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -k_{242} & 0 & k_{442} \\ -k_{232} & k_{332} & 0 \\ 0 & -k_{343} & k_{443} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \vec{U}_{21} \\ \vec{U}_{31} \\ \vec{U}_{41} \end{bmatrix} \qquad [16]$$

$$\vec{U}_{21} = \frac{\begin{vmatrix} \overrightarrow{T_{24}} & 0 & k_{442} \\ \overrightarrow{T_{23}} & k_{332} & 0 \\ \overrightarrow{T_{34}} & -k_{343} & k_{443} \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -k_{242} & 0 & k_{442} \\ -k_{232} & k_{332} & 0 \\ 0 & -k_{343} & k_{443} \end{vmatrix}} \qquad [17]$$

Aplicamos ahora las relaciónes de la cinemática plana. Para el caso de la aceleración angular relativa, su definición analítica es:

$$\overrightarrow{\alpha_{3_{r_2}}} = \overrightarrow{\alpha_3} - \overrightarrow{\alpha_2} - \overrightarrow{\omega_4}\ x\ \overrightarrow{\omega_3} \qquad [18]$$

$$\omega_{3_{r_2}} = \omega_3 - \omega_2 \quad ; \quad \alpha_{3_{r_2}} = \alpha_3 - \alpha_2 \qquad [19]$$

$$\omega_{4_{r_2}} = \omega_4 - \omega_2 \quad ; \quad \alpha_{4_{r_2}} = \alpha_4 - \alpha_2 \qquad [20]$$

Desarrollando la expresión, se llega a una fórmula de $\vec{U}_{34}$ en la siguiente forma:

$$\overrightarrow{P_{31}P_{41}} = \overrightarrow{P_{21}P_{41}} - \overrightarrow{P_{21}P_{31}} \qquad [21]$$

$$\overrightarrow{P_{23}P_{24}} = \overrightarrow{P_{21}P_{24}} - \overrightarrow{P_{21}P_{23}} \qquad [22]$$

$$\vec{U}_{34} = \frac{\vec{U}_{24}\omega_{4_{r_2}} - \vec{U}_{23}\omega_{3_{r_2}}}{(\omega_{4_{r_2}} - \omega_{3_{r_2}})} + \frac{\overrightarrow{P_{21}P_{41}}}{(\omega_{4_{r_2}} - \omega_{3_{r_2}})^2}\left[\alpha_{3_{r_2}}\omega_4 - \alpha_{4_{r_2}}\omega_3 + \frac{\alpha_{4_{r_2}}\omega_2[\omega_{4_{r_2}} - \omega_{3_{r_2}}]}{\omega_{4_{r_2}}}\right]$$
$$- \frac{\overrightarrow{P_{21}P_{31}}}{(\omega_{4_{r_2}} - \omega_{3_{r_2}})^2}\left[-\alpha_{4_{r_2}}\omega_3 + \alpha_{3_{r_2}}\omega_4 + \frac{\alpha_{3_{r_2}}\omega_2[\omega_{3_{r_2}} - \omega_{4_{r_2}}]}{\omega_{3_{r_2}}}\right] \qquad [23]$$

Teniendo en cuenta la relación geométrica de la figura 6, se obtiene que:

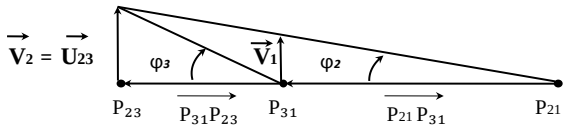


Figura 6. Relaciones geométricas

$$\omega_2 = tg(\boldsymbol{\varphi_2}) = \frac{V_1}{\overline{P_{21}P_{31}}} \quad ; \quad \frac{\overrightarrow{P_{21}P_{31}}}{\omega_{3_{r_2}}} = \frac{\overrightarrow{P_{21}P_{23}}}{\omega_3} \qquad [24]$$

$$\omega_3 = tg(\boldsymbol{\varphi_3}) = \frac{V_2}{\overline{P_{31}P_{23}}} \quad ; \quad \frac{\overrightarrow{P_{21}P_{41}}}{\omega_{4_{r_2}}} = \frac{\overrightarrow{P_{21}P_{24}}}{\omega_4} \qquad [25]$$

Obteniendo finalmente:

$$\vec{U}_{34} = \frac{\vec{U}_{24}\omega_{4_{r_2}} - \vec{U}_{23}\omega_{3_{r_2}}}{(\omega_{4_{r_2}} - \omega_{3_{r_2}})} + \overrightarrow{P_{23}P_{24}}\frac{\alpha_{3_{r_2}}\omega_{4_{r_2}} - \alpha_{4_{r_2}}\omega_{3_{r_2}}}{(\omega_{4_{r_2}} - \omega_{3_{r_2}})^2} \qquad [26]$$

Esta generalización tiene la misma forma que [10] (lo cual era de esperar, pues al ser un "Campo de velocidades" no debieran de aparecer términos complementarios como ocurre en el caso de las aceleraciones con la aparición de términos de Resal y Coriolis).

Es importante destacar que no se trata de un resultado obvio. Expresar la ecuación [10] respecto de un observador móvil, por ejemplo el sólido 2, es efectivamente algo trivial. Ese sería el caso de una fórmula que relacionase velocidades relativas de polos relatvos.

$$\overrightarrow{U_{34}}^{②} = f_1\left(\overrightarrow{U_{31}}^{②}, \overrightarrow{U_{41}}^{②}\right) \qquad [27]$$

El caso de estudio en este apartado es diferente. Se ha obtenido una fórmula que relaciona velocidades absolutas de polos relativos.

$$\overrightarrow{U_{34}} = f_2\left(\overrightarrow{U_{32}}, \overrightarrow{U_{42}}\right) \qquad [28]$$

2.3. Validación de la fórmula propuesta sobre el Teorema de Hartman

El Teorema de Hartman muestra cómo el extremo del vector velocidad de un punto del sólido rígido, su centro de curvatura, y la componente de la velocidad de sucesión paralela al vector velocidad del punto, están alineados (figura 7). Esta es una proporción escalar que también se puede comprobar mediante la fórmula de velocidades de sucesión de polos relativos propuesta en el presente artículo.

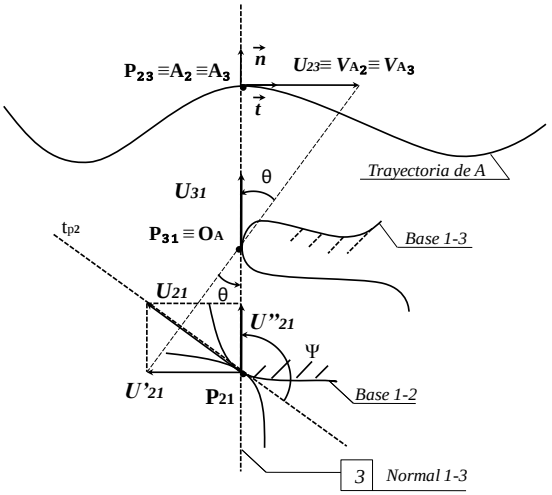


Figura 7. Explicación gráfica del Teorema de Hartman

Premultiplicando escalarmente a ambos términos de la ecuación [10] por un vector unitario $\vec{t}$ tangente a la trayectoria descrita por A:

$$\vec{t}\cdot\vec{U}_{23}=\vec{t}\cdot\frac{\vec{U}_{31}\,\omega_3-\vec{U}_{21}\omega_2}{\omega_3-\omega_2}+\vec{t}\cdot\overrightarrow{P_{21}P_{31}}\,\frac{\omega_3\alpha_2-\omega_2\alpha_3}{(\omega_3-\omega_2)^2} \qquad [29]$$

$$\vec{t}\cdot\vec{U}_{23}=\vec{t}\cdot\vec{U}_{21}\frac{-\omega_2}{\omega_3-\omega_2}\;\rightarrow\;\frac{U_{23}}{U'_{21}}=\frac{\omega_2}{\omega_3-\omega_2} \qquad [30]$$

$$\overline{P_{21}P_{23}}=\overline{P_{21}P_{31}}\cdot\frac{\omega_3}{\omega_3-\omega_2}\;;\;\;\overline{P_{31}P_{23}}=\overline{P_{21}P_{23}}-\overline{P_{21}P_{31}} \qquad [31]$$

$$\overline{P_{31}P_{23}}=\overline{P_{21}P_{31}}\cdot\left(\frac{\omega_3}{\omega_3-\omega_2}-\frac{\omega_3-\omega_2}{\omega_3-\omega_2}\right)\rightarrow\;\frac{\overline{P_{31}P_{23}}}{\overline{P_{21}P_{31}}}=\frac{\omega_2}{\omega_3-\omega_2} \qquad [32]$$

$$\frac{U_{23}}{U'_{21}}=\frac{\overline{P_{31}P_{23}}}{\overline{P_{21}P_{31}}}\rightarrow\frac{U_{23}}{\overline{P_{31}P_{23}}}=\frac{U'_{21}}{\overline{P_{21}P_{31}}}\rightarrow tg(\theta)=tg(\theta) \qquad [33]$$

Luego la expresión propuesta llega a la misma relación que la expresada en el Teorema de Hartman, tal y como se observa en la figura 7.

3. Ejemplo de aplicación

Se va a considerar el caso de un mecanismo de guiado compuesto por dos cuadriláteros articulados (figura 8)**.**El objetivo de este ejemplo es obtener la velocidad de sucesión absoluta del polo P_{41}. La ecuación de velocidades de sucesión proporciona directamente el valor de la velocidad de sucesión del polo relativo de ambos sólidos rígidos, pero si esta es conocida, se puede obtener la incógnita que corresponda en cada caso. En la presente situación, la fórmula se hace realmente útil, pues los polos relativos coinciden permanentemente con los pares de rotación del mecanismo. En las siguientes tablas se muestran los datos que proporciona el software GIM [3]:

	Elementos		
	2	**3**	**4**
Velocidad angular: *w* (rad/s)	2π	−1.079542	−1.241606
Aceleración angular α (rad/ s^2)	0	−15.11847	−0.6296639

Tabla1. Velocidades y aceleraciones angulares

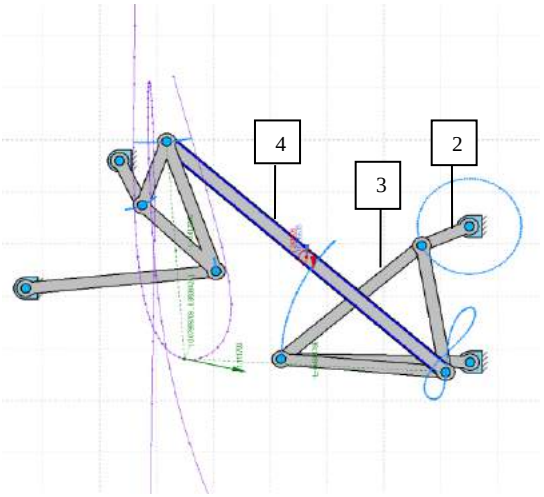


Figura 8. Ejemplo de Aplicación

Se aplica en primer lugar la fórmula a los sólidos 2 y 3 para obtener $\vec{U}_{31}$. Posteriormente a 3 y 4 para lograr $\vec{U}_{41}$.

$$\vec{U}_{23}=\frac{\vec{U}_{31}\,\omega_3-\vec{U}_{21}\omega_2}{\omega_3-\omega_2}+\overrightarrow{P_{21}P_{31}}\,\frac{\omega_3\alpha_2-\omega_2\alpha_3}{(\omega_3-\omega_2)^2}\;\rightarrow\;\vec{U}_{31} \qquad [51]$$

$$\vec{U}_{43}=\frac{\vec{U}_{31}\,\omega_3-\vec{U}_{41}\omega_4}{\omega_3-\omega_4}+\overrightarrow{P_{41}P_{31}}\,\frac{\omega_3\alpha_4-\omega_4\alpha_3}{(\omega_3-\omega_4)^2}\;\rightarrow\;\vec{U}_{41} \qquad [52]$$

Siendo el resultado el mismo que nos proporciona el análisis cinemático realizado por el programa GIM.

Polos de velocidades	Coordenada horizontal	Coordenada vertical	Velocidades de Sucesión	Componente horizontal	Componente vertical
$\boldsymbol{P_{21}}$	0.3339137	0.3495967	$\vec{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{21}}$	0	0
$\boldsymbol{P_{31}}$	0. 08339991	0.9198659	$\vec{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{31}}$	-0.5891823	-8.389392
$\boldsymbol{P_{41}}$	0.07959709	0.8508424	$\vec{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{41}}$	-0.244884	-1.084412
$\boldsymbol{P_{23}}$	0.2732051	0.6	$\vec{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{23}}$	-0.5253646	-0.2307874
$\boldsymbol{P_{43}}$	0.05426566	0.3910611	$\vec{\boldsymbol{U}}_{\boldsymbol{43}}$	-0.5708672	0.0314517

Tabla 2. Polos y Velocidades de sucesión

4. Discusión: velocidad del punto matemático asociado al centro de curvatura.

Sea un punto del sólido rígido móvil 2 con un centro de curvatura de su trayectoria en cada instante. Asociando un punto matemático que en todo momento coincida con el centro de curvatura del punto del sólido rígido, se procede a estudiar el movimiento de este. El objetivo es obtener una expresión que proporcione el módulo de la velocidad de dicho punto matemático. El desarrollo se hará sin imponer ninguna condición restrictiva, luego el resultado final será aplicable a cualquier punto del sólido rígido.

Es importante destacar que los centros de curvatura pertenecen al plano fijo, luego carecen de velocidad. Por ello se da la necesidad de definir este punto con carácter matemático que puede considerarse como una analogía al correspondiente punto matemático asociado al polo de velocidades. La trayectoria de ese punto matemático es la evoluta de la trayectoria del punto del plano móvil 2 correspondiente.

De la figura 7 se observa que por el Teorema de Hartman:

$$\frac{\overline{O_A A}}{v_A} = \frac{\overline{O_A P_{21}}}{U_{21}{}'} \qquad [33]$$

Simplificando se obtiene que:

$$\overline{O_A P_{21}} = \frac{1}{\frac{1}{\boldsymbol{\delta_2}\ sen\,\Psi} - \frac{1}{\overline{P_{21}A}}} \qquad [34]$$

Siendo δ_2 el diámetro de la circunferencia de las inflexiones, y Ψ ángulo formado por el radio vector que une el polo con el punto y la tangente polar de 2. Por otro lado de la figura 7 también se obtiene:

$$w_3 \overline{O_A P_{21}} = U_{21}{}' \qquad [35]$$

$$w_3 = \frac{U_{21}{}'}{\overline{O_A P_{21}}} \rightarrow\ w_3 = \frac{w_2\ \delta_2\ sen\,\Psi}{\overline{O_A P_{21}}} \rightarrow\ w_3 = w_2\ \delta_2\ sen\,\Psi \left(\frac{1}{\delta_2\ \text{sen}\,\Psi} - \frac{1}{\overline{P_{21}A}}\right) \qquad [36]$$

$$w_3 = w_2 \left(1 - \frac{\delta_2}{\overline{P_{21}A}} sen\,\Psi\right) \qquad [37]$$

Llamando:

$$\gamma = \frac{\delta_2}{\overline{P_{21}A}} sen\,\Psi \qquad [39]$$

$$w_3 = w_2(1 - \gamma) \qquad [40]$$

Esta velocidad angular representa el giro de la recta que une polo, centro de curvatura y punto, es decir el plano normal 3 en la figura 7. Derivando esta expresión:

$$\alpha_3 = \alpha_2(1 - \gamma) - w_2 \frac{d\gamma}{dt} \qquad [41]$$

La fórmula de velocidades de sucesión de polos relativos tiene un carácter vectorial. Ya se ha visto, que proyectando sobre la dirección tangente a la trayectoria del punto se obtiene el Teorema de Hartman. Si ahora proyectamos dicha fórmula en la dirección normal ($\vec{n}$) se obtiene:

$$\vec{n} \cdot \vec{U}_{23} = \vec{n} \cdot \frac{\vec{U}_{31} w_3 - \vec{U}_{21} w_2}{w_3 - w_2} + \vec{n} \cdot \overrightarrow{P_{21}P_{31}} \frac{w_3\alpha_2 - w_2\alpha_3}{(w_3 - w_2)^2} \quad [42]$$

$$U_{31} w_3 = U_{21}'' w_2 - \overline{P_{21}O_A} \frac{w_3\alpha_2 - w_2\alpha_3}{w_3 - w_2} \quad [43]$$

Sustituyendo las relaciones anteriores:

$$U_{31} w_2(1-\gamma) = U_{21}'' w_2 - \overline{P_{21}O_A} \frac{w_2\alpha_2(1-\gamma) - w_2\alpha_2(1-\gamma) + {w_2}^2 \frac{d\gamma}{dt}}{w_2(1-\gamma) - w_2} \quad [44]$$

$$U_{31} (1-\gamma) = U_{21} \cos\Psi + \overline{P_{21}O_A} \frac{1}{\gamma} \frac{d\gamma}{dt} \quad [45]$$

Finalmente, la velocidad de sucesión de este punto matemático, que en todo momento coincide con el centro de curvatura de un punto del sólido rígido, tiene como dirección la normal a la trayectoria del punto, y su módulo se rige por la siguiente expresión:

$$U_{31} = U_{21} \frac{\cos\Psi}{(1-\gamma)} + \frac{\overline{P_{21}O_A}}{\gamma(1-\gamma)} \frac{d\gamma}{dt} \quad [46]$$

Siendo:

$$\gamma = \frac{\delta_2}{\overline{P_{21}A}} sen\,\Psi \quad [47]$$

Por tanto, se observa que existe un lugar geométrico de estos puntos matemáticos, asociados a centros de curvatura, cuya velocidad es infinita en un instante determinado:

$$1 - \gamma = 0 \quad [48]$$

$$\delta_2 sen\,\Psi = \overline{P_{21}A} \quad [49]$$

Esta ecuación corresponde a la circunferencia de las inflexiones. Por consiguiente los puntos matemáticos de los centros de curvatura se encuentran en el infinito:

$$\overline{O_A P_{21}} = \frac{1}{\frac{1}{\delta_2 sen\,\Psi} - \frac{1}{\delta_2 sen\,\Psi}} = \frac{1}{0} \quad [50]$$

En conclusión, el resultado obtenido de la velocidad del punto matemático asociado a los centros de curvatura [46] concuerda, puesto que para pasar de una distancia finita a una infinita necesita adquirir una velocidad infinita.

5. Conclusiones

En este artículo se ha presentado una fórmula que permite calcular la velocidad de sucesión del problema relativo en el movimiento de dos sólidos rígidos en un movimiento plano. En la actualidad se está trabajando en la aplicación de dicha expresión para la obtención del lugar geométrico de puntos en un sólido rígido que realizan trayectorias circunferenciales.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el soporte financiero recibido por parte del Ministerio de Economía y Competitividad (Proyecto DPI2015-67626-P (MINECO/FEDER, UE)) y la financiación de la Universidad del País Vasco (UPV/EHU) bajo el programa UFI 11/29.

7. Referencias

[1] K.H. Hunt. Kinematics Geometry of Mechanisms. Oxford University Press (1978). 0198561245.
[2] A. Hernández. Cinemática de mecanismos. Editorial Síntesis Ingeniería (2004) 8497562240
[3] GIM http://www.ehu.eus/compmech/software/
[4] N. Rosenauer, A.H. Willis. Kinematics of Mechanisms. Dover Publications, Inc. (1967).
[5] E.A.Dijksman. Motion Geometry of Mechanisms. Cambridge University Press (1976). 0521208416.
[6] A.S. Hall. Kinematics and Linkage Design. Prentice-Hall, Inc. (1966).

Manipuladores paralelos de traslación con pares Pa^2

A. Hernández Frías[1], Z. Zhang[2], V. Petuya Arcocha[3], Erik Macho Mier[4], Enrique Amezua San Martín[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. a.hernandez@ehu.eus*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. zhangzhen_tust@163.com*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU victor.petuya@ehu.eus*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. erik.macho@ehu.eus*

[5]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. enrique.amezua@ehu.eus*

El par cinemático Pa^2 se compone de dos paralelogramos articulados entrelazados que conectan en paralelo a los dos elementos que une. Posee dos grados de libertad de traslación que dan lugar a un plano de traslaciones variable con la posición. La realidad es que el par Pa^2 es utilizado en diseños conceptuales, y sin embargo, su utilización en la práctica es nula. Una de las razones puede ser la gran cantidad de restricciones redundantes que posee. Sin embargo, la mayoría de ellas pueden eliminarse sustituyendo los pares de rotación por pares esféricos de forma estudiada. Por otro lado, su estructura proporciona una gran rigidez y podría sustituir de forma adecuada a los problemáticos pares prismáticos pasivos. En este artículo se van a estudiar dos manipuladores paralelos (MP) de traslación basados en la arquitectura Pa^2: el 3-PPa^2 que posee restricciones redundantes en la arquitectura global del mismo, y el 3-CPa^2R que no. Para ambos casos se realizará el análisis de movilidad. Para el MP 3-PPa^2 se realizarán los siguientes análisis: posición, velocidad (cinemática directa e inversa), espacio de trabajo, y singularidades. Finalmente, y a partir de los anteriores estudios, se propondrán una serie de recomendaciones prácticas para la fabricación del manipulador.

1. Pares cinemáticos Pa y sus variantes en los manipuladores paralelos

Es muy habitual en el ámbito del análisis estructural de mecanismos trabajar con pares *R* (rotación), pares *P* (traslación), pares *C* (cilíndricos), etc, que son uniones mecánicas entre elementos contiguos que permiten el movimiento relativo entre ellos. Sin embargo, la idea de par siempre ha sido un concepto más general que una mera unión mecánica; este es el caso de una junta universal *U*, donde el propio par incluye un elemento intermedio móvil (la cruceta). Esta es la idea que subyace bajo el concepto de par *Pa* (también denominado par *Π*), y de otros pares todavía más complejos, que se recojen bajo la denominación de *ligadura cinemática*, que es un concepto que aparece dentro de la Síntesis Morfológica o Estructural de MP. Pero volviendo de nuevo al par *Pa*, éste consiste en un paralelogramo articulado, el cual permite un grado de libertad de traslación (gdl a partir de ahora). La particularidad de dicho gdl es que, dado que su acoplador posee un movimiento de traslación circular, su dirección es variable con la posición del paralelogramo.

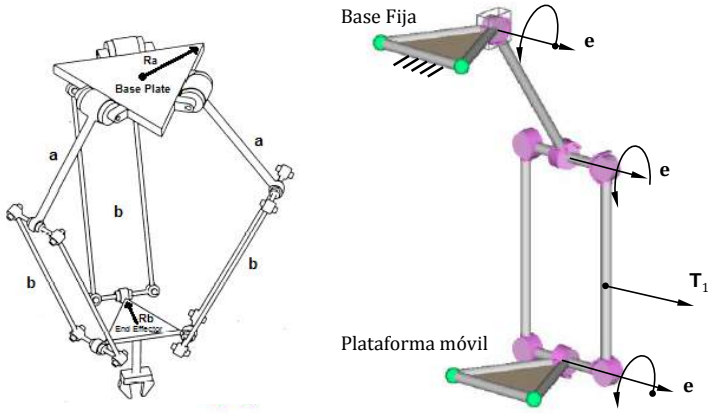
Una de las primeras aplicaciones del par *Pa* aparece en el manipulador de traslación Delta [1], el cual se compone de tres cadenas cinemáticas *RRPaR*, cada una de ellas generando un movimiento Schönflies (tres traslaciones y un giro alrededor de una dirección fija). La intersección de estos tres desplazamientos en el elemento terminal hace que permanezcan únicamente las traslaciones. El resultado es una arquitectura caracterizada por sus altas capacidades de aceleración (figura 1).

En la literatura científica pueden encontrarse más arquitecturas robóticas incluyendo el par *Pa*. Sin embargo, es más que notable la escasa utilización de pares *Pa* dobles, ya sea con la estructura del Pa^2 o cualquier otra. Uno de estos casos aparece en la referencia [2]. En ella se describe un denominado par Π^2 consistente en cuatro barras de igual longitud que se conectan en paralelo con las plataformas fija y móvil mediante juntas universales *U*. El resultado es un par que permite 2 gdl de traslación, donde la plataforma móvil realiza un movimiento de traslación esférico respecto a plataforma fija. Sus características cinemáticas son equivalentes a las del par Pa^2.

Otra estructura cinemática con una función equivalente a la del par Pa^2 es la utilizada en el manipulador Micro Finger [3] del Mechanical Engineering Laboratory en Tsukuba (Japón). Se trata de una aplicación para manipulación de micro-objetos. El manipulador contiene tres cadenas *RPaPaR* idénticas que generan un desplazamiento Schönflies. En este caso, los dos pares *Pa* están conectados en serie, en vez de en paralelo como

en el par Pa^2. Un diseño similar al anterior, conteniendo dos paralelogramos en serie, aparece en el manipulador paralelo descrito en la referencia [4].

La primera propuesta clara de diseño de arquitecturas de MP incluyendo pares Pa^2 se encuentra en la tesis doctoral de Oscar Salgado [5], donde se describen dos esquemas de robots paralelos de 4 gdl diseñados con la ayuda de la teoría de grupos de desplazamientos. Ambos robots tienen cuatro cadenas cinemáticas, cada una de ellas generando 5 gdl, que dan lugar a tres traslaciones y una rotación en la plataforma móvil.



(a) (b)

Figura 1: Robot Delta y los gdl de los pares que componen una de sus cadenas.

En las siguientes secciones se presenta la arquitectura cinemática de dos nuevos manipuladores de traslación incluyendo pares Pa^2: el *3-PPa*^{2} y el *3-CPa*^{2}*R*. Pero antes de entrar en su análisis, es obligatorio conocer la cinemática del par Pa^2 en la que se basa.

2. Estudio del par cinemático Pa^2

En la figura 2 se observa un par Pa^2 dispuesto tal como va a ser utilizado en los diseños de los manipuladores que van a presentar los autores. Está constituido por dos paralelogramos idénticos, dispuestos en planos paralelos mediante otro paralelogramo cruzado que les conecta. Todas las uniones utilizadas en el par Pa^2 son juntas *R*. Los ejes de las juntas *R* de los paralelogramos idénticos son perpendiculares a los de las juntas *R* del paralelogramo cruzado. Un sencillo análisis de movilidad permite determinar que el conjunto posee 2 gdl y 8 restricciones redundantes. Teniendo en cuenta la geometría de la arquitectura resultante, aparecen dos planos imaginarios, uno fijo y otro movil, permanentemente pararalelos. Lo cual indica que los 2 gdl son de traslación. Un sencillo análisis cinemático permite ver que la dirección de la velocidad de cualquier punto del plano imaginario móvil, como por ejemplo el punto C o el punto intermedio P de la barra móvil del paralelogramo cruzado, es perpendicular a las barras que unen los planos imaginarios.

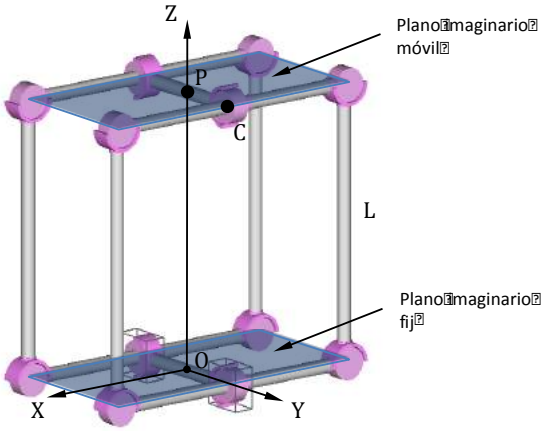
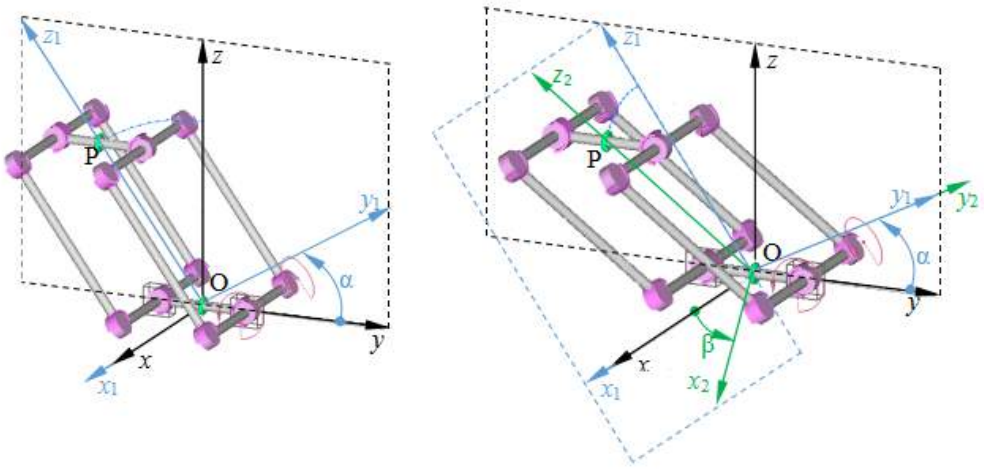


Figura 2: Par cinemático Pa^2.

A continuación se va a realizar el análisis de posición del par Pa^2. Para ello se va a adoptar un sistema de referencia fijo (OXYZ) con su origen en el centro de la barra fija del paralelogramo cruzado, y sus ejes dispuestos según los paralelismos y perpendicularidades representados en la figura 3. La configuración de partida, de referencia o Home del par Pa^2 es la representada en dicha figura 2, donde los tres paralelogramos citados se encuentran con sus angulos internos a 90º. El par posee tres parámetros geométricos, de los cuales sólo la longitud L de las barras que unen los planos imaginarios permanecerá en la ecuación de posición del par. Las variables de posición del par son los ángulos α y β. A la configuración deformada de la figura 3(b) se llega mediante los siguientes movimientos: 1º) Un giro α del paralelogramo cruzado, equivalente al giro del sistema de referencia móvil $(OXYZ)_1$ alrededor del eje fijo X, coincidente con X_1. 2º) Un giro β de los otros dos paralelogramos, equivalente al giro del sistema de referencia móvil $(OXYZ)_2$ alrededor del eje móvil Y_1.



(a) (b)

Figura 3: Par cinemático Pa^2.

Cuando los valores de α y β son 0º, el par Pa^2 se encuentra en la configuración Home de la figura 2.

La posición del punto P expresada en el sistema de referencia fijo es:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L\sin b \\ -L\cos b\sin a \\ L\cos b\cos a \end{bmatrix} \tag{1}$$

Eliminando las variable angulares α y β se obtiene el lugar geométrico de las posiciones del punto P:

$$x^2 + y^2 + z^2 = L^2 \tag{2}$$

Que es una superficie esférica con centro en el origen O y radio OP=L. Por lo tanto, cualquier punto del plano imaginario móvil se mueve en una superficie esférica de radio L. Puede demostrarse que si los giros se realizan en sentido inverso, la posición del punto P es la misma. En conclusión, este par es un generador de traslación de dimensión 2 cuyos elementos constituyen un subconjunto del subgrupo $\{T_3\}$ de las traslaciones espaciales. Sin embargo, este subconjunto no constituye un subgrupo puesto que el plano de las traslaciones no es constante.

3. Análisis de movilidad de los MP *3-PPa²* y *3-CPa²R*

3.1. Análisis de movilidad del MP 3-PPa²

La cadena cinemática PPa^2 (figura 4a) es un generador de traslaciones en el espacio. En efecto, su correspondiente ligadura cinemática es el producto de dos ligaduras cinemáticas de traslación: una de dimensión 1, $\{T_{\mathbf{u}}\}$, y otra de dimensión 2, $\{T_{\mathbf{v,w}}\}$; donde **u**, **v** y **w** son tres vectores linealmente independientes que representan sus correspondientes direcciones de traslación.

El desplazamiento D_e resultante es el producto de ambas ligaduras:

$$D_e = \{T_{\mathbf{u}}\}\cdot\{T_{\mathbf{v,w}}\} = \{T_3\} \tag{3}$$

Por lo tanto, el desplazamiento generado en el elemento terminal de la cadena PPa^2 pertenece al subgrupo $\{T_3\}$ de las traslaciones en el espacio.

Las tres cadenas idénticas se unen al elemento terminal del MP dando lugar a un desplazamiento en el mismo. Este desplazamiento o patrón de movimiento de la plataforma resulta de la intersección de los desplazamientos de cada una de las cadenas. Esto es:

$$D_e = \bigcap_{i=1}^{3} \{\mathcal{T}_3'\}_i = \{\mathcal{T}_3'\} \tag{4}$$

Que vuelve a ser un desplazamiento de traslación de dimensión 3.

3.2. Análisis de movilidad del MP 3-PPa²

La ligadura cinemática correspondiente a la cadena cinemática CPa^2R (figura 4b) es el producto de tres ligaduras cinemáticas. La correspondiente al par cilíndrico es una ligadura de dimensión 2, $\{C_A\}$, que incluye una rotación alrededor de un eje *A* y una traslación en la dirección de dicho eje. La correspondiente al par Pa^2, $\{T_{\mathbf{v,w}}\}$ ya ha sido descrita antes; y la rotación es una ligadura de dimensión 1, $\{R_B\}$, que incluye una rotación alrededor del eje *B*.

Por lo tanto, el desplazamiento D_e resultante es el producto de las tres ligaduras:

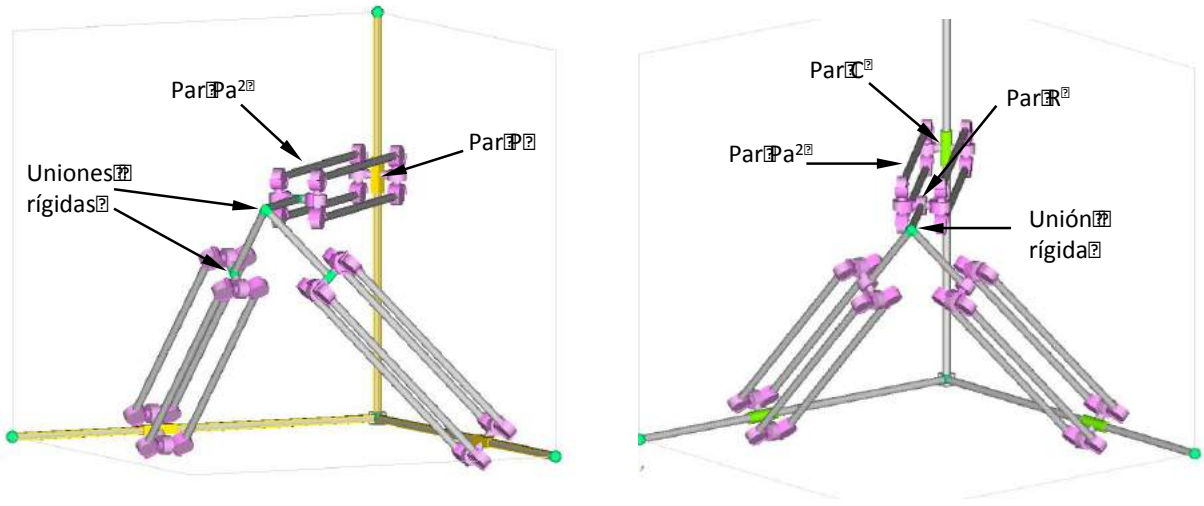
$$D_e = \{C_A\}\cdot\{T_{\mathbf{v,w}}\}\cdot\{R_B\} = \{T_3\}\cdot\{R_A\}\cdot\{R_B\} \tag{5}$$

En el supuesto de que las direcciones de traslación sean independientes entre sí y asimismo las de rotación, el desplazamiento generado en el elemento terminal de la cadena CPa^2R tiene dimensión 5: 3T2R tres traslaciones y dos rotaciones. Estos desplazamientos constituyen un subconjunto de los desplazamientos de sólido rígido de dimensión 6,$\{D_e\}$, pero que no tiene estructura de grupo.

Las tres cadenas idénticas se unen al elemento terminal del MP dando lugar a un desplazamiento en el mismo. Este desplazamiento o patrón de movimiento de la plataforma resulta de la intersección de los desplazamientos de cada una de las cadenas. Esto es:

$$D_e = \bigcap_{i=1}^{3} (\{T_3\}\cdot\{R_A\}\cdot\{R_B\})_i = \{T_3\} \tag{6}$$

Que vuelve a ser un desplazamiento de traslación de dimensión 3. Esto es debido a que los planos que contienen las direcciones de rotación de cada pata intersecan en un punto, con lo que no hay ninguna dirección de rotación común a las tres patas del manipulador. Por el contrario, las tres traslaciones de cada pata son comunes a todas ellas, y por lo tanto permanecen en la plataforma móvil.



(a) (b)

Figura 4: MP *3-PPa²* y *3-CPa²R*.

4. Análisis cinemático del MP *3-PPa²*

Se define una referencia fija $(OXYZ)_0$ con su correspondiente base canónica **(i**, **j**, **k)** coincidente con las guías de deslizamiento de los pares prismáticos (figura 5). Un punto A_i define la posición de cada una de las deslizaderas. También, se definen tres sistemas de referencia locales fijos $(OXYZ)_i$ con sus correspondientes bases canónicas $(\mathbf{u}, \mathbf{v}, \mathbf{w})_i$ y con sus orígenes coincidentes con O_0. El eje X_1 coincide con el X_0, estando el sistema de referencia 1 girado respecto del sistema 0 alrededor del eje X_0, 45º en sentido de las agujas del reloj. El eje Y_2 coincide con el Y_0, estando el sistema de referencia 2 girado respecto del sistema 0 alrededor del eje Y_0, 45º en sentido contrario a las agujas del reloj. Una operación similar es realizada con el sistema de referencia 3.

Las variables de entrada son los desplazamientos s_1, s_2 y s_3 de las deslizaderas. Existen dos parámetros dimensionales que son: L, la longitud del par Pa^2 (figura 2); ℓ , la distancia entre el punto P de la plataforma y el punto B_i centro del extremo del par Pa^2.

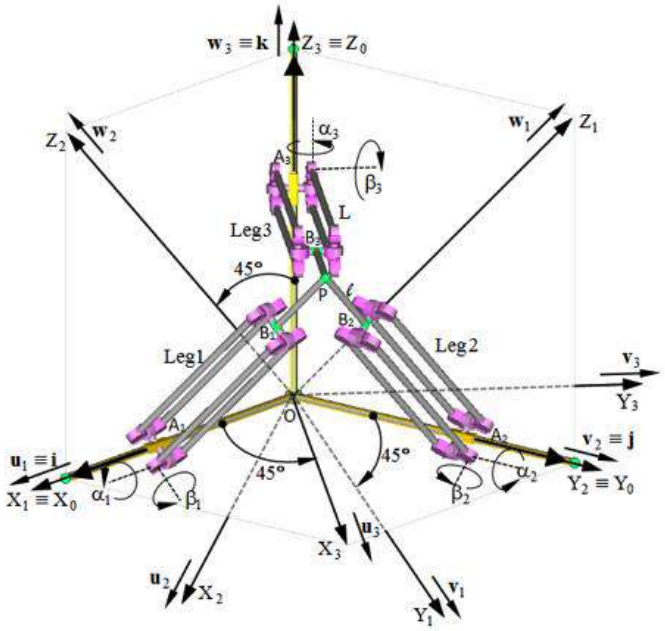


Figura 5: Sistemas de referencia en el MP *3-PPa*^{2}.

La posición del punto P expresada a través de la cadena 1 viene dada por la ecuación:

$$\mathbf{OP} = \mathbf{OA_1} + \mathbf{A_1B_1} + \mathbf{B_1P} \tag{7}$$

Adviértase que las componentes del vector $\mathbf{A_1B_1}$ referidas al sistema de referencia 1 son las expresadas en la ecuación (1). Operando de igual manera es fácil expresar las componentes del vector **OP** en el sistema de referencia 1:

$$\boldsymbol{OP} = (s_1 + L\sin\beta_1,\ -L\cos\beta_1\sin\alpha_1,\ \ell + L\cos\beta_1\cos\alpha_1) \tag{8}$$

A continuación aplicando la matriz de rotación entre los sistemas 1 y 0 se obtienen las coordenadas de **OP** referidas al sistema absoluto:

$$\boldsymbol{OP} = (s_1 + L\sin\beta_1,\ -\frac{\sqrt{2}}{2}L\cos\beta_1\sin\alpha_1 + \frac{\sqrt{2}}{2}L\cos\beta_1\cos\alpha_1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\ell,\ \frac{\sqrt{2}}{2}L\cos\beta_1\sin\alpha_1 + \frac{\sqrt{2}}{2}L\cos\beta_1\cos\alpha_1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\ell) \tag{9}$$

Operando de manera análoga se obtienen las componentes de **OP** relativas a las cadenas 2 y 3, referidas al sistema 0. Eliminando las variables pasivas α_i y β_i como se hizo en la ecuación (2), resulta:

$$\begin{cases} (x_p - s_1)^2 + (y_p - n)^2 + (z_p - n)^2 = L^2 \\ (x_p - n)^2 + (y_p - s_2)^2 + (z_p - n)^2 = L^2 \\ (x_p - n)^2 + (y_p - n)^2 + (z_p - s_3)^2 = L^2 \end{cases} \tag{10}$$

Donde $n = \frac{\sqrt{2}}{2}\ell$. El sistema (10) representa las ecuaciones de posición del MP *3-PPa*^{2}.

4.1. Problema de posición inverso

Despejando del sistema (10) las variables de entrada resulta:

$$\begin{cases} s_1 = x_p \pm \sqrt{L^2 - (y_p - n)^2 - (z_p - n)^2} \\ s_2 = y_p \pm \sqrt{L^2 - (x_p - n)^2 - (z_p - n)^2} \\ s_3 = z_p \pm \sqrt{L^2 - (x_p - n)^2 - (y_p - n)^2} \end{cases} \tag{11}$$

Con lo que las entradas quedan en función explícita de las salidas.

4.2. Problema de posición directo

A partir de las ecuaciones del sistema (10) puede expresarse y_p y z_p en función de x_p:

$$y_p = \frac{2s_1 - \sqrt{2}\ell}{2s_2 - \sqrt{2}\ell} x_p + \frac{s_2^2 - s_1^2}{2s_2 - \sqrt{2}\ell} \tag{12}$$

$$z_p = \frac{2s_1 - \sqrt{2}\ell}{2s_3 - \sqrt{2}\ell} x_p + \frac{s_3^2 - s_1^2}{2s_3 - \sqrt{2}\ell} \tag{13}$$

Sustituyendo las ecuaciones (12) y (13) en la primera de las ecuaciones del sistema (10) resulta:

$$\left(1 + M_1^2 + M_2^2\right) x_P^2 + \left(2M_1N_1 + 2M_2N_2 - 2s_1\right) x_p + s_1^2 + N_1^2 + N_2^2 - L^2 = 0 \tag{14}$$

Donde M_1, M_2, N_1 y N_2 son parámetros que dependen de las entradas y de ℓ. La ecuación (14) es el polinomio univariante del MP que indica que para cada entrada, hay dos modos de ensamblado a lo sumo.

En la figura 5 se muestra una trayectoria del MP *3-PPa*^{2} obtenida mediante el software GIM [6]

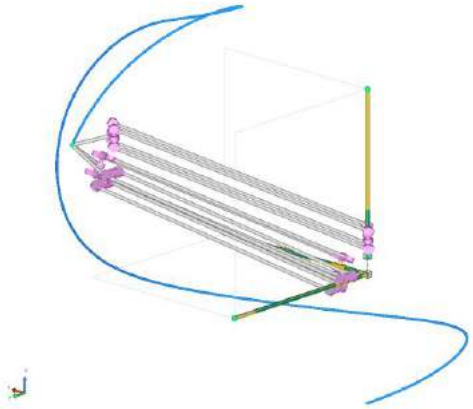


Figura 6: Una trayectoria del MP *3-PPa*^{2}.

4.3. Espacio de trabajo

Teniendo en cuenta la restricción que una pata impone al movimiento del punto P, puede demostrarse fácilmente que el lugar geométrico de las posiciones extremas de P es una superficie cilíndrica cuyo eje es paralelo y excéntrico al eje de la deslizadera. Por lo tanto, el espacio de trabajo del manipulador queda definido por la intersección de los tres cilíndros que imponen las tres patas y cuyas ecuaciones son:

$$(y_p - n)^2 + (z_p - n)^2 \leq L^2 \tag{15}$$

$$(x_p - n)^2 + (z_p - n)^2 \leq L^2 \tag{16}$$

$$\left(x_p - n\right)^2 + \left(y_p - n\right)^2 \pounds L^2 \tag{17}$$

En la figura 7 se representa la intersección de tres cilíndros que da una idea del espacio de trabajo del MP *3-PPa*^{2}.

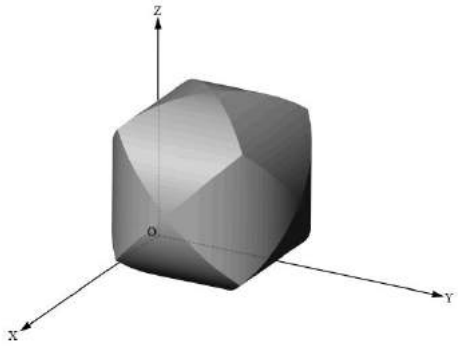


Figura 7: Intersección de tres cilíndros.

5. Ecuaciones de velocidad y singularidades

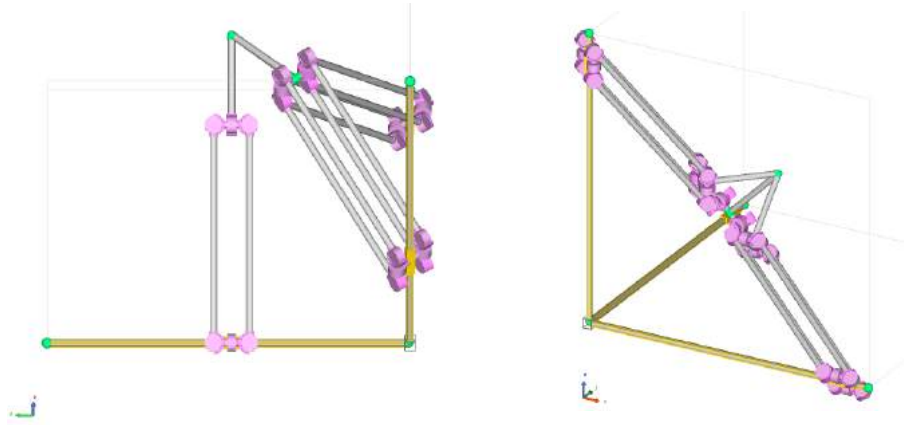
Derivando respecto del tiempo la ecuación (7) para cada una de las cadenas cinemáticas del manipulador, se obtienen las ecuaciones de velocidad. Premultiplicando escalarmente cada una de las tres ecuaciones por el vector $\mathbf{A_iB_i}$ se consiguen eliminar las velocidades angulares de las barras de longitud L, quedando el siguiente sistema matricial:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_1\mathbf{B}_1^T \\ \mathbf{A}_2\mathbf{B}_2^T \\ \mathbf{A}_3\mathbf{B}_3^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{y}_p \\ \dot{z}_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L\sin\beta_1 & 0 & 0 \\ 0 & -L\sin\beta_2 & 0 \\ 0 & 0 & -L\sin\beta_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{s}_1 \\ \dot{s}_2 \\ \dot{s}_3 \end{bmatrix} \tag{18}$$

Las singularidades del problema inverso se producen cuando se anula el determinante de la matriz que multiplica el vector de las velocidades de entrada. Ello ocurre siempre que alguna las variables β_i alcance 0º o 180º. En esta situación, el punto P del MP se encontrará en la frontera del espacio de trabajo. En la figura 8(a) se representa una singularidad del problema inverso.

Las singularidades del problema directo se producen cuando se anula el determinante de la matriz que multiplica el vector velocidad de P. Las filas de esta matriz están compuestas por las componentes de los vectores $\mathbf{A_iB_i}$. Estos vectores constituyen una base de dimensión 3. Por lo tanto, siempre que el rango de esta base disminuya, el manipulador se encontrará en una configuración singular del problema directo. La figura 8(b) muestra el manipulador en una singularidad del problema directo, donde los vectores $\mathbf{A_iB_i}$ son paralelos a un plano.

Finalmente quedan las singularidades de incremento de movilidad. Estas se producen cuando el rango de la matriz jacobiana completa del sistema (18) se hace, en este caso, menor que 3. El análisis de este tipo de singularidades se hace más complejo que los dos casos anteriores, dado que habría que analizar todos los menores de orden 3. También hay que hacer notar que las singularidades de incremento de movilidad locales de las patas, es decir, aquellas que se producen cuando alguno de los pares *Pa*^{2} alcanzan su posición plegada, no pueden ser detectadas a partir de la jacobiana completa del sistema (18). Ello es debido a que las relaciones cinemáticas de los paralelogramos que constituyen los pares *Pa*^{2} no aparecen de forma explícita en dicho sistema.



(a) (b)

Figura 8: Configuraciones singulares.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el soporte financiero recibido por parte del Ministerio de Economía y Competitividad (Proyecto DPI2015-67626-P (MINECO/FEDER, UE)) y la financiación de la Universidad del País Vasco (UPV/EHU) bajo el programa UFI 11/29.

7. Conclusiones

En este artículo se pone de manifiesto la potencialidad del par Pa^2 como parte de las cadenas cinemáticas de los MP de traslación. Tras un exhaustivo análisis cinemático, se comprueba que las ecuaciones de posición y velocidad son bastante sencillas, por lo que ganan ventaja respecto de otras soluciones que incluyen pares de rotación para obtener traslaciones. Por otro lado, la solución del par Pa^2 frente a dos pares primáticos consecutivos flotantes es mucho más robusta dados los problemas de gripado y bloqueo que estos últimos dan cuando no son actuados, es decir cuando son flotantes pasivos. Además, la estructura de cuatro barras del par Pa^2 confiere una mayor rigidez al conjunto del manipulador. Finalmente, es bastante sencillo eliminar restricciones redundantes a este par, con el objeto de que las tolerancias de fabricación influyan lo menos posible en su funcionamiento desde el punto de vista cinemático y dinámico. En un futuro se tiene pensado desarrollar un prototipo que tenga en cuenta factores constructivos, fiabilidad, funcionamiento, peso, rigidez, montaje, y otros de interés.

8. Referencias

[1] R. Clavel. Delta, a fast robot with parallel geometry. Proc. 18th Int. Symp. Industrial Robots, Lausanne, Switzerland, 91-100, (1988).

[2] J. Angeles. The qualitative synthesis of parallel manipulators, ASME Journal of Mechanical Design, 126, (2004), 617-624.

[3] T. Arai, J. M. Hervé, T. Tanikawa, Development of 3DOF Micro Finger. Proc. IRO'96, Osaka, Japan, 981-987, (1996).

[4] J. Angeles, A. Morozov, O. Navarro. Proceedings. ICRA '00, San Francisco, USA, 2370-2375, (2000).

[5] O. Salgado. Síntesis, Análisis y Diseño de Manipuladores Paralelos de Baja Movilidad. Tesis Doctoral. Bilbao (2008).

[6] http://www.ehu.eus/compmech/software/

Análisis de la capacidad multioperacional de manipuladores paralelos

A. Hernández Frías[1], J.I. Ibarreche Mendia[2], V. Petuya Arcocha[3], M. Urízar Arana[4], E. Macho Mier

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. a.hernandez@ehu.eus

[2] Aernnova Engineering. joseignacio.ibarreche@aernnova.com

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. victor.petuya@ehu.eus

[4]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. monica.urizar@ehu.eus

[5]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. erik.macho@ehu.eus

Desde el final del pasado siglo, ha comenzado a abrirse paso la idea de diseñar mecanismos con diferentes modos de operación capaces de realizar diversas tareas. Estos mecanismos, capaces de cambiar su configuración son habitualmente denominados mecanismos reconfigurables. En la actualidad, este tipo de mecanismos está atrayendo la atención de los especialistas por su potencial en aplicaciones industriales como: empaquetado y doblado, antenas y estructuras desplegables, aplicaciones biomédicas, etc. En este artículo se presentan los fundamentos para el desarrollo de una metodología para el análisis y el diseño de manipuladores paralelos con capacidad multioperacional. En primer lugar, se exponen los principios básicos de la metodología propuesta. Se establecerán las características estructurales de las cadenas cinemáticas que formarán las patas de los manipuladores paralelos objeto de estudio. Se propondrá un procedimiento de análisis para una cadena cinemática general. Este procedimiento se aplicará a un manipulador paralelo de seis grados de libertad 6-SPU. A partir de la cadena cinemática genérica propuesta en la metodología, se definirán las condiciones geométricas que particularizan a la pata objeto de estudio. Posteriormente se obtendrán las ecuaciones de velocidad del manipulador. Se presentará también cómo, para el caso de un manipulador paralelo de baja movilidad, la aplicación del procedimiento propuesto permite obtener junto con las ecuaciones de velocidad las ecuaciones de restricción que relacionan entre si las variables de salida del manipulador.

1. Introducción

Tradicionalmente, en el diseño de mecanismos y máquinas, uno de los objetivos era la creación de un sistema mecánico robusto y fiable que permitiera la realización eficiente de la tarea concreta para la que había sido concebido. Sin embargo, a finales del siglo pasado, empezó a abrirse camino la idea de diseñar mecanismos con diferentes modos de operación que les capacitaran para realizar múltiples tareas. A estos mecanismos capaces de cambiar su configuración, se les denomina habitualmente mecanismos reconfigurables [1-3]. En la actualidad este tipo de mecanismos están captando la atención de los especialistas dado que están apareciendo para ellos campos de aplicación prometedores en la industria: empaquetado y doblado, estructuras y antenas desplegables, aplicaciones biomédicas, etc. [4].

Es cierto que, utilizando un manipulador de 6 grados de libertad, su plataforma móvil es capaz, en teoría, de realizar cualquier tipo de movimiento espacial. Sin embargo, para ello, este movimiento debe de ser programado de acuerdo con la estructura cinemática de las patas del manipulador, y no todas las cadenas cinemáticas se adaptan con la misma facilidad al trazado de un determinado movimiento. Por ejemplo, un simple movimiento de traslación es fácil de conseguir con un manipulador cuyas cadenas cinemáticas tengan una cierta estructura cartesiana. De hecho, un movimiento tan sencillo, pero tan habitual como éste, con máquinas de cinemática parcialmente cartesiana, muy habituales en aplicaciones de máquina-herramienta, se realiza bloqueando los actuadores que no son necesarios. Sin embargo, si este mismo movimiento pretende realizarse con un manipulador cuyas cadenas cinemáticas dan lugar a una cinemática más acoplada, como por ejemplo la plataforma paralela de Gough, ya no resulta tan sencillo. Para conseguirlo se requiere la participación de todos sus grados de libertad, por lo que la gestión del control es mucho más compleja. Como consecuencia de lo anterior, la precisión es menor, y eso sin tener en cuenta otros aspectos que inciden con mayor intensidad en este caso como son la calibración, las singularidades en el espacio de trabajo o las interferencias entre elementos de las patas del manipulador. Todo ello implica la necesidad de estudiar la operatividad funcional de un determinado diseño de manipulador.

Para ello, se va a considerar el concepto de desplazamientos con estructura de grupo. Existe un conjunto infinito de desplazamientos de un sólido en el espacio que junto con la operación de composición de desplazamientos, se pueden estructurar en 12 entidades algebraicas con estructura de grupo [5, 6]. Cada uno de estos subgrupos posee un determinado patrón de movimiento puro. La hipótesis de este trabajo es que la operatividad práctica de un manipulador paralelo será mayor en la medida en que su plataforma móvil pueda lograr una mayor cantidad de desplazamientos con estructura de grupo.

Esta hipótesis de trabajo se basa en el hecho de que los movimientos de un sólido son composiciones de desplazamientos: infinitesimales o finitos. Hay manipuladores, cuyo elemento terminal sólo puede componer movimientos, sean del tipo que sean, mediante la consecución de infinitos desplazamientos infinitesimales. Por el contrario, en otros manipuladores con estructura cinemática diferente, su elemento terminal puede componer determinados movimientos con un número finito de desplazamientos finitos. En la práctica, un manipulador paralelo tendría una mayor capacidad operativa, cuantos más patrones de movimiento puros fuera capaz de conseguir su plataforma móvil, sin más que ir fijando convenientemente los diferentes actuadores del manipulador. Obviamente, para conseguir la totalidad de los 12 patrones de movimiento se requieren como mínimo un manipulador con 6 grados de libertad (gdl en adelante).

En este trabajo se propone el diseño de manipuladores de baja movilidad a partir de manipuladores de 6 gdl con patrones de movimientos permanentes (desplazamientos con estructura de grupo). De esta forma, se logrará una operatividad más simple de la máquina al utilizar un número menor de actuadores, permaneciendo algunos de ellos bloqueados durante el movimiento, lo que permite trabajar con una cinemática más sencilla y por tanto con un control más rápido y eficiente.

En primer lugar, habrá que realizar la síntesis estructural de las cadenas cinemáticas de 6 gdl que pueden constituir las patas del manipulador. Después se seleccionará una cadena cinemática concreta sobre la cual se realizará un estudio completo de su multi-operacionalidad. Para ello se desarrollará una metodología de análisis.

Asimismo, esta metodología puede utilizarse para realizar el análisis de los las matrices jacobianas de cualquier manipulador de baja movilidad cuyas patas estén contenidas en la cadena cinemática de 6 gdl. A partir de este punto es fácil desarrollar un procedimiento para generar un manipulador paralelo de baja movilidad que realice un movimiento determinado.

2. Cadena cinemática genérica

El primero de los conceptos fundamentales de este trabajo consiste en la definición y análisis de una cadena cinemática genérica que pueda ser posteriormente configurada, o particularizada, con objeto de establecer la mayoría de las patas más comúnmente empleadas en la práctica a la hora de construir manipuladores paralelos. Probablemente exista más de una alternativa para lograr tal objetivo, pero aquí se presenta aquella que ha demostrado poseer el mayor potencial.

Esta metodología de propósito general se centra en aquellos robots de cinemática paralela cuyas cadenas cinemáticas, las que unen las plataformas fija y móvil, son cadenas de tipo serie. Dichas cadenas se componen de varios eslabones unidos entre sí, así como a ambas plataformas, mediante pares cinemáticos. Los tipos más comunes de uniones son, el par de rotación (R), la deslizadera prismática (P), la cilíndrica (C), la articulación esférica (S), y la junta universal (U).

Sin embargo, la cadena cinemática genérica debe plantearse de la manera más simple posible, dado que las ecuaciones que de ella se deriven requieren ser posteriormente manipuladas para analizar las patas reales. Por este motivo se han tomado una serie de hipótesis de partida:

- La cadena genérica está constituida únicamente por pares prismáticos y de rotación. Cada uno de estos pares cinemáticos queda definido mediante un vector unitario. En el caso del par R dicho vector define la dirección del eje de rotación, mientras en para el par P el vector define la dirección de deslizamiento.
- Estos dos tipos de juntas cinemáticas se van disponiendo alternativamente a lo largo de una cadena serie.
- La posición relativa entre dos vectores unitarios consecutivos queda restringida a las dos situaciones más simples, un par y el siguiente deben ser o bien paralelos o bien perpendiculares.
- Con el fin de alcanzar la generalidad requerida, es necesario disponer en la cadena seis pares R y seis pares P.
- La particularización de esta cadena genérica consistirá normalmente en considerar constantes y/o nulos algunos de los parámetros posicionales.

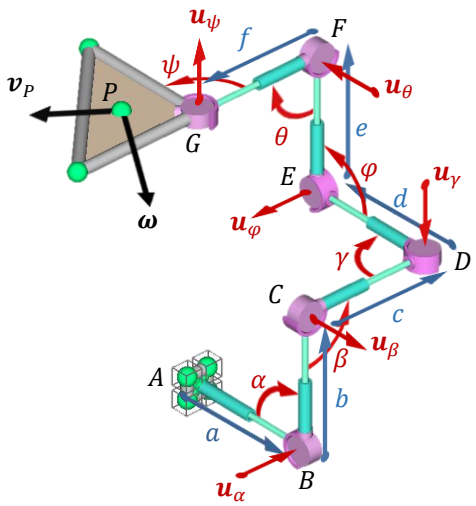


Figura 1: Cadena cinemática genérica. Pares y parámetros.

En la Fig. 1 se muestra la cadena serie genérica junto con sus variables y vectores representativos. El primer eslabón está conectado al bastidor fijo, mientras que el último queda unido a la plataforma móvil. Se toma un punto de referencia P en la plataforma para plantear la ecuación de velocidad de la pata.

En primer lugar, se ha de definir la ecuación de lazo. Siendo $\boldsymbol{r}_P$ y $\boldsymbol{r}_A$ los vectores de posición de los dos puntos extremos del lazo:

$$\boldsymbol{r}_P = \boldsymbol{r}_A + \boldsymbol{a} + \boldsymbol{b} + \boldsymbol{c} + \boldsymbol{d} + \boldsymbol{e} + \boldsymbol{f} + \boldsymbol{GP} \tag{1}$$

Ahora, cada vector asociado a un eslabón de longitud variable se expresa como el producto de su módulo (longitud) por el vector unitario del par P asociado al mismo:

$$\boldsymbol{r}_P = \boldsymbol{r}_A + a \cdot \boldsymbol{u}_a + b \cdot \boldsymbol{u}_b + c \cdot \boldsymbol{u}_c + d \cdot \boldsymbol{u}_d + e \cdot \boldsymbol{u}_e + f \cdot \boldsymbol{u}_f + \boldsymbol{GP} \tag{2}$$

En esta ecuación la única magnitud constante es $\boldsymbol{r}_A$, por lo que al realizar la derivación respecto del tiempo:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{v}_P = {} & \dot{a} \cdot \boldsymbol{u}_a + \dot{b} \cdot \boldsymbol{u}_b + \dot{c} \cdot \boldsymbol{u}_c + \dot{d} \cdot \boldsymbol{u}_d + \dot{e} \cdot \boldsymbol{u}_e + \dot{f} \cdot \boldsymbol{u}_f + \\ & + \boldsymbol{\omega}_b \times \boldsymbol{b} + \boldsymbol{\omega}_c \times \boldsymbol{c} + \boldsymbol{\omega}_d \times \boldsymbol{d} + \boldsymbol{\omega}_e \times \boldsymbol{e} + \boldsymbol{\omega}_f \times \boldsymbol{f} + \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{GP} \end{aligned} \tag{3}$$

donde $\boldsymbol{v}_P$ es la velocidad lineal del punto acoplador, y las velocidades angulares de los distintos elementos, así como de la propia plataforma, se obtienen como:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_b &= \dot{\alpha} \cdot \boldsymbol{u}_\alpha \\ \boldsymbol{\omega}_c &= \boldsymbol{\omega}_b + \dot{\beta} \cdot \boldsymbol{u}_\beta \\ \boldsymbol{\omega}_d &= \boldsymbol{\omega}_c + \dot{\gamma} \cdot \boldsymbol{u}_\gamma \\ \boldsymbol{\omega}_e &= \boldsymbol{\omega}_d + \dot{\varphi} \cdot \boldsymbol{u}_\varphi \\ \boldsymbol{\omega}_f &= \boldsymbol{\omega}_e + \dot{\theta} \cdot \boldsymbol{u}_\theta \\ \boldsymbol{\omega} &= \boldsymbol{\omega}_f + \dot{\psi} \cdot \boldsymbol{u}_\psi \end{aligned} \tag{4}$$

A partir de esta configuración general, el proceso para obtener cadenas empleadas en la práctica que puedan estar formadas por otros tipos de uniones es bastante simple (Fig 2):

- Par U: Dos pares R consecutivos en disposición perpendicular con distancia nula entre ellos.
- Par S: Tres pares R consecutivos mutuamente perpendiculares entre sí, con distancias nulas entre ellos.
- Par C: Se construye a partir de un par P con una dirección de deslizamiento paralela al subsiguiente par R.

Tomando en cuenta estas consideraciones, resulta prácticamente inmediato comprender cómo realizar las particularizaciones necesarias para llegar a obtener pares cinemáticos más complejos, como el PR o el CS. Por otro lado, evidentemente, todos aquellos eslabones de longitud constante (barras) de una cadena cinemática real, se modelizan sin más que considerar constante la distancia asociada al par P correspondiente.

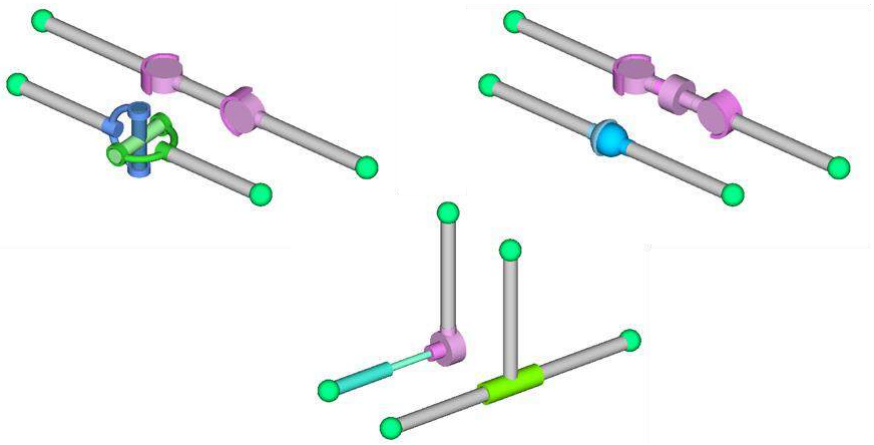


Figura 2: Combinaciones de los pares P y R.

Sin embargo, a la hora de realizar las combinaciones de los pares cinemáticos básicos, deben tenerse en cuenta algunas consideraciones adicionales, puesto que no todas las combinaciones tienen sentido. Todas las posibles combinaciones de tres juntas consecutivas se muestran en la Fig. 3, recordando la hipótesis de que dos juntas consecutivas sólo pueden ser paralelas o perpendiculares. En la Fig. 3 (a) se muestran los casos en los que no existe ningún paralelismo entre los tres vectores unitarios. En la Fig. 3 (b) se muestran los casos en los que dos de los tres vectores unitarios son paralelos. Todos los casos citados tienen sentido en la práctica y además, las relaciones matemáticas entre los vectores unitarios implicados pueden plantearse de manera sencilla. Los casos más evidentes de combinaciones sin sentido práctico son aquellas situaciones en las que los tres vectores unitarios consecutivos son paralelos, tal como se muestra en la Fig. 3 (c). En estos casos tienen lugar rotaciones o desplazamientos incontrolados y/o improductivos.

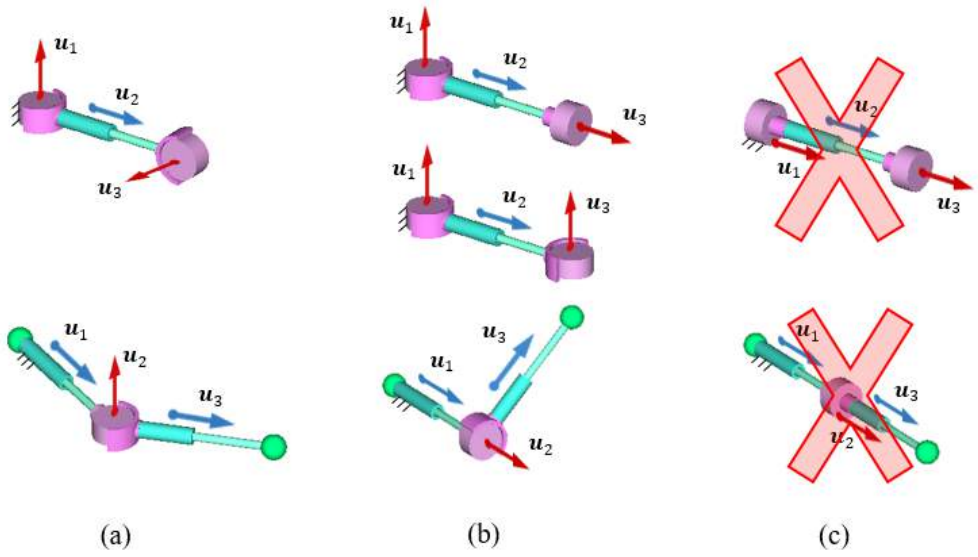


Figura 3: Combinaciones de tres pares consecutivos.

A continuación, se van a presentar algunos ejemplos de cómo esta cadena genérica puede particularizarse a aquellas usadas en la práctica.

3. Cadena cinemática particularizada al manipulador 6-UPS

Como primer ejemplo se ha elegido uno de los manipuladores paralelos más conocidos, la plataforma de Gough-Stewart. En este caso todas las patas tienen la misma tipología, UPS, como se muestra en la Fig. 4.

La cadena UPS mostrada en la Fig. 4 puede obtenerse de una manera sencilla a partir de la cadena genérica mostrada en la Fig. 1, como se describe a continuación:

$$a = b = d = e = f = 0 \qquad \psi = 0 \tag{5}$$

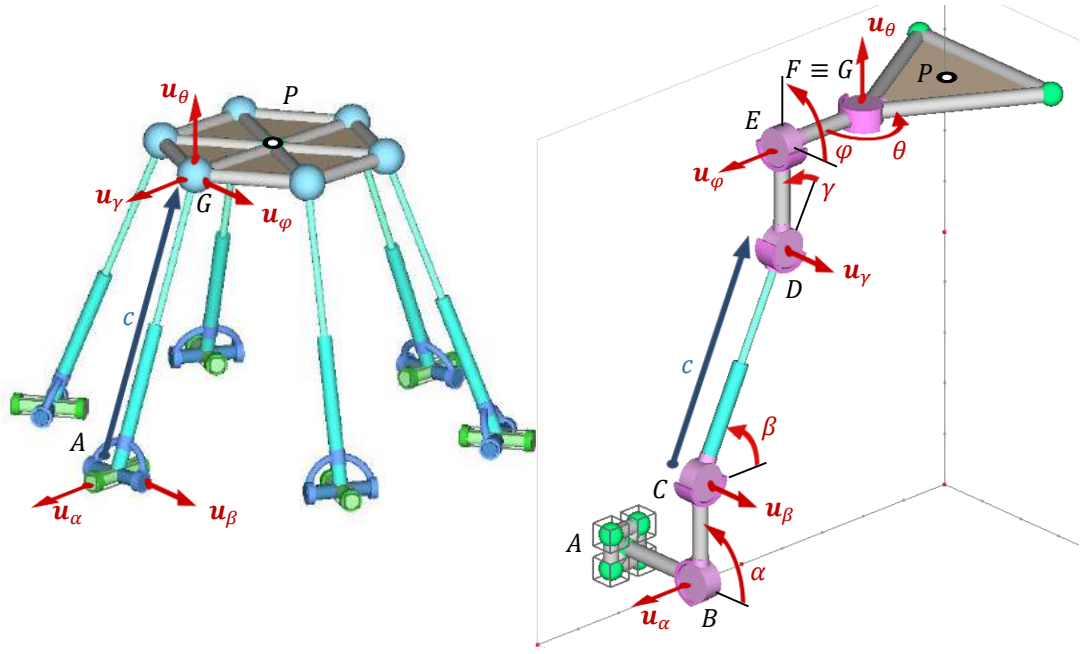


Figura 4: Manipulador 6-UPS. Particularización de la cadena cinemática genérica.

Por tanto, la ecuación de lazo resultante queda:

$$\boldsymbol{r}_P = \boldsymbol{r}_A + \boldsymbol{c} + \boldsymbol{GP} \tag{6}$$

Y la correspondiente ecuación de velocidad:

$$\boldsymbol{v}_P = \dot{c} \cdot \boldsymbol{u}_c + \boldsymbol{\omega}_c \times \boldsymbol{c} + \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{GP} \tag{7}$$

Donde:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{c} &= c \cdot \boldsymbol{u}_c \\ \boldsymbol{\omega}_c &= \dot{\alpha} \cdot \boldsymbol{u}_\alpha + \dot{\beta} \cdot \boldsymbol{u}_\beta \\ \boldsymbol{\omega} &= \boldsymbol{\omega}_c + \dot{\gamma} \cdot \boldsymbol{u}_\gamma + \dot{\varphi} \cdot \boldsymbol{u}_\varphi + \dot{\theta} \cdot \boldsymbol{u}_\theta \end{aligned} \tag{8}$$

Este mecanismo posee 6 gdl. Las variables de salida del problema de velocidades son las componentes de $\boldsymbol{v}_P$ y $\boldsymbol{\omega}$. Las variables de entrada son las velocidades $\dot{c}_i$ de cada pata i. El resto de prámetros, $\dot{\alpha}_i$, $\dot{\beta}_i$, $\dot{\gamma}_i$, $\dot{\varphi}_i$, $\dot{\theta}_i$, son variables pasivas y deben ser eliminadas de la formulación final del problema de velocidades, con el fin de alcanzar un sistema de ecuaciones que relacione directamente las variables de entrada y de salida. La manera de realizar esta manipulación es bastante sistemática. En este caso, si la ecuación de velocidad se multiplica escalarmente por el vector $\boldsymbol{u}_c$:

$$\boldsymbol{v}_P \cdot \boldsymbol{u}_c = \dot{c} \cdot \boldsymbol{u}_c \cdot \boldsymbol{u}_c + (\boldsymbol{\omega}_c \times \boldsymbol{c}) \cdot \boldsymbol{u}_c + (\boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{GP}) \cdot \boldsymbol{u}_c \tag{9}$$

$$\boldsymbol{u}_c \cdot \boldsymbol{v}_P = \dot{c} \cdot 1 + 0 - (\boldsymbol{u}_c \times \boldsymbol{GP}) \cdot \boldsymbol{\omega} \tag{10}$$

$$\boldsymbol{u}_c \cdot \boldsymbol{v}_P + (\boldsymbol{u}_c \times \boldsymbol{GP}) \cdot \boldsymbol{\omega} = \dot{c} \tag{11}$$

Al plantear esta ecuación escalar para cada una de las seis cadenas, se obtiene el sistema final de ecuaciones del problema de velocidades. Puesto que dicho sistema es lineal en las velocidades de entrada y salida puede expresarse de forma matricial, llegándose así a las conocidas matrices jacobianas:

$$\begin{bmatrix} (\boldsymbol{u}_{c_1})^T & (\boldsymbol{u}_{c_1} \times \boldsymbol{G_1P})^T \\ (\boldsymbol{u}_{c_2})^T & (\boldsymbol{u}_{c_2} \times \boldsymbol{G_2P})^T \\ (\boldsymbol{u}_{c_3})^T & (\boldsymbol{u}_{c_3} \times \boldsymbol{G_3P})^T \\ (\boldsymbol{u}_{c_4})^T & (\boldsymbol{u}_{c_4} \times \boldsymbol{G_4P})^T \\ (\boldsymbol{u}_{c_5})^T & (\boldsymbol{u}_{c_5} \times \boldsymbol{G_5P})^T \\ (\boldsymbol{u}_{c_6})^T & (\boldsymbol{u}_{c_6} \times \boldsymbol{G_6P})^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{v}_P \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = [I] \begin{bmatrix} \dot{c}_1 \\ \dot{c}_2 \\ \dot{c}_3 \\ \dot{c}_4 \\ \dot{c}_5 \\ \dot{c}_6 \end{bmatrix} \tag{12}$$

4. Cadena particularizada para un manipulador de baja movilidad

Un procedimiento similar es aplicable a manipuladores de baja movilidad. En este caso, tal y como se mostrará, la metodología presentada es capaz de proporcionar, adicionalmente, las ecuaciones de restricción. El proceso se ilustrará haciendo uso del robot 3-RPS [7].

No obstante, es necesario aclarar que cuando se aplica el procedimiento a un manipulador de movilidad reducida es necesario realizar un paso intermedio. El ejemplo propuesto posee 3 gdl y tres cadenas cinemáticas. Al tratarse de un manipulador completamente paralelo, tiene un actuador por pata. El paso intermedio consiste en particularizar la cadena genérica, no directamente a la cadena final, sino a una "cadena virtual" con un par cinemático extra (respecto de la final o real). Al hacer esto, en lugar del manipulador de movilidad reducida de 3 gdl, se obtiene un mecanismo de 6 gdl. Para controlar el movimiento de dicho manipulador virtual sería necesario disponer de dos actuadores por pata. En el ejemplo propuesto en la Fig. 5 se ha añadido un par R extra al comienzo de la cadena RPS, es decir, se ha creado inicialmente la cadena virtual UPS.

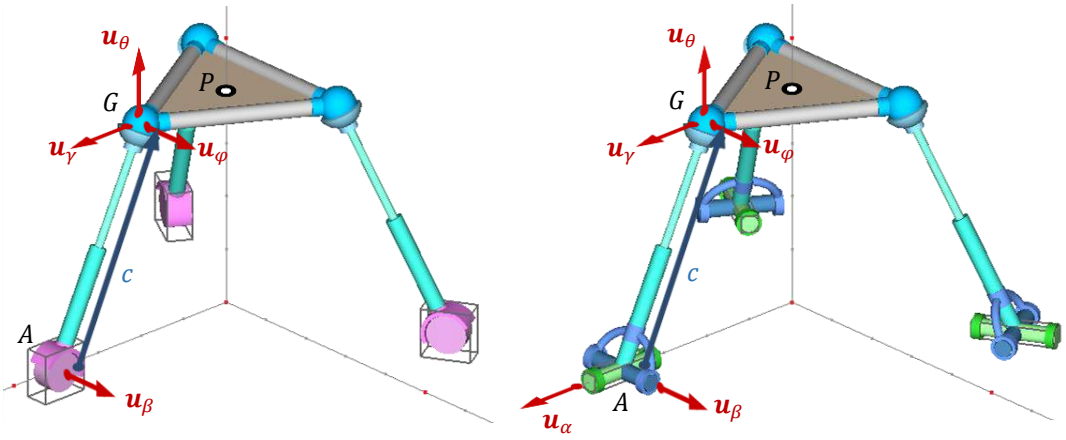


Figura 5: Manipuladores 3-RPS y 3-UPS.

Inicialmente se va a analizar el manipulador de 6 gdl 3-UPS y a continuación se particularizará el mismo al manipulador final de 3 gdl 3-RPS.

4.1. El manipulador 3-UPS

En la cadena RPS, el par actuado es el P, así que éste ha de mantenerse en la cadena UPS. Sin embargo, la cadena UPS proporciona un grado de libertad extra, de manera que es necesario otro par actuado adicional. Si el par R añadido se considera como dicho segundo par actuado, es decir, el ángulo α, entonces la particularización para llegar a la cadena final RPS es inmediata, sin más que hacer ese parámetro constante en el tiempo.

La pata UPS ya ha sido analizada cuando se ha planteado la matriz jacobiana de la plataforma Gough-Stewart en el apartado anterior. Su ecuación de velocidad es:

$$\boldsymbol{v}_P = \dot{c} \cdot \boldsymbol{u}_c + \boldsymbol{\omega}_c \times \boldsymbol{c} + \boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{GP} \tag{13}$$

El análisis de velocidad del manipulador de 6 gdl requiere seis ecuaciones escalares de velocidad. Tres de esas seis ecuaciones, una por pata, provienen de la misma manipulación algebraica realizada a la ecuación de velocidad del ejemplo mencionado. Multiplicando escalarmente por $\boldsymbol{u}_c$:

$$\boldsymbol{u}_c \cdot \boldsymbol{v}_P + (\boldsymbol{u}_c \times \boldsymbol{GP}) \cdot \boldsymbol{\omega} = \dot{c} \tag{14}$$

Por tanto, tres de las seis ecuaciones, expresadas en forma matricial, son:

$$\begin{bmatrix} \left(\boldsymbol{u}_{c_1}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_1} \times \boldsymbol{G_1P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{c_2}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_2} \times \boldsymbol{G_2P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{c_3}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_3} \times \boldsymbol{G_3P}\right)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{v}_P \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{c}_1 \\ \dot{c}_2 \\ \dot{c}_3 \end{bmatrix} \tag{15}$$

Las tres ecuaciones restantes se obtienen multiplicando escalarmente para cada cadena, su ecuación de velocidad por el vector unitario $\boldsymbol{u}_\beta$:

$$\boldsymbol{v}_P \cdot \boldsymbol{u}_\beta = \dot{c} \cdot \boldsymbol{u}_c \cdot \boldsymbol{u}_\beta + (\boldsymbol{\omega}_c \times \boldsymbol{c}) \cdot \boldsymbol{u}_\beta + (\boldsymbol{\omega} \times \boldsymbol{GP}) \cdot \boldsymbol{u}_\beta \tag{16}$$

$$(\boldsymbol{\omega}_c \times \boldsymbol{c}) \cdot \boldsymbol{u}_\beta = \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \left(\dot{\alpha} \cdot \boldsymbol{u}_\alpha + \dot{\beta} \cdot \boldsymbol{u}_\beta\right)\right) \cdot \boldsymbol{c} = \dot{\alpha} \cdot \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \boldsymbol{u}_\alpha\right) \cdot \boldsymbol{c} + \dot{\beta} \cdot \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \boldsymbol{u}_\beta\right) \cdot \boldsymbol{c} \tag{17}$$

$$\boldsymbol{u}_\beta \cdot \boldsymbol{v}_P = \dot{c} \cdot 0 + \dot{\alpha} \cdot \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \boldsymbol{u}_\alpha\right) \cdot c \cdot \boldsymbol{u}_c + \dot{\beta} \cdot 0 - \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \boldsymbol{GP}\right) \cdot \boldsymbol{\omega} \tag{18}$$

$$\boldsymbol{u}_\beta \cdot \boldsymbol{v}_P + \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \boldsymbol{GP}\right) \cdot \boldsymbol{\omega} = \dot{\alpha} \cdot c \cdot \left(\boldsymbol{u}_\beta \times \boldsymbol{u}_\alpha\right) \cdot \boldsymbol{u}_c \tag{19}$$

Por tanto, las tres ecuaciones restantes, en formato matricial, quedan:

$$\begin{bmatrix} \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1} \times \boldsymbol{G_1P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2} \times \boldsymbol{G_2P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3} \times \boldsymbol{G_3P}\right)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{v}_P \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_1 \cdot c_1 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_1}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_1} \\ \dot{\alpha}_2 \cdot c_2 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_2}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_2} \\ \dot{\alpha}_3 \cdot c_3 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_3}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_3} \end{bmatrix} \tag{20}$$

Los dos bloques de tres ecuaciones pueden ahora combinarse para formar el sistema lineal de seis ecuaciones:

$$\begin{bmatrix} \left(\boldsymbol{u}_{c_1}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_1} \times \boldsymbol{G_1P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{c_2}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_2} \times \boldsymbol{G_2P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{c_3}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_3} \times \boldsymbol{G_3P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1} \times \boldsymbol{G_1P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2} \times \boldsymbol{G_2P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3} \times \boldsymbol{G_3P}\right)^T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{v}_P \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{c}_1 \\ \dot{c}_2 \\ \dot{c}_3 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \dot{\alpha}_1 \cdot c_1 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_1}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_1} \\ \dot{\alpha}_2 \cdot c_2 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_2}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_2} \\ \dot{\alpha}_3 \cdot c_3 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_3}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_3} \end{bmatrix} \end{bmatrix} \tag{21}$$

En este formato, los jacobianos de los problemas directo e inverso se identifican claramente:

$$[J_D] \begin{bmatrix} \boldsymbol{v}_P \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = [J_I] [\dot{c}_1 \quad \dot{c}_2 \quad \dot{c}_3 \quad \dot{\alpha}_1 \quad \dot{\alpha}_2 \quad \dot{\alpha}_3]^T \tag{22}$$

Donde evidentemente:

$$[J_I] = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} c_1 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_1}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_1} & 0 & 0 \\ 0 & c_2 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_2}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_2} & 0 \\ 0 & 0 & c_3 \cdot \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3} \times \boldsymbol{u}_{\alpha_3}\right) \cdot \boldsymbol{u}_{c_3} \end{bmatrix} \end{bmatrix} \tag{23}$$

4.2. El manipulador 3-RPS

Finalmente, para llegar al manipulador 3-RPS, se parte del planteamiento anterior y se considera que α_i debe permanecer constante, es decir, $\dot{\alpha}_i = 0$. Al anular dichas velocidades:

$$[J_D] \begin{bmatrix} \boldsymbol{v}_P \\ \boldsymbol{\omega} \end{bmatrix} = [J_I] \begin{bmatrix} \dot{c}_1 \\ \dot{c}_2 \\ \dot{c}_3 \end{bmatrix} \tag{24}$$

Por tanto, como puede observarse, el jacobiano del problema directo es el mismo que el obtenido para el robot 3-UPS. Sin embargo, el jacobiano del problema inverso pierde las tres últimas columnas:

$$[J_D] = \begin{bmatrix} \left(\boldsymbol{u}_{c_1}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_1} \times \boldsymbol{G}_1\boldsymbol{P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{c_2}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_2} \times \boldsymbol{G}_2\boldsymbol{P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{c_3}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{c_3} \times \boldsymbol{G}_3\boldsymbol{P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_1} \times \boldsymbol{G}_1\boldsymbol{P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_2} \times \boldsymbol{G}_2\boldsymbol{P}\right)^T \\ \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3}\right)^T & \left(\boldsymbol{u}_{\beta_3} \times \boldsymbol{G}_3\boldsymbol{P}\right)^T \end{bmatrix} \qquad [J_I] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \tag{25}$$

En cualquier caso, una de las principales ventajas del procedimiento descrito en este trabajo es que se obtienen de manera inmediata las ecuaciones de restricción que relacionan las velocidades de salida del manipulador de baja movilidad:

$$\boldsymbol{u}_{\beta_i} \cdot \boldsymbol{v}_P + \left(\boldsymbol{u}_{\beta_i} \times \boldsymbol{G}_i\boldsymbol{P}\right) \cdot \boldsymbol{\omega} = 0 \qquad i = 1, 2, 3 \tag{26}$$

5. Conclusiones

En este trabajo se han presentado las bases de una metodología para el análisis y diseño de manipuladores paralelos con capacidades operativas múltiples. No obstante, la aplicación demostrativa de esta metodología en este artículo ha sido mucho más restringida y debiera ser considerada como una muestra de sus posibilidades. Por ejemplo, no se ha desarrollado la síntesis estructural de todas las cadenas posibles de 6 gdl. Tampoco se ha explicado la sistemática que permite detectar desplazamientos con estructura de grupo en un manipulador paralelo de 6 gdl y su aplicación al diseño de manipuladores paralelos de baja movilidad con estos patrones de movimiento en su elemento terminal. En definitiva, éste es un trabajo que abre las puertas a nuevos desarrollos en el ámbito de la multioperabilidad en Robótica.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el soporte financiero recibido por parte del Gobierno a través del Ministerio de Economía y Competitividad (Proyecto DPI2015-67626-P (MINECO/FEDER, UE)) y la financiación de la Universidad del País Vasco (UPV/EHU) bajo el programa UFI 11/29.

7. Referencias

[1] Kuo, C.-H., Dai, J. S., and Yan, H.-S. Reconfiguration Principles and Strategies for Reconfigurable Mechanisms. ASME/IFToMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots (ReMAR 2009), London, United Kingdom, 22-24 June 2009.

[2] Borrás, J., Thomas, F., Ottaviano, E. and Ceccarelli, M., A reconfigurable 5-DoF 5-SPU parallel platform, ASME/IFToMM International Conference on Reconfigurable Mechanisms and Robots (ReMAR), pp. 617-623, 2009.

[3] Finistauri, A. D., Xi, F., and Petz, B. Architecture Design and Optimization of an On-the-Fly Reconfigurable Parallel Robot, Parallel Manipulators. Towards New Applications (Chapter 18), 2008.

[4] Hernández, A., Urízar, M., Petuya, V., Amezua, E. and Diez, M. Estado de la técnica de los manipuladores paralelos. Aplicaciones prácticas y criterios cinemáticos de diseño. DYNA Journal, DOI: http://dx.doi.org/10.6036/7258, 2015.

[5] Hervé, J.M., The mathematical group-structure of the set of displacements. Mechanism and Machine Theory, vol. 29 (1), pp. 73-81, 1994.

[6] Selig, J.M. Geometric fundamentals of robotics. Springer, 2005.

[7] Carretero, J.A., Podhorodeski, R.P., Nahon, M.A. and Gosselin, C.M. Kinematic analysis and optimization of a new three degree-of-freedom spatial parallel manipulator. ASME Journal of Mechanical Design, vol. 122 (1), pp. 17-24, 2000.

Eficiencia de la paralelización multihilo en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo basado en Ecuaciones de Grupo

P. Segado Cabezos[1], J. C. Cano Lorente[2], J. Cuenca Muñoz[3], D. Giménez Cánovas[2], M. Saura Sánchez[1], P. Martínez Ibáñez[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. {pablo.segado, msaura.sanchez, pedro.martinez}@upct.es

[2]Dpto. de Informática y Sistemas. Universidad de Murcia. {josecarlos. canol,domingo}@um.es

[3]Dpto. de Ingeniería y Tecnología de Computadores. Universidad de Murcia. jcuenca@um.es

La cinemática computacional es una herramienta fundamental para el diseño, la simulación cinemática y el análisis dinámico de sistemas multicuerpo. El estudio de sistemas cada vez más complejos y la necesidad de alcanzar soluciones para aplicaciones en tiempo real exigen de los analistas mejoras que van desde las propias formulaciones cinemáticas y dinámicas empleadas hasta el desarrollo de solvers más eficientes y de interfaces para computación paralela. En este sentido, una aproximación topológica basada en ecuaciones de grupo y coordenadas naturales ha mostrado reducciones de tiempo de cálculo superiores al 50% respecto a una formulación global con el mismo tipo de coordenadas, en la resolución de problemas cinemáticos escalables 2D y 3D. El objetivo de este trabajo es profundizar en el estudio de la eficiencia de esta formulación topológica al considerar variaciones en diferentes parámetros que definen en el análisis, como son: tipo de formulación (global o topológica basada en ecuaciones de grupo), solvers densos (MKL sequential y paralell) o dispersos (MA27), técnica de paralelización multihilo (directivas OpenMP), tamaño (102-4344 coordenadas) y topología del problema. Para ello se desarrolla una herramienta de simulación de análisis cinemático computacional de sistemas multicuerpo que permite seleccionar los distintos parámetros a considerar para el análisis y evaluar el tiempo de ejecución de cada solución. Comparando los tiempos de CPU para las distintas opciones evaluadas se observa que siempre hay una opción por grupos más eficiente que que la mejor solución global y que las solucioones por grupos más eficientes son MKL con OpenMP 4 threads para tamaños de grupo entre 15 y 30 y MA27 OpenMP 3 theads en cualquier otro caso.

1. Introducción

El análisis cinemático computacional de sistemas multicuerpo es una herramienta fundamental en tareas de diseño y simulación dinámica, además de parte necesaria para el análisis dinámico. La posibilidad de generar modelos de sistemas mecánicos cada vez más complejos, con un elevado número de cuerpos y de coordenadas, junto con la necesidad de obtener soluciones en tiempo real, o de someter estos modelos a un número elevado de iteraciones en procesos de optimización exigen de los analistas la búsqueda de formulaciones, librerías de cálculo y métodos de computación cada vez más eficientes.

En este sentido, los autores de este trabajo presentan en [1] una aproximación topológica para el análisis cinemático computacional en coordenadas naturales basada en Ecuaciones de Grupo que se basa en la descomposición del sistema mecánico en subsistemas y en el análisis cinemático de éstos siguiendo el orden especificado por su estructura cinemática. El concepto de estructura cinemática y un método computacional para obtenerla de forma automática simplemente a partir de la matriz de adyacencia del mecanismo se presenta en [2].

La aproximación basada en ecuaciones de grupo ha mostrado una mayor eficiencia en cinemática computacional que formulaciones globales con el mismo tipo de coordenadas. En [1] la formulación desarrollada se aplica a dos sistemas mecánicos realistas de distinta complejidad (2D y 3D respectivamente) que permiten incrementar de forma controlada el número de coordenadas del modelo (sistemas escalables), con la finalidad de evaluar la eficiencia de la formulación basada en ecuaciones de grupo en función del número de coordenadas del modelo. Los resultados obtenidos indican que se pueden conseguir reducciones de tiempo de CPU superiores al 50%. Sin embargo, los resultados obtenidos en [1] están limitados a subsistemas de tamaños muy concretos.

Por otro lado, una de las ventajas del método basado en ecuaciones de grupo es que, dependiendo de la estructura cinemática del sistema, el análisis cinemático de algunos de los subsistemas obtenidos se puede llevar a cabo con independencia total del análisis cinemático de otros, lo que incita a implementar algoritmos computacionales compatibles con interfaces de programación que permiten el cálculo paralelo de zonas de código con un elevado coste computacional, siendo los principales interfaces de paralelización: Message Passing Interface (MPI) para procesos de memoria distribuida y Open Multi-Processing (OpenMP) para procesos de memoria compartida.

Estas dos últimas consideraciones: limitación en los tamaños de los subsistemas analizados en [1] y posibilidad de explorar técnicas de computación paralela, motivan el desarrollo del presente trabajo cuyo objetivo fundamental es implementar un simulador de análisis cinemático computacional de sistemas multicuerpo que permita analizar con mayor detalle la eficiencia de la formulación basada en ecuaciones de grupo e identificar qué método de resolución es más eficiente en función de la topología del sistema a analizar.

2. Material y métodos

La teoría del análisis estructural permite dividir un sistema mecánico en subsistemas de tamaño más reducido llamadados grupos estructurales (GE). Tal como se describe en [1], una cadena cinemática forma GE si cumple la ley de formación de grupos estructurales (1) donde: S_c indica el número de grados de libertad permitidos por sus P pares cinemáticos, n_c la movilidad del GE (número de coordenadas independientes o, también, movimientos de entrada), P es el número de pares cinemáticos que forman los cuerpos del GE entre ellos y con los cuerpos de otros GE y N_m el número de elementos móviles en el GE.

$$S_c - n_c = 3 \cdot (P - N_m) \tag{1}$$

2.1. Análisis cinemático basado en ecuaciones de grupo

En este trabajo se han utilizado coordenadas naturales para la modelización y análisis cinemático de los GE. Cada GE está definido por un conjunto de coordenadas $\mathbf{q}_G$ (coordenadas de grupo) superior en número a la movilidad del GE, por lo que se hace necesario definir un vector de ecuaciones de restricción $\mathbf{\Phi}$ (2) que las relacionen entre sí (ecuaciones de grupo). Las coordenadas de grupo se pueden dividir en dos vectores: $\mathbf{h}$ coordenadas indepencientes y $\boldsymbol{\varphi}$ de coordenadas dependientes. Conocidos los valores de las coordenadas independientes $\mathbf{h}$ se pueden obtener los de las dependientes $\boldsymbol{\varphi}$ por medio del método iterativo de Newton-Raphson (2), donde $\mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}$ representa la matriz Jacobiana de las ecuaciones de restricción respecto del vector $\boldsymbol{\varphi}$.

$$\mathbf{\Phi} = 0 \rightarrow \left(\mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}\right)_{k-1}(\boldsymbol{\varphi}_k - \boldsymbol{\varphi}_{k-1}) = -\mathbf{\Phi}_{k-1} \tag{2}$$

Obtenidas las posiciones, se utilizan para resolver el problema de velocidades que surge de derivar respecto del tiempo el vector de ecuaciones de restricción. Para ello, se resuelve el sistema en función de la velocidad de las coordenadas independientes del grupo (3), dando lugar a la matriz jacobiana respecto de las independientes $\mathbf{\Phi}_{\mathbf{h}}$.

$$\dot{\mathbf{\Phi}}(\mathbf{q}, t) = 0 \rightarrow \mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}\dot{\boldsymbol{\varphi}} = -\mathbf{\Phi}_{\mathbf{h}} \cdot \dot{\mathbf{h}} \tag{3}$$

Derivando (3) respecto del tiempo se obtiene el sistema lineal de ecuaciones (4) que permite obtener las aceleraciones de las coordenadas dependientes del GE en función de las independientes y de las velocidades $\dot{\mathbf{q}}_G$.

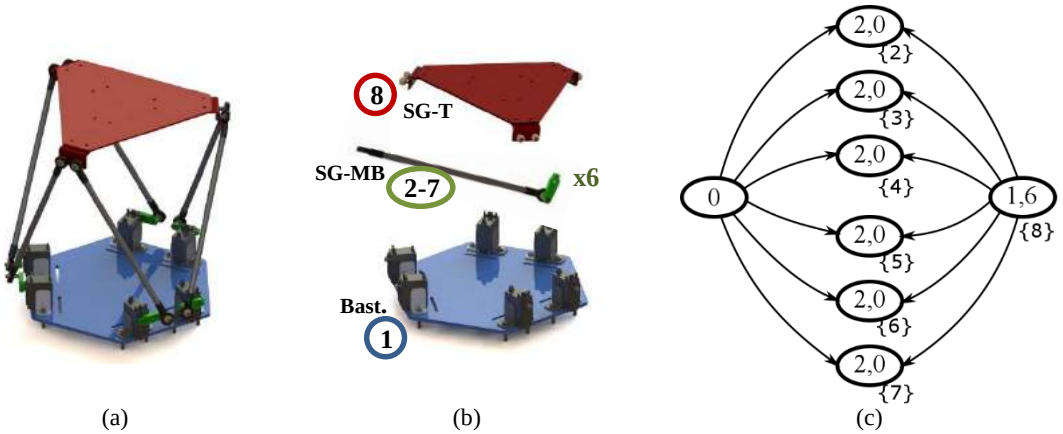
$$\ddot{\mathbf{\Phi}}(\mathbf{q}, t) = 0 \rightarrow \mathbf{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} = -\left[\mathbf{\Phi}_{\mathbf{h}} \cdot \ddot{\mathbf{h}} + \dot{\mathbf{\Phi}}_{\mathbf{q}_G} \cdot \dot{\mathbf{q}}_G\right] \tag{4}$$

El análisis cinemático de todo el sistema mecánico se puede abordar mediante la solución de cada GE en el orden indicado por su estructura cinemática. Ésta define qué dependencia existe entre los distintos GE, indicando en qué orden se tienen que resolver; de esta forma, conocer la estructura cinemática permite establecer la estrategia de paralelización del algoritmo computacional del análisis cinemático, de manera que se puedan incluir sentencias de paralelización para los grupos que lo permitan.

2.2. Simulador análisis cinemático computacional

Para la paralelización del algoritmo de análisis cinemático computacional se utiliza la interfaz de programación OpenMP [3]. Esta API se utiliza para paralelismo basado en hilos múltiples en entornos de memoria compartida, ya que ofrece facilidad de uso al no requerir envío de mensajes como en MPI, admite paralelización incremental del código, y no requiere de una programación específica al admitir el mismo código para versiones serial y paralela. Su utilización exige un compilador que entienda OpenMP (el estándar sólo contempla C y Fortran) y sólo es eficiente en máquinas con memoria compartida. El análisis cinemático se ha implementado en Fortran90 lo que permite incluir las directivas OpenMP precisas para la resolución de GE en paralelo.

Para analizar la mejora en eficiencia de cálculo que supone incluir técnicas de paralelización se parte de un mecanismo altamente paralelizable: la plataforma de Stewart (figura 1.a). Se trata de un robot paralelo con 6 grados de libertad formado por 6 actuadores rotatorios que proporcionan un movimiento rotacional a 6 manivelas unidas mediante juntas esféricas a una barra cada una, transmitiendo las barras el movimiento al elemento terminal mediante juntas cardan. El mecanismo se resuelve mediante cinemática inversa (movimiento de entrada sobre el terminal), por lo que, tras un análisis estructural del mecanismo, éste queda dividido en 7 grupos estructurales: el terminal (SG-T en la figura 1.b) que cuenta con 12 coordenadas dependientes, y seis GE formados por el conjunto manivela-barra (SG-MB en la figura 1.b) definidos por 15 coordenadas dependientes cada uno. La resolución de cada uno de estos seis GE manivela-barra exige que se haya resuelto previamente el elemento terminal, según se muestra en el diagrama estructural de la figura 1.c. Una vez resuelto el terminal, los grupos manivela-barra no muestran dependencia entre ellos, por lo que se pueden resolver en el orden que se desee, permitiendo su cálculo en paralelo con OpenMP.



(a) (b) (c)

Figura 1: Modelo 3D del sistema mecánico utilizado: plataforma de Stewart. (a) Modelo ensamblado del mecanismo. (b) División en grupos estructurales: bastidor (azul), grupo del terminal SG-T, y seis grupos manivela-barra (SG-MB). (c) Diagrama estructural del mecanismo que indica el orden de resolución.

El simulador utiliza un fichero de escenarios que permite modificar los siguientes parámetros:

- tfin: tiempo máximo de bucle principal.
- dt: paso de tiempo de bucle principal.
- tfin2: iteraciones del bucle del problema de posición.
- numGE: número de grupos estructurales simulados.
- nEqTerminal: dimensión de la matriz de GE-T.
- nEqManBarra: dimensión de la matriz de GE-MB.
- mode: tipo de simulación (global densa 1, global dispersa 2, grupos densos 3, grupos dispersos 4).

Las simulaciones se realizan estableciendo los siguientes parámetros principales de control fijos: tfin=200s con un paso de tiempo d=0.01s dando lugar a 20000 iteraciones; tfin2=1 iteración estableciendo una convergencia inmediata del método Newton-Raphson. Los parámetros anteriores se mantienen para todas las simulaciones, pero el resto de parámetros son variables en función del ensayo a realizar (por ejemplo, método disperso para 8 grupos con un GE de dimensión 24 seis de dimensión 120: numGE=8, nEqTerminal=24, nEqManBarra=120, mode=4). La dimensión de las matrices se establecen de la siguiente manera: se realiza un primer ensayo como valor de referencia con las dimensiones del modelo real, nEqTerminal=12, nEqManBarra=15; a partir de ahí se establecen dimensiones diferentes para cada ensayo, manteniendo fijo nEqTerminal=24 ya que ese grupo solo se resuelve una vez, y variando el tamaño del grupo nEqManBarra=[30,60,120,240,360,480,720]. La resolución de sistemas de ecuaciones mediante métodos densos se realiza utilizando las librerías de cálculo matemático LAPACK en su implementación de Intel MKL [4]. Para el caso de matrices dispersas, se emplea el solver MA27 desarrollado por HLS [5]. El PC utilizado para la realización de ensayos equipa una CPU Intel Core i5-2400 3.10 GHz de 4 cores y 4 threads sin Hyper-Threading, 16 GB RAM, y Windows7 SP1 64 bits.

Se ha comprobado que las matrices de trabajo utilizadas en la formulación basada en ecuaciones de grupo son dispersas, con una relación entre elementos no nulos y dimensión de la matriz (NNZ/N) próxima a 3, estando éstos concentrados en posiciones próximas a la diagonal principal (matrices banda).

Se comienza con ensayos mediante formulación global, utilizando tanto MKL (modo secuencial y paralelo), como MA27. Seguidamente se ensaya la formulación por GE, aplicando los solver de matrices densas y dispersas, con y sin sentencias de paralelización. Estas últimas simulaciones se dividen en tres bloques: simulación por GE mediante: MKL sequential, MKL parallel y MA27. En un último bloque de ensayos se simulan variaciones en la el tamaño de la matriz del grupo SG-MB, en el rango [15-120], y en el número de GE

paralelizables, es decir, en su estructura cinemática. En cada uno de los ensayos se realizan tres medidas, representándose la media aritmética de los resultados obtenidos en las correspondientes tablas de resultados.

3. Resultados y discusión

Los resultados de las simulaciones se separan en grupos según el metodo de resolución escogido y la configuración de paralelización seleccionada.

3.1. Formulación global: MKL sequential, MKL parallel y MA27

El primer grupo de ensayos, recogidos en la tabla 1, corresponde a la simulación del cálculo cinemático global (sin división en GE). Al no dividirse en grupos estructurales no se aplica OpenMP.

Tabla 1: Tiempos de CPU (en s) para formulación global con métodos de matrices densas (MKL sequential -sq- MKL parallel -p-) y dispersas (MA27).

Dimensión total	G_MKLsq	G_MKLp2	G_MKLp3	G_MKLp4	G_MA27
102	2,5189	2,8843	3,0172	3,1441	4,1933
204	12,6697	10,5324	9,1052	9,3538	9,0233
384	66,2975	39,4910	32,4256	32,6947	13,45
744	394,0275	230,7474	162,4459	151,94	25,29
1464	2545,2184	1587,3518	1138,3622	1127,2487	48,258
2184	7795,2914	5478,3676	4009,4934	3579,6233	71,226
2904	17256,8468	12707,8904	9462,2573	7149,0396	94,194
4344	57922,3876	41991,1026	31916,0783	22840,5120	140,13

La formulación global se resuelve con MKL sequential, MKL parallel con diferente configuración de threads (asignando 2, 3 y 4 threads para las operaciones resueltas por MKL), y con MA27. Los mejores resultados se obtienen para la simulación aplicando MA27, consiguiendo tiempos entre **0,6** y **413,4 veces más rápido** con respecto a MKL secuencial, aumentando con el tamaño del problema. La simulación mediante matrices dispersas solo obtiene un resultado similar al resto para el caso de 102 coordenadas. Esto puede deberse a que el coste computacional del manejo de matrices dispersas no compense con tamaños reducidos de problema. Configurando MKL en modo paralelo se consigue una mejora de rendimiento progresivo conforme se aumenta la asignación de threads al proceso, alcanzando tiempos de **0,8** a **2,5 veces más bajos rápido** con respecto a MKL secuencial, en función del tamaño del problema. Destaca MA27, con un tiempo entre **0,7** y **163 veces menor** que el mejor resultado de MKL, aumentando con la dimensión del problema. En general, en el tamaño más pequeño es el único caso en el que la formulación global obtiene mejor resultado que el resto. La formulación global debe resolverse mediante la utilización de métodos dispersos debido a su tendencia lineal O(n) frente a la cúbica $O(n^3)$ mostrada por los médodos para matrices densas.

3.2. Formulación basada en GE: MKL sequential y OpenMP

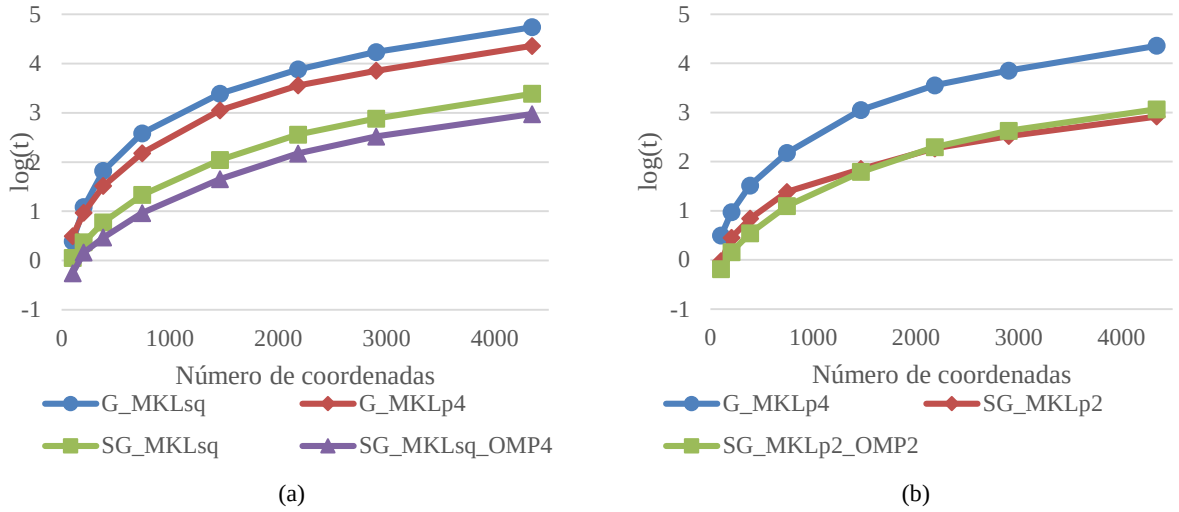
En este caso se emplea la formulación mediante GE junto con las librerías MKL en modo sequential combinándolas con instrucciones de OpenMP para paralelizar la resolución de los grupos SG-MB. También se analiza la asignación variable de threads para OpenMP.

Tabla 2: Tiempos de CPU (en s) para formulación mediante GE con método de matrices densas MKL sequential y OpenMP.

Dimensión total	Dimensión GE	SG_MKLsq	SG_MKLsq_OMP2	SG_MKLsq_OMP3	SG_MKLsq_OMP4
102	15	1,1327	0,6306	0,5269	0,5561
204	30	2,3420	1,3572	1,1281	1,3452
384	60	5,9836	3,1690	2,3931	2,9317
744	120	21,4664	10,8009	8,4039	9,2636
1464	240	110,2835	55,4423	42,3343	45,1809
2184	360	362,0601	192,3347	147,4074	149,1072
2904	480	761,0454	412,5037	323,7671	331,1323
4344	720	2440,8786	1122,6465	969,7252	939,1912

Se observa (tabla 2), en términos generales, una mejora sustancial trabajando con GE y MKL sequential respecto a los resultados obtenidos mediante la formulación global también con MKL, consiguiendo resultados en un rango de **2,2** a **23,7 veces más rápido**, aumentando en función de la dimensión. Al considerar paralelización con OpenMP se mejoran aún más esos resultados conforme se asigna un mayor número de hilos. Si se compara el

mejor resultado obtenido con paralelización (caso SG_MKLsq_OMP4), con el mejor de la formulación global con MKL parallel (caso G_MKLp4) se sigue mejorando el resultado, consiguiendo resultados entre **5,7** y **24,3 veces más rápidos**, en función del número de coordenadas.



(a) (b)

Figura 2: Tiempo CPU (log(t)) en función del número de coordenadas del mecanismo en mejores resultados para formulación global (G) por grupos (SG): (a) MKL sequential + OpenMP, (b) MKL parallel + OpenMP.

3.3. Formulación basada en GE: MKL parallel + OpenMP

Este bloque presenta los resultados para la segunda parte de simulaciones basadas en grupos estructurales con MKL, esta vez utilizando MKL parallel junto con OpenMP para diferentes combinaciones de asignación de threads, tal como se muestra en la tabla 3.

La utilización de MKL con GE en modo paralelo, sin utilizar OpenMP, mejora el rendimiento de la formulación basada en GE respecto a la opción MKL parallel combinada con OpenMP. El mejor resultado se obtiene asignando 4 threads a los procesos de MKL (SG_MKLp4), consiguiendo tiempos entre **0.6** y **1,13 veces más rápidos** respecto del resultado más favorable con MKL sequential (SG_MKLsq_OMP4), variando con el número de coordenadas. Viendo la evolución, sólo interesa SG_MKLsq_OMP4 frente a SG_MKLp4 para dimensión de 720 (1,13 veces más eficiente). La combinación de MKL parallel con 2 threads y OpenMP con 2 threads (SG_MKLp2_OMP2) mejora con respecto a la formulación global y grupos con MKL sequential, pero tiene un rendimiento entre **0,7** y **1,4 veces inferior** con respecto a grupos con MKL parallel 4 threads.

Tabla 3: Tiempos de CPU (en s) para formulación mediante GE con método de matrices densas MKL parallel y OpenMP.

Dimensión total	Dimensión GE	SG_MKLp2	SG_MKLp3	SG_MKLp4	SG_MKLp2_OMP2
102	15	0,9753	0,9702	0,9495	0,6526
204	30	2,4425	2,5131	2,8526	1,4509
384	60	6,5520	6,4807	6,9173	3,4710
744	120	22,3842	23,0343	24,2978	12,5528
1464	240	78,5125	82,5834	71,2270	61,9830
2184	360	222,4823	189,9958	186,2915	197,8197
2904	480	443,4667	348,0798	333,2975	426,8332
4344	720	1381,7542	835,5687	828,9699	1161,4069

3.4. Formulación basada en GE: MA27 + OpenMP

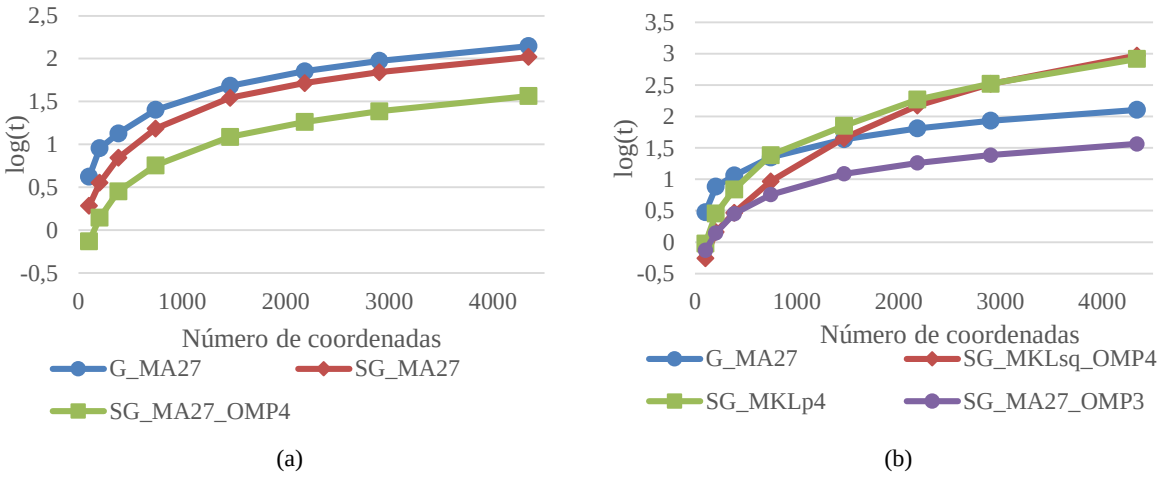
El último bloque de simulaciones basados en modificación del número de coordenadas se realiza empleando como solver los algoritmos implementados en MA27, basados en el cálculo de matrices dispersas. Según sus desarrolladores [4], esta subrutina es Thread-Safe, de modo que permite utilizar OpenMP para paralelizar sus procesos de cálculo. La tabla 4 recoge los resultados obtenidos en la simulación.

El escenario sin OpenMP obtiene una mejora de rendimiento entre **2,5** y **1,3 veces** (disminuye cuando aumenta el tamaño del GE) sobre el resultado de MA27 global. Se comprueba cómo la formulación por grupos mejora el

tiempo de ejecución respecto de la global, también para métodos dispersos. Empleando OpenMP se obtiene una mejora de rendimiento, con tiempos entre **5,7** y **3,8 veces menores** con respecto al método global con MA27, disminuyendo con el número de coordenadas. El mejor resultado en este caso es el obtenido con 3 threads, aunque muy similar al obtenido con 4.

Tabla 4: Tiempos de ejecución (en s) para formulación mediante GE con método de matrices dispersas MA27 y OpenMP.

Dimensión total	Dimensión GE	SG_MA27	SG_MA27_OMP2	SG_MA27_OMP3	SG_MA27_OMP4
102	15	1,9186	0,9676	0,7402	0,9888
204	30	3,5735	1,8982	1,3982	1,6994
384	60	6,9873	3,7616	2,8441	3,5694
744	120	15,3309	7,9717	5,7071	7,6369
1464	240	35,0174	18,1567	12,2327	13,1377
2184	360	51,8461	26,924	18,2311	20,0091
2904	480	69,4861	36,068	24,3511	26,5611
4344	720	104,7661	54,356	36,5911	39,6651



(a) (b)

Figura 3: Tiempo CPU (log(t)) en función del número de coordenadas del mecanismo en mejores resultados para formulación global (G) por grupos (SG): (a) MA27 + OpenMP, (b) mejores resultados de cada bloque.

3.5. Formulación basada en GE: Influencia de la estructura topológica

Para analizar la influencia de la modificación de la estructura topológica del sistema (número de grupos estructurales) se ha modificado el número de grupos paralelizables (grupos manivela-barra) y se ha estudiado la evolución del coste computacional para cuatro tamaños de GE (número de coordenadas) del grupo SG-MB diferentes: 15-30-60-120. En este caso, se han utilizado MKL sequential y MA27 y se han comparado resultados sin OpenMP y con OpenMP con 4 threads asignados.

Tabla 5: Tiempos de ejecución (en s) modificando el número de grupos paralelizables SG-MB.

NºGrupos	MKL sin OpenMP				MA27 sin OpenMP			
	15	30	60	120	15	30	60	120
6	0,8480	2,1340	5,5352	20,1843	1,9042	3,3279	7,2447	15,9616
16	2,0688	4,9118	14,0191	52,7149	4,8625	8,6182	18,6926	41,4324
22	2,9918	7,1496	20,7737	78,8857	7,1757	12,9559	27,9459	61,0089
NºGrupos	**MKL con OpenMP**				**MA27 con OpenMP**			
	15	**30**	**60**	**120**	**15**	**30**	**60**	**120**
6	0,6505	1,4223	2,7169	9,6095	0,7595	1,7903	3,1291	6,4882
16	0,9819	2,3536	4,6509	16,1574	1,6555	3,0730	5,6817	13,2318
22	1,3474	2,6233	6,5274	23,4706	2,1889	4,2727	8,0158	19,3806

El mejor resultado se obtiene en el caso de MKL con OpenMP para grupos de dimensión inferior a 120. Para tamaños de 120 (o superiores), el resultado obtenido con el uso del solver MA27 comienza a mejorar el rendimiento obtenido con MKL. Se confirma la mejora de eficiencia de utilizar métodos dispersos en dimensiones igual o superior a 120 coordenadas.

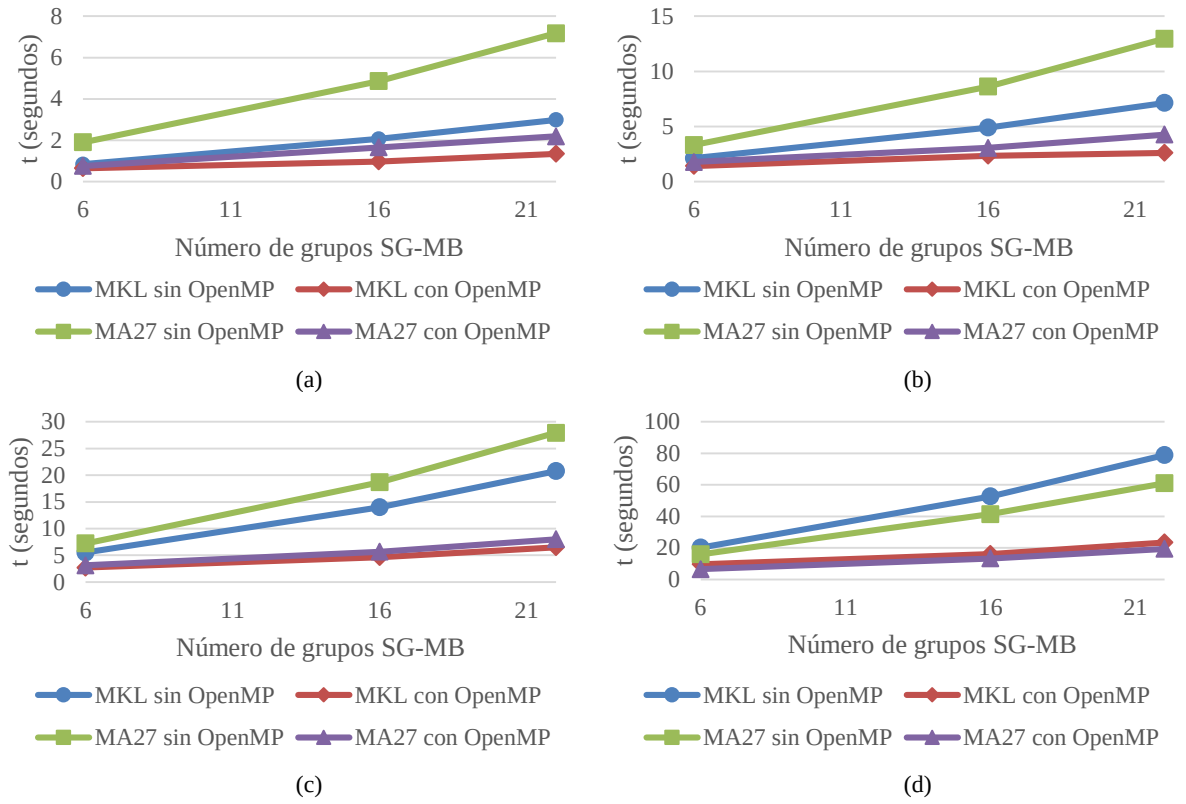


Figura 4: Resultados con formulación basada en GE, empleando MKL sequential y MA27, sin OpenMP y con OpenMP 4 threads: (a) dim. SG-MB=15, (b) dim. SG-MB=30, (c) dim. SG-MB=60, (d) dim. SG-MB=120.

3.6. Speed-ups conseguidos

En esta sección se analiza el speed-up (S) conseguido por las diferentes configuraciones estudiadas, obtenido como el cociente entre el tiempo de CPU de la formulación global con MKL secuencial y el de la configuración evaluada ($S=t_{sequential}/t_{configuracion}$). Los resultados muestran un mejor rendimiento por GE MA27 con OpenMP 3 que supera al resto en todas las configuraciones excepto a SG MKL secuencial para dimensiones de GE hasta 60 coordenadas.

Tabla 6: Speed-Ups respecto G_MKLsq de la mejor opción de cada bloque de simulaciones.

Dim. total	Dim. GE	G_MA27	SG_MKLsq OMP4	SG_MKLp4	SG_MA27 OMP3
102	15	0,6	4,5	2,6	3,4
204	30	1,4	8,7	4,4	9,1
384	60	4,9	22,6	9,6	23,3
744	120	15,6	42,5	16,2	69,0
1464	240	52,7	56,3	35,7	208,1
2184	360	109,4	52,3	41,8	427,6
2904	480	183,2	52,1	51,8	708,7
4344	720	413,3	61,6	69,9	1583,0

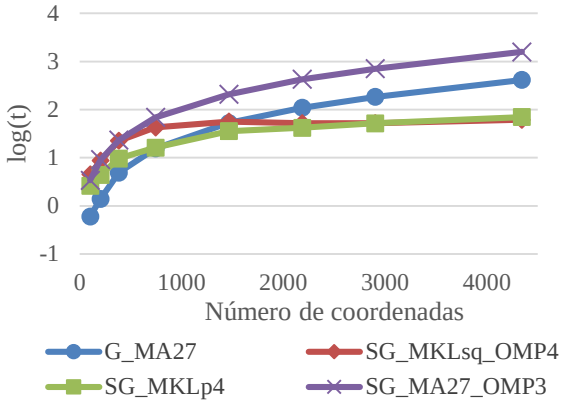


Figura 5: Speed-Ups respecto G_MKLsq de la mejor opción de cada bloque de simulaciones.

4. Conclusiones

La formulación cinemática computacional basada en ecuaciones de grupo es una aproximación topológica que explota la estructura cinemática de un sistema multicuerpo para dividirlo en un determinado número de

subsistemas (Grupos estructurales, GE) de tamaño más reducido cuya cinemática se puede resolver de forma más eficiente que el sistema completo y que permite considerar técnicas de computación paralela.

En este trabajo se desarrolla una herramienta que permite simular el análisis cinemático computacional de sistemas multicuerpo seleccionando el número de subsistemas que lo forman, la dimensión de cada subsistema (número de coordenadas que lo definen), número de ciclos a a analizar e incluso número de iteraciones para la resolución del problema de posición. De esta forma se pretende evaluar en qué casos la formulación topológica basada en ecuaciones de grupo es más eficiente que una formulación global, cuándo resulta más ventajoso emplear solvers para matrices dispersas o para matrices densas y en qué medida el uso de métodos de computación paralela mejoran la eficiencia de los solvers y las formulaciones empleadas.

Los solvers analizados son MKL para matrices densas y MA27 para matrices dispersas. Como interfaz para paralelización del análisis de los distintos GE se utiliza OpenMP. El simulador incluye todas las operaciones necesarias para el análisis cinemático computacional y ha sido validado comparando el tiempo CPU empleado respecto al necesario para la resolución de un sistema mecánico paralelizable como es la plataforma de Stewart, un robot manipulador de 6 grados de libertad. A partir de su validación se lanzan simulaciones de distintos escenarios modificando las dimensiones de las matrices jacobianas y la estructura topológica del sistema simulado. Los resultados recogidos en las páginas anteriores ofrecen las siguientes conclusiones:

- Formulación global frente a la basada en GE: Hay varias opciones de cálculo, para cualquier tamaño del problema, en las que la formulación basada en GE es más eficiente que la global. Empleando el solver para matrices dispersas en la formulación global, ésta solo supera a GE con MKLparalell en tamaños de GE superiores a 120 y a GE con MKL OpenMP 4 threads con tamaños superiores a 240.
- MKL frente a MA27: el coste CPU con matrices densas es $O(n^3)$ y con matrices dispersas O(n), por lo que MKL no tiene sentido en la formulación global. En el caso de la formulación por GE, la mejor opción con MKL(secuencial con OpenMP 4 threads) solo supera a MA27 con OpenMP 3 threads en tamaños de GE entre 15 y 30 coordenadas (prácticamente los formados por dos o tres cuerpos rígidos).
- Rendimiento de las directivas de paralelización: en el caso de matrices densas con MKL, el mejor resultado se obtiene al utilizar la implementación de directivas de OpenMP (SG_MKLsq_OMP4, speed-up de **4,5** a **61,6** respecto al mejor resultado global denso, aumentando con el número de coordenadas del problema), mientras que para MA27 el mejor resultado lo obtiene con OpenMP 3 threads (SG_MA27_OMP3, speed-up de **3,4** a **1583**, en función de la dimensión).
- Influencia de la estructura topológica: aumentar el número de grupos no afecta negativamente al uso de matrices densas para GE de pequeñas dimensiones, siendo MKL la elección adecuada para dimensiones de hasta 60 coordenadas. Para dimensiones de 120 coordenadas (o mayores), los resultados favorecen al método disperso MA27, tanto para el caso con OpenMP como sin ella.

5. Referencias

[1] P. Segado, M. Saura, D. Dopico, P. Martínez. Eficiencia de una formulación cinemática computacional basada en Ecuaciones de Grupo, Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Elche, España, (2016).

[2] A.I. Celdrán, M. Saura, D. Dopico. Análisis computacional de la estructura cinemática de sistemas multicuerpo espaciales. Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Elche, España, (2016).

[3] J. Cámara, J. Cuenca, L. García, D. Giménez. Auto-tuned nested parallelism: A way to reduce the execution time of scientific software in NUMA systems. Parallel Computing, 40(2014), 309–327.

[4] Intel® Math Kernel Library (Intel® MKL), https://software.intel.com/en-us/mkl-reference-manual-for-fortran (2015)

[5] HSL, a collection of fortran codes for large-scale scientific computation, http://www.hsl.rl.ac.uk/ (2015).

[6] F. González, A. Luaces, D. Dopico, M. González. Parallel linear equation solvers and OpenMP in the context of Multibody System Dynamics, ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE, San Diego, California, (2009).

BLOQUE III

EDUCACIÓN EN INGENIERÍA

Uso de MATLAB en la enseñanza de los flujos en canales abiertos para un aprendizaje metacognitivo

J.L. Vicéns Moltó[1], B. Zamora Parra[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Politécnica de Cartagena. agricol@msn.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Politécnica de Cartagena. blas.zamora@upct.es*

Este trabajo presenta una propuesta docente para facilitar el aprendizaje metacognitivo en Ingeniería, centrada en el flujo en canales abiertos. Propone un itinerario cognitivo constructivista cíclico como alternativa al itinerario clásico lineal, y emplea MATLAB® como herramienta. El estudio del flujo en canales abiertos o de lámina libre presenta dos características atractivas para la aplicación del método que se presenta: atañe a múltiples titulaciones de Ingeniería, y su aprendizaje tradicional encuentra ciertas dificultades; en primer lugar, implica un fuerte componente icónico conceptual, que no encuentra soporte en cálculos aislados; en segundo lugar, se modeliza con ecuaciones no lineales de manejo penoso para el alumno, y en tercer lugar, es un tipo de flujo muy influenciado por la geometría y por las condiciones de contorno aguas arriba y aguas abajo, de manera que es preciso mostrar su comportamiento de forma paramétrica. MATLAB® es un software ampliamente utilizado en Ingeniería. En el procedimiento que se describe, constituye la herramienta de trabajo para el alumno, guiado por el profesor. Tras una primera etapa de adquisición de los contenidos conceptuales y de las habilidades manuales para la resolución lineal tradicional de los problemas, el itinerario cognitivo se desarrolla en cuatro fases, descritas en el presente trabajo. Un ingrediente definitorio del método es que el alumno elabora los 'scripts' adecuados mediante subrutinas proporcionadas por el profesor (actuando éste como tutor facilitador). El resultado es una mejora indudable del aprendizaje del problema físico de interés, junto con un aumento en la motivación del alumno.

1. Introduccion

El estudio del flujo en canales abiertos atañe a múltiples titulaciones ingenieriles, lo que le confiere el carácter de interés general objetivo. Sin embargo su aprendizaje tradicional reviste algunas dificultades para el alumno que lo convierten en un tema poco amistoso y, por tanto, proclive a un aprendizaje superficial con el mero objetivo de *aprobar el examen* (Biggs [1]), este aprendizaje superficial se basa en el conocimiento de las reglas del juego evaluador (González [2]) adecuado al caso por tratarse de competencias curriculares impartidas en los años avanzados del Grado. Este es un problema preocupante en un contexto en el que cada vez más se considera que la Universidad debe ser, ante todo, un espacio de aprendizaje por encima de la relevancia de la enseñanza y la transcendencia de la investigación (Bowden y Marton [3]).

La parcelación crediticia de las materias y el precario bagaje matemático de los alumnos llevan a omitir en la enseñanza ingenieril en general, muchos desarrollos conceptuales o demostraciones, dificultando un aprendizaje profundo, capaz de devenir a su faceta metacognitiva. Esta ausencia de demostraciones origina la aparición de discontinuidades cognitivas que impiden la internalización de un discurso continuo conceptual coherente por parte del alumno. La utilización de gráficas e ilustraciones en los materiales docentes intentan en cierto modo paliar estas discontinuidades conceptuales por la vía de la visualización, pero escapan a su intención cuando no son adecuadamente entendidas por los alumnos, o cuando no son fácilmente insertables en el continuo cognitivo para cumplir la misión de rellenar las lagunas existentes.

En el aprendizaje del flujo en *canales abiertos* en particular, cabe detectar tres obstáculos específicos que propician aún más el desarrollo de un aprendizaje superficial. El primer obstáculo consiste en la presencia de modelización derivada de correlaciones teórico-experimentales (la más utilizada y representativa es la conocida fórmula de Manning para el flujo uniforme) que lleva a la presencia de algoritmos con exponentes fraccionarios o de orden superior a dos, frente a los que al alumno le resulta difícil ejercitar la intuición geométrica, intuición que sí puede ejercitar cuando se tropiezan con expresiones lineales o cónicas, dado que la intuición matemática tiene un carácter dependiente de la experiencia acumulada (Dehaene [4]). El segundo obstáculo radica en la falta de efectividad de las ilustraciones que intentan puentear los islotes conceptuales aislados, por el carácter pasivo

con que se relacionan con el alumno. Éste tiene a menudo ante sí ilustraciones que no siempre sabe de dónde vienen, con el peligro añadido de convertirse en imágenes para aprender de memoria a los efectos de conseguir un frágil, transitorio y fugaz bagaje cognitivo para superar a duras penas el escollo del examen. Finalmente, el tercer obstáculo consiste en la dificultad competencial procedimental de los alumnos para resolver en tiempo y forma razonables las ecuaciones no lineales con que se encuentran al finalizar los ejercicios de *la parte de problemas* de las materias, de modo que en lugar de una reflexión sobre el itinerario conceptual para la solución del problema, el alumno invierte su tiempo en un forcejeo matemático que corresponde a otras competencias curriculares de las que está insuficientemente dotado.

2. Objetivos y método

2.1. Objetivos

Conviene aclarar que el aprendizaje de MATLAB® no constituye en modo alguno el objetivo de esta propuesta. Los objetivos reales consisten en obtener respuestas a las tres siguientes cuestiones:

a) En primer lugar, facilitar que la representación gráfica le realice el alumno con carácter inmediato a la adquisición de los conocimientos modelizados, de modo que se suavice la dificultad para la intuición geométrica, al existir *contigüidad* y *continuidad* entre las ilustraciones y los conceptos que representan.

b) En segundo lugar, conseguir que las ilustraciones transciendan a su carácter *ilustrativo* para convertirse en una herramienta interactiva con la que el alumno experimenta, contrasta y verifica su bagaje cognitivo, y desarrolla además actitudes metacognitivas.

c) En tercer lugar, facilitar al alumno la solución de las *ecuaciones no lineales* con las que suelen concluir numerosos problemas relacionados con el flujo de canales abiertos, de modo que el tiempo ahorrado en operaciones algebraicas se invierta en actuaciones conceptuales.

2.2. Método

La búsqueda de mecanismos para facilitar el aprendizaje profundo del alumno que propicien la metacognición, pasa por la vía de la *práctica reflexiva* (Domingo y Gómez [5]), fundamentada en la filosofía del *learning doing* de Dewey [6], Gibbs [7] o Kolb [8]. La herramienta que se utiliza para la cristalización de esta práctica reflexiva, es el lenguaje de programación MATLAB® [9, 10], contando con la figura del *tutor facilitador* (Vicéns y Zamora [11]; Vicéns, Zamora y Ojados [12].

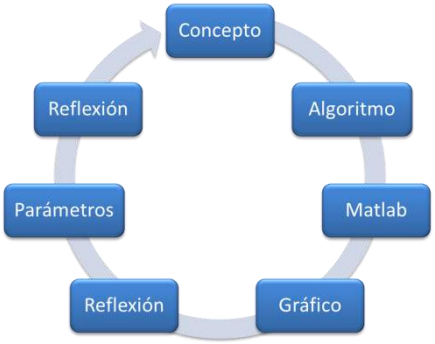


Figura 1: Ciclo reflexivo propuesto para el proceso de enseñanza-aprendizaje.

La práctica reflexiva en esta propuesta se lleva a cabo como se describe en el *ciclo reflexivo* que se muestra en la figura 1 (Vicéns, Zamora y Ojados [13]). El ciclo se inicia desde el conocimiento por parte del alumno del concepto físico-matemático del sistema en cuestión, en este caso del flujo en canales abiertos, acompañado por el conocimiento del algoritmo que se consigna habitualmente como modelizador del sistema. A continuación, el tutor facilita al alumno un 'script', que consiste en la transcripción del algoritmo al lenguaje Matlab; esta traducción se efectúa para que el alumno identifique en ella todos los componentes de la argumentación conceptual que describe el algoritmo, y sea capaz de verbalizarlo reflexivamente [12]. Acto seguido el alumno ejecuta el 'script', obteniendo un resultado gráfico; a la vista de este gráfico, el alumno puede reflexionar sobre el concepto mismo, reforzando la percepción abstracta con la imagen del modelo. De esta primera reflexión se deriva la curiosidad por verificar la respuesta del modelo a la variación de los parámetros del sistema, como pueden ser el caudal o la pendiente del terreno para nuestro caso particular. El alumno procede, por tanto, a modificar los valores de los diversos parámetros, con arreglo a sus criterios teóricos, observando la respuesta del

modelo. Conviene apuntar que esta primera reflexión exige al alumno identificar los parámetros relevantes (así como los rangos de variación procedentes), lo que lleva al estudiante a definir, diseñar y poner en práctica un análisis de sensibilidad del modelo. El resultado obtenido conduce a una segunda reflexión sobre el concepto inicial. Puede concluirse entonces que el resultado final que busca este proceso es el enriquecimiento de los conceptos iniciales del alumno.

3. Materiales

El material principal del método está constituido por los 'scripts' realizados en el lenguaje MATLAB®. Se utilizan 'scripts' y no funciones para que el alumno tenga que reconocer su contenido cada vez que los utilice, seguir el argumento conceptual que lo hilvana, y reflexionar sobre sus conocimientos teóricos. Los tres tipos de 'scripts' utilizados se explican a continuación.

3.1. Scripts de aprendizaje conceptual

Permiten que el alumno participe en la generación de las ilustraciones que suelen acompañar al estudio de la teoría para poder encajar su intuición geométrica en el continuo conceptual. Atañen a algunas ecuaciones fundamentales, como son las correspondientes a la energía específica, al régimen de flujo normal o uniforme (ecuación de Manning), al régimen de flujo crítico, o al caso particular de flujo de lámina libre en tuberías cerradas.

3.2. Scripts de sensibilidad paramétrica de los modelos

Sirven para la exploración de los modelos. Esta exploración conduce a modificar los parámetros y analizar los resultados, lo que implica aplicar criterios teóricos para elegir los parámetros apropiados, así como sus valores numéricos, valorando de este modo la realidad física o la improcedencia de los resultados obtenidos.

3.3. Scripts para planteamientos de problemas y solución de ecuaciones no lineales

En multitud de problemas de flujo en canales abiertos, la manipulación intencional de las ecuaciones modelizadoras concluye en una función no lineal, que es preciso resolver respecto del parámetro buscado (en muchas ocasiones, la altura de la superficie libre del agua). Esta ecuación no lineal suele adoptar la forma de un polinomio de hasta quinto grado, y la resolución manual con calculadora, aproximando valores, supone un consumo de tiempo en perjuicio del tiempo reflexivo conceptual. Se facilita a los alumnos un 'script' (figura 2) con el que resolver este tipo de ecuación, liberando la dedicación mecánica para aplicarla a labores conceptuales.

```
% Se elabora un vector ordenando los coeficientes de los monomios que lo integran, de mayor a menor grado.
% Si falta algún término, se coloca un cero en su posición.
% Si, por ejemplo, tenemos, a*x^5+b.*x^2-c.*x+d, el vector que lo representa es: [a,0,0,b,c,d].
% Las raíces que satisfacen esta ecuación se calculan con "roots", con la siguiente sintaxis:
% raices = roots([a,0,0,b,c,d]),
% Que tiene cinco elementos, correspondientes a las cinco raíces posibles.
% De ellas hay que despreciar las raíces cuya parte imaginaria sea distinta de cero. Para proceder:
% Sustituya con sus coeficientes los valores a,b,c,etc., en la tercera línea más abajo.
% Borre el signo de porcentaje de las dos siguientes líneas y pulse run
%   clc;close all;clear;
%   [raices]=roots([a,b,c, etc.])
% Observe el resultado y seleccione las raíces reales (componente imaginaria igual a  0.0000i).
```

Figura 2: 'Script' de MATLAB® para resolver ecuaciones polinómicas. El alumno debe verbalizarlo, conocerlo y seguir la instrucción para su aplicación.

Por otra parte, en otra serie de problemas y ejercicios habituales, la culminación del tratamiento de los algoritmos concluye en una o más ecuaciones no lineales (no polinomiales en este caso), que deben resolverse. En este caso la dificultad es aún mayor, implicando un consumo de tiempo inasumible y de resultado incierto. El 'script' que se facilita ahora al alumno presenta dos etapas (figura 3); la primera sirve para aprender a generar una función anónima que equivalga a la función problema, y la segunda muestra el procedimiento para encontrar las raíces de esa función.

Cada unidad de contenido está asistida de 'scripts' que desarrollan las actuaciones pertinentes. Todas las ilustraciones que acompañan al presente trabajo se han elaborado con los 'scripts' destinados a los alumnos.

```
% Para solucionar una función no lineal. Sea una función no lineal no polinómica.
% 5=5.05.*((1.25.*h).^(5/3))./((1.25+2.*h).^(2/3))
% Creamos una función anónima que llamamos, por ejemplo, fun. Es igual a la resta de los dos miembros,
% anteponiendo @, y la variable independiente, y para ese caso, entre paréntesis.
% fun = @(y) 5-(5.05.*((1.25.*h).^(5/3))./((1.25+2.*h).^(2/3)))
% Representamos la función: ezplot(fun) ó ezplot(fun,[n1,n2]) ,si imponemos un intervalo entre n1 y n2.
% Con el gráfico identificamos las raices (intersecciones con eje h).
% Si N es un valor de h cercano a la raiz escogida, es el valor de inicio
% solucion= fzero(fun, N)
% Borre el primer signo de porcentaje en las cinco líneas siguientes, línea a línea y run cada vez
%   clc;close all;clear
%    fun = @(h) 5-(5.05.*((1.25.*h).^(5/3))./((1.25+2.*h).^(2/3)))
%   ezplot(fun,[0,3]); ylim([0,10])
% % observe la intersección en eje h, y el valor de h=1 está cerca de la solución.
%   solucion=fzero(fun,1); text(solucion,1,{solucion},'fontsize',14)
```

Figura 3: 'Script' para el aprendizaje de la resolución de ecuaciones no lineales.

4. Desarrollo

El desarrollo se efectúa siguiendo el método y el material que se han expuesto, en los tres niveles ya conocidos: ilustraciones como fuente de reflexión teórica, ilustraciones como modelos para explorar sensibilidades en los parámetros, y elementos de cálculo para agilizar la resolución de problemas. Como fuentes de consulta para el alumno, se recomiendan el libro de referencia de Chow [14], y especialmente el de Crespo [15], cuya Lección 29 puede considerarse una auténtica guía de estudio. Se han planificado desarrollos para seis *apartados conceptuales* importantes:

- Ecuaciones del movimiento uniforme permanente en canales.
- Sección óptima.
- Energía específica y flujo crítico.
- Número de Froude. Flujos subcrítico y supercrítico.
- Resalto hidráulico.
- Flujo en conductos cerrados empleados como canales.

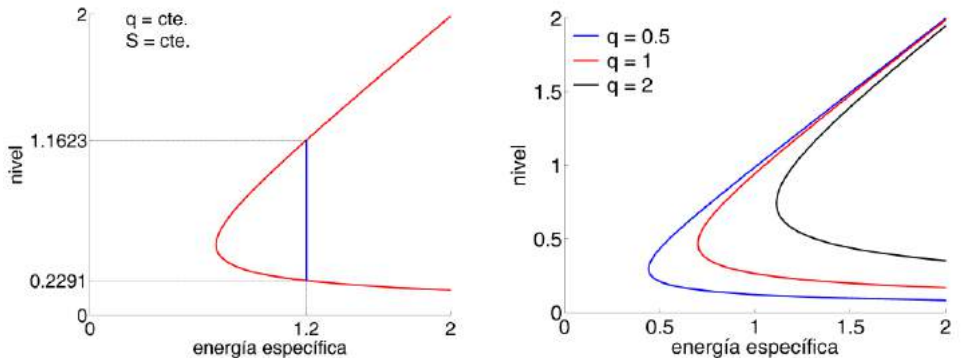
Buscando que los resultados presentados sean concisos y representativos, se ha optado en este trabajo por presentar resultados de 'scripts' para las tres etapas correspondientes a los objetivos descritos en el apartado 2.1, pertenecientes a diferentes apartados conceptuales significativos de entre los seis presentados.

4.1. Aprovechamiento de los gráficos para el aprendizaje reflexivo

En este caso, nos centramos en el apartado conceptual "energía específica y flujo crítico". El alumno debe haber asimilado previamente los conceptos de *flujo permanente* (independencia del tiempo) y de *flujo uniforme* (la superficie y la velocidad del flujo se mantienen a lo largo del canal). Además, debe comprobarse el aprendizaje del concepto consistente en que el rozamiento del agua con las paredes del canal se equilibra con la fuerza másica gravitatoria derivada de la pendiente del fondo del canal o solera. Por simplicidad, se resuelve un canal abierto de sección rectangular con una pequeña pendiente de solera. La ecuación de la energía específica da lugar a un algoritmo fundamental para caracterizar el flujo,

$$H = \frac{v^2}{2g} + h = \frac{q^2}{2gh^2} + h, \qquad (1)$$

donde H es la energía específica del sistema, h es la altura de la superficie libre fluido respecto a la solera, q es el caudal por unidad de anchura b, y g es la aceleración de la gravedad. La representación gráfica que efectúa el alumno con el 'script' facilitado es la que se aprecia en la figura 4(a). Y la primera reflexión para el alumno es ¿qué ocurre si cambia el caudal? La respuesta viene dada por la figura 4(b), generada por la variación por parte del alumno del valor del caudal en el 'script' correspondiente.



a) b)

Figura 4: Gráficos para el aprendizaje reflexivo. a) Energia específica de un canal rectangular. b) Efecto de la variación del caudal.

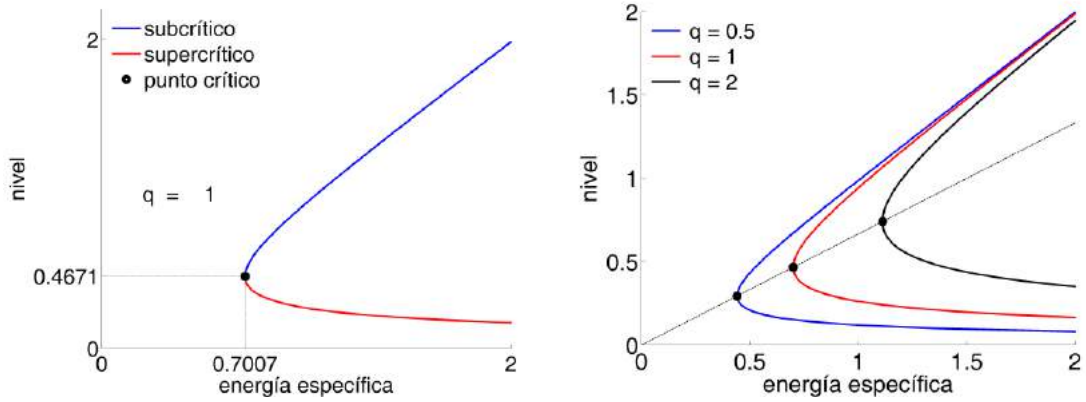
La ecuación de la energía específica muestra dos soluciones, y una segunda reflexión para el alumno es el significado físico de la dualidad de alturas obtenida manteniendo constante la energía específica. Sin duda hay *dos partes en la curva*. ¿Qué las hace diferentes modelizando el mismo sistema? Debe haber un punto crítico en el que el sistema cambia de comportamiento, y matematicamente debe ser un punto de inflexión, en el que dH/dh = 0. Es el punto crítico, cuya altura h_c resulta

$$\frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}h} = 0 = -\frac{q^2}{gh^3} + 1 \quad \Rightarrow \quad h_c = \left(\frac{q^2}{g}\right)^{1/3}, \tag{2}$$

correspondiendo una velocidad crítica, v_c, y una energía específica crítica, H_c dadas por

$$v_c = \frac{q}{h_c} = \sqrt{gh_c}; \qquad H_c = \frac{3h_c}{2}. \tag{3}$$

¿Dónde se sitúa este punto? El alumno lo representa a través del 'script' proporcionado (figura 5a); la interpretación geométrica conduce a la interpretación física: se ha hallado el punto de mínima energía para un caudal dado. ¿Qué relación guardan los puntos críticos del sistema al variar el caudal? El alumno lo representa (figura 5b) y aprecia que la regresión de los puntos críticos es prácticamente lineal.



a) b)

Figura 5: Gráficos para el aprendizaje reflexivo a) Ubicación del punto crítico (separa el régimen de flujo subcrítico del supercrítico). b) Relaciones entre los puntos críticos de un mismo canal al modificar el caudal.

4.2. Sensibilidad paramétrica de los modelos

En este caso, se elige el apartado conceptual del resalto hidráulico. El alumno debe haber aprendido que puede considerarse como una discontinuidad en el flujo, presentando una transición brusca de velocidad y profundidad

del agua en el canal; aparece cuando se frena una corriente supercrítica (altura menor que la crítica). El agua entra en condiciones supercríticas (punto 1, figura 6), y sale con condiciones subcríticas (punto 2, figura 6). Físicamente, tiene que producirse una importante disipación de energía a través del resalto.

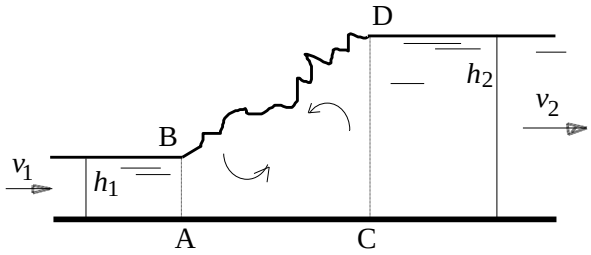


Figura 6: Esquema para el estudio del fenómeno del resalto hidráulico.

Las ecuaciones de continuidad y de cantidad de movimiento son respectivamente:

$$v_1 h_1 = v_2 h_2 = q; \qquad -v_1^2 h_1 + v_2^2 h_2 = g\left(\frac{h_1^2}{2} - \frac{h_2^2}{2}\right), \tag{4}$$

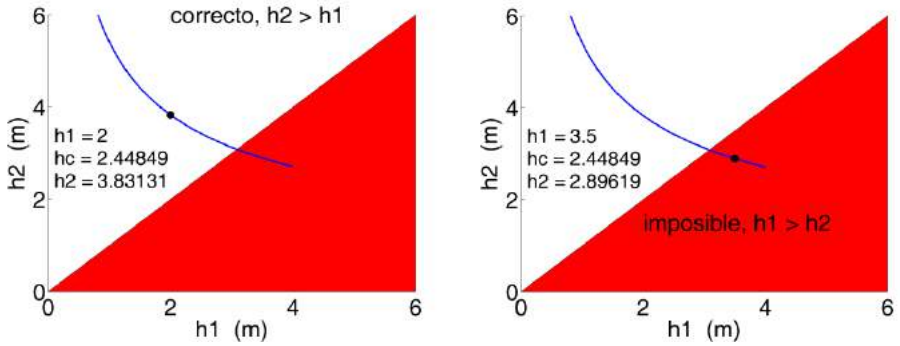
de manera que la ecuación que liga los estados 1 y 2, quitando la solución trivial $h_1 = h_2$, es la siguiente:

$$h_1 h_2^2 + h_1^2 h_2 - \frac{2q^2}{g} = 0, \tag{5}$$

ecuación de segundo grado con la que es posible obtener h_2 en función de h_1 (o viceversa). Quitando la raíz negativa, puede expresarse:

$$h_2 = \frac{h_1}{2}\left(\sqrt{1 + \frac{8q^2}{g h_1^3}} - 1\right) \quad \Rightarrow \quad h_2 = \frac{h_1}{2}\left(\sqrt{1 + 8\,\mathrm{Fr}_1^2} - 1\right), \tag{6}$$

siendo Fr el número de Froude, $\mathrm{Fr}^2 = q^2/gh^3$ (una relación entre las fuerzas implicadas en el flujo, las convectivas o de velocidad, y las gravitatorias). Como se ha apuntado antes, un concepto clave en el resalto hidráulico es que sólo es posible si el flujo afluente es supercrítico, y el efluente es subcrítico, lo que se traduce geométricamente en que la altura h_2 ha de ser superior a la h_1 para que se cumpla la ecuación de conservación de la energía. Efectivamente, debe cumplirse que Fr > 1 en la ecuación (6). La solución de las ecuaciones matemáticas en sí puede no contemplar el sentido físico del problema planteado, y por tanto llegar a proporcionar soluciones imposibles. En la figura 7 se observa el resultado gráfico de un 'script' en el que el alumno puede modificar el caudal q y la altura h_1 (lo que conlleva introducir diferentes números de Froude). La figura presenta una *zona roja* con los valores de h_1 que no son posibles en función del caudal. La separación entre la zona *posible* y la zona *imposible* viene establecida indirectamente por el valor de Froude igual a la unidad.

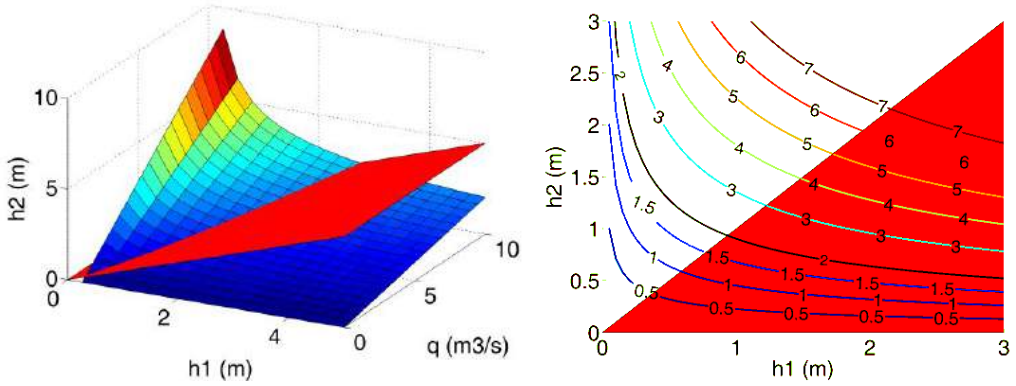


a) b)

Figura 7: Altura de salida del resalto h_2 en función de la altura de entrada h_1 para un caudal determinado q. a) Valor admisible de h_1. b) Valor inadmisible.

En este punto el alumno maneja 'scripts' que corresponden a representaciones tridimensionales para adiestrar su percepción espacial. Este proceso es interesante porque los *ábacos*, de uso frecuente en hidráulica, son las curvas

de nivel correspondientes a superficies de respuesta, en ocasiones de tipo experimental. En este caso (figura 8) se representa la altura h_2, correspondiente al estado 2, en función de la altura h_1 del estado aguas arriba. El alumno modifica los valores del caudal y de la altura previa, comprobando la influencia de ambos parámetros sobre el resultado final. Obtiene simultáneamente el grafismo de las figuras 7 y 8.

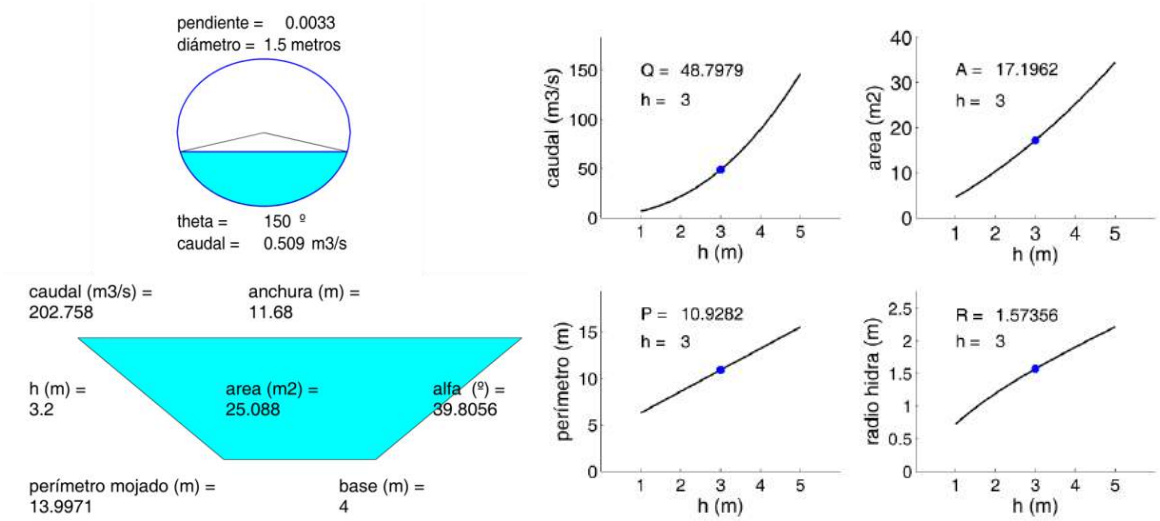


a) b)

Figura 8: Altura de salida del resalto h_2 en función de la altura de entrada h_1 y del caudal q. a) Superficie de respuesta tridimensional. b) Representación bidimensional (ábaco) con indicación de isolíneas de caudal q (m^3/s.m).

4.3. Elementos de cálculo para agilizar la resolución de problemas

En este apartado, se centra la atención en la solución de ecuaciones no lineales ('scripts' expuestos en las figuras 2 y 3). En el flujo uniforme en canales, ecuaciones no lineales como la de Manning pueden complicarse considerablemente a medida que la geometría se hace más compleja. Para la sección transversal media del canal, es preciso calcular su área y su radio hidráulico (ratio entre el área transversal y el perímetro mojado o en contacto con el agua). La finalidad es que el alumno maneje adecuadamente las ecuaciones que describen cada sistema, para eliminar variables, o cualquier otra maniobra algebraica, hasta alcanzar una o más ecuaciones cuya solución sea la respuesta a su interrogante. Junto a los 'scripts' de contenido transversal, el alumno dispone de rutinas para llevar a cabo las representaciones gráficas pertinentes. En este sentido el tutor facilita a la demanda del alumno determinados elementos de 'scripts' para efectos gráficos (téngase en cuenta que estas capacidades son extracurriculares). El hecho de acompañar el resultado numérico de un problema con un gráfico refuerza el aprendizaje metacognitivo por generalizar el comportamiento de los sistemas, visualizando la relación entre caso y problema [13].



a) b)

Figura 9: a) Modelos de resolución de problemas con una salida gráfica descriptiva del sistema. b) Resolución de problemas con expresión gráfica de la dualidad caso-problema.

5. Resultados y conclusiones

La propuesta que se presenta se desarrollará durante el próximo curso académico. Cabe indicar que esta propuesta forma parte de un conjunto de actuaciones que han sido aplicadas con buena aceptación y excelente evaluación por parte de sus usuarios, como ocurre con unas Jornadas docentes desarrolladas recientemente en el Servicio de Apoyo a la Investigación Tecnológica (SAIT) de la Universidad Politécnica de Cartagena. Se propuso en este caso la utilización de MATLAB® como herramienta para resolver problemas en Ingeniería, contribuyendo a la mejora del aprendizaje reflexivo (véase [13]).

Las principales conclusiones del presente trabajo son las siguientes:

- El procedimiento presentado contribuye a la mejora el proceso de aprendizaje de los contenidos curriculares específicos. Puede aplicarse a diversas materias, y con diferentes grados de profundización.
- El desarrollo del método, a través de 'scripts' de MATLAB® introducidos por el *tutor facilitador* a demanda de las necesidades de los alumnos, no requiere el conocimiento previo del manejo del software.
- Se fomentan actitudes metacognitivas de tipo reflexivo en los alumnos.
- Reconfigura la idea de las *clases de problemas*, que en los últimos años ha ido adquiriendo un carácter sesgado en el aprendizaje global de los sistemas ingenieriles.
- El método explicado coadyuva al aprendizaje autónomo posterior de MATLAB®, al motivar su conocimiento a partir de un uso amistoso y gratificante.

6. Bibliografía y referencias

[1] J. Biggs. Calidad del aprendizaje universitario, Narcea, 2005. ISBN: 8427713983.

[2] A. González. Motivación académica: teoría, aplicación y evaluación, Pirámide, 2005. ISBN 9788436819854.

[3] J. Bowden, F. Marton. La Universidad: un espacio para el aprendizaje. Narcea. 2011. ISBN: 9788427717497.

[4] S. Dehaene. Le Code de la Conscience. Odile Jacob. 2014. ISBN: 9782738169044.

[5] A. Domingo. y M.V. Gómez. La Práctica reflexiva. Bases, modelos e instrumentos. Narcea. 2014. ISBN 97834267719996.

[6] J. Dewey. Cómo pensamos. Paidos Ibérica. 2007. ISBN 9788449320330.

[7] G. Gibbs, Learning by Doing: A Guide to Teaching and Learning Methods, Further Education Unit, 1988. . ISBN: 1853380717, 9781853380716.

[8] D. A. Kolb, Experiential Learning: Experience as the Source of Learning and Development, Prentice-Hall, , 1984. ISBN: 978-0132952613.

[9] The MathWorks, Inc. MATLAB®. First, Revised for Version 8.3 (Release March 2014).

[10] The MathWorks, Inc. MATLAB®. Graphic, Revised for Version 8.3 (Release March 2014).

[11] Vicéns, J.L., Zamora., B. A Teaching-Learning Method Based on CFD Assisted With MATLAB Programming for Hydraulic Machinery Courses, Comput. Appl. Eng. Educ., 22, (2014), pp. 630–638. DOI: 10.1002/cae.21554.

[12] Vicéns, J.L., Zamora, B., Ojados, D. Uso de Matlab para resolución de problemas, orientado al fomento del aprendizaje reflexivo en la Enseñanza de la Ingeniería. Libro de Actas del 23 CUIEET, Valencia, (2014), pp. 522-534.

[13] Vicéns, J.L., Zamora, B., Ojados, D. Improvement of the Reflective Learning in Engineering Education Using MATLAB for Problems Solving. Comput. Appl. Eng. Educ., (2016, en prensa). DOI: 10.1002/cae.21748.

[14] V.T. Chow. Hidráulica de canales abiertos. Mc-Graw-Hill, 1994. ISBN: 9586002284.

[15] A. Crespo. Mecánica de fluidos. Thompson-Paraninfo, 2006. ISBN: 8497322924.

Aprendizaje Cooperativo y Co-Evaluación en el aula de ingeniería. Propuesta de un Entorno Virtual de Aprendizaje y de un nuevo rol del profesor

A. Gómez Bravo[1]

[1]*Dpto. de Ciencia de los Materiales e Ingeniería Metalúrgica, Expresión Gráfica en la Ingeniería, Ingeniería Cartográfica, Geodesia y Fotogrametría, Ingeniería Mecánica e Ingeniería de los Procesos de Fabricación. Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Valladolid. agomez@eii.uva.es*

En el presente trabajo han sido evaluados los resultados de implantar un Entorno Virtual de Aprendizaje (EVA) y de realizar una metodología docente basada en el aprendizaje cooperativo y una co-evaluación en base a una rúbrica dentro del aula de ingeniería. Dentro del EVA, se propuso que el papel del profesor fuera doble. Aparte de su identidad digital (ID) real, el responsable de la docencia actuó con una ID ficticia simulando ser un alumno más y funcionando como dinamizador del entorno con el fin de activar la comunidad y reforzar conceptos. Según mencionados resultados se comprueba que las notas, de cada uno de los trabajos, sugeridas por los alumnos y el profesor difieren en ±0.5 puntos sobre 10 lo que se manifiesta como un resultado excelente reforzando positivamente el uso de rúbricas. Finalmente, la retroalimentación de los alumnos indicó que estaban satisfechos con la dinámica docente y que el EVA había sido un apoyo adecuado para su aprendizaje.

1. Introducción

El aprendizaje basado en la clase magistral se centraba únicamente en la figura del profesor como mero repetidor de contenidos donde el protagonismo de los estudiantes quedaba relevado al de ser taquígrafos de la información que recibían. El actual Espacio Europeo de Educación Superior (EEES) ha dado lugar a un cambio radical del paradigma educativo en donde se intenta reforzar ciertas competencias transversales imprescindibles para los futuros graduados [1]. Cabe citar, por ejemplo, competencias acerca del trabajo en equipo, la presentación oral, la resolución de problemas, el aprendizaje y trabajo autónomos y el razonamiento crítico. Las metodologías propias del actual EEES recurren, fundamentalmente, a la cooperación entre individuos, ya sea entre alumnos o entre alumnos y profesor.

Dentro de este cambio educativo, las nuevas tecnologías de la información y comunicación (TIC) tienen un papel esencial, tanto, en el ámbito educativo, como en la industria y la sociedad. Las interacciones virtuales entre estudiantes, así como también entre estudiantes y profesores, pueden conducir a un aprendizaje enriquecedor por medio de la generación de motivación y el intercambio y compartición de ideas. Estos elementos propios de la web 2.0 [2] son característicos de adecuados Entornos Virtuales de Aprendizaje (EVA). Los EVAs son espacios alojados en la web equipados con suficientes herramientas de software para posibilitar un cierto aprendizaje. Por supuesto, La elección de dónde generar o crear un EVA está íntimamente relacionado con los fines educativos y el nivel de los mismos que se deseen producir. La creación de un EVA como apoyo didáctico en cualquier asignatura universitaria (y no universitaria) con el fin de reforzar las competencias específicas y transversales de los alumnos es ampliamente utilizado en la actualidad docente y más incluso en el ámbito de carreras universitarias de ingeniería dada la naturaleza del trabajo que da lugar en la empresa privada.

Un EVA puede dar cabida a una gran tipología de individuos en cuanto a su nivel social, académico y cultural. A causa de la libertad que permiten los EVAs (y otros servicios web), en ocasiones, el contenido de los mismos se ve ennegrecido por aportes sin fundamento y fuera del tema tratado. Incluso existen individuos que su único fin es provocar desconcierto y discusiones que no dan lugar a ningún tipo de aprendizaje y cuyo fin primero es el de ser el centro de atención aunque sea de manera negativa. Utilizando una jerga tecnológica, a este tipo de individuos se les denomina troll. De hecho, este comportamiento es tan generalizado en la web que en la actualidad los términos troll, trollear,… son usados por los jóvenes fuera de las fronteras virtuales en su día a día. Incluso existen estudios y modelos matemáticos para detectar de manera automática la existencia de un troll dentro de una red [3].

En un extremo totalmente antagónico a la figura del troll, existen individuos cuyo comportamiento genera situaciones óptimas de aprendizaje dinamizando el EVA o sitio web. En la actualidad, diferentes empresas

contratan a personal para dinamizar y moderar sus redes sociales con el fin de ser más visibles en el mercado, es un paso más allá a la figura contractual de community manager.

Por otro lado, y entre otras opciones, aquellas metodologías docentes basadas en el aprendizaje cooperativo son fieles al cambio del paradigma educativo pues refuerzan competencias transversales que no podrían implantarse en una clase magistral siendo éstas indispensables dada la naturaleza del trabajo que da lugar en la empresa privada [4, 5].

Ahora bien, surge la dificultad de evaluar todos los contenidos y dichas competencias transversales. Mencionada dificultad puede ser salvada mediante una evaluación cooperativa (co-evaluación), entendida como una evaluación entre iguales junto con el profesor siguiendo los mismos criterios utilizando rúbricas para minimizar las posibles diferencias entre individuos y que no exista ambigüedad alguna. Varios trabajos confirman la alta correlación entre las puntuaciones de los alumnos y del profesor en una situación de co-evaluación como por ejemplo en [6] y en un trabajo anterior del autor [7] y, por otro lado, el uso de rúbricas ha sido ampliamente revalidado en este tipo de situaciones docentes [8-10].

Finalmente, cabe decir que los resultados del presente trabajo han surgido de realizar una dinámica de aprendizaje cooperativo cuya evaluación se ha ejecutado por los alumnos y el profesor a través de una co-evaluación mediante el uso de una rúbrica que abarca aspectos extrínsecos e intrínsecos y del trabajo en grupo, y por otro lado, de crear un EVA como soporte de una asignatura universitaria y en donde el profesor, aparte de tener su identidad digital habitual asociada a su persona real, tiene una identidad digital adicional y ficticia como pseudo-alumno con el cometido de dinamizar la comunidad, reforzar conceptos, mostrar conexiones con otros campos,… etc. El autor, siendo fiel a la tendencia actual del término troll, ha propuesto que aquel individuo con el mismo nivel académico y cultural que el promedio de los usuarios de un EVA y que genera estas situaciones de aprendizje óptimo dinamizando el EVA sea bautizado como good-troll.

2. Contextualización y metodología

Este apartado pretende ubicar y caracterizar la presente propuesta docente a pesar de que puede ser aplicada en un amplio abanico de situaciones académicas.

2.1. Marco académico

La metodología docente se estableció dentro de una asignatura obligatoria en todos los títulos de Grado de Ingeniería que oferta la Universidad de Valladolid encontrándose en ese listado los futuros profesionales en ingeniería mecánica. En particular, los siguientes Grados en Ingeniería poseen esta asignatura común dentro de su plan de estudios: Organización, Eléctrica, Electrónica Industrial y Automática, Tecnologías Industriales, Química y Mecánica.

La asignatura en concreto es “Mecánica para Máquinas y Mecanismos” y abarca los contenidos que versan sobre la Cinemática y Dinámica del sólido rígido, Mecánica Analítica, Elementos de máquinas y Simulación mecánica. Dicha asignatura implica la mejora de ciertas competencias transversales y específicas tal y como se establece en su plan de estudios [11] que, evidentemente, con una metodología puramente tradicional no sería posible.

Finalmente, el número de los alumnos matriculados en dicha asignatura fue de 69 individuos.

2.2. Metodología aplicada

Como apoyo docente durante todo el curso se creó un EVA en Google+ que es un servicio gratuito e integrado en cualquier dispositivo portátil con sistema operativo Android utilizado en innumerables smartphones y tablets por todos los alumnos (en verdad, cualquier dispositivo con conexión a internet es susceptible de permitir el uso de Google+, y cualquier ordenador posee todas las capacidades de mencionada aplicación). Evidentemente, la elección de la aplicación de la comunidad de aprendizaje es fiel al mobile-learning dando la posibilidad de aprender en ambientes informales fuera, en tiempo y lugar, del aula.

La participación en el EVA de la asignatura fue opcional. Dada la situación del gran número de matriculados en la asignatura y la ausencia en clase de alumnos repetidores, fue posible que el papel del responsable o docente fuera doble teniendo su identidad digital habitual asociada a su persona real y una identidad digital ficticia como pseudo-alumno con el cometido de dinamizar el EVA. De modo y manera que este nuevo rol de dinamizador o de good-troll intenta avivar el aprendizaje informal entre iguales.

Por medio de varios seminarios de aprendizaje cooperativo se abordó la parte de Elementos de Máquinas de la asignatura. Básicamente, los alumnos y alumnas, en grupos de trabajo de 3 ó 4 individuos, debían realizar un trabajo escrito sobre uno o varios elementos de máquinas y defenderlo oralmente.

Según la disponibilidad horaria se realizaron dos sesiones de seminarios. Una primera sesión de dos horas en donde se informó al alumnado acerca de la metodología y de cómo iban a ser evaluados. Aparte de lo anterior, se describió de manera muy simplificada, y por encima, los temas a tratar, así como también, la bibliografía recomendada básica. Además, en esta primera sesión, se formaron los grupos de trabajo y se asignaron los temas a cada grupo de forma aleatoria. Después de ofrecer a los equipos de trabajo un tiempo suficiente para realizar los trabajos (2 ó 3 semanas en función del subgrupo de seminario) en una última sesión de seminarios de tres horas se presentaron los trabajos oralmente, se evaluaron colectivamente y se realizó una evaluación conjunta sobre todos los temas.

Según el criterio y experiencia del autor la evaluación global de la experiencia requiere ser dividida en tres partes claramente diferenciadas (aparte de las encuestas que sirvieron de retroalimentación y que se comentarán en la siguiente sección).

Una primera parte, corresponde con la evaluación del trabajo escrito de la cual se responsabiliza únicamente el profesor de la asignatura. Todos los equipos debían entregar el trabajo en el campus virtual de la asignatura mediante una tarea "Turnitín" que es básicamente un sistema anticopia que, según la configuración seleccionada, permite visualizar las partes del trabajo que han sido copiadas de la web y de otros trabajos entregados [12]. Evidentemente, en base al porcentaje de las partes copiadas por los alumnos y de la lectura completa de los manuscritos, el profesor puede valorar si es un escrito trabajado o no.

Otra parte de la evaluación corresponde con la valoración de las defensas orales de los trabajos. Para lo cual se recurrió a una co-evaluación. De manera aleatoria y el mismo día de las presentaciones, un integrante de cada equipo era seleccionado para defender el trabajo escrito durante 15 minutos. El hecho de la elección aleatoria del defensor fomentaba la interdependencia positiva de los miembros del equipo pues todos debían saber de su propio trabajo y asegurarse de que el resto del grupo también porque la nota obtenida era la misma para cada integrante del equipo. Después de cada una de las defensas, todos los alumnos y el profesor debían evaluar las presentaciones en base a las rúbrica descritas en las tablas 1 y 2 abarcando aspectos extrínsecos e intrínsecos de la misma.

Finalmente, como tercera y última parte en la evaluación y con el fin de forzar a que todos los alumnos estuvieran atentos y aprendieran de los trabajos y presentaciones del resto de equipos se realizó una evaluación individual conjunta. Los alumnos podían tomar notas mientras escuchaban las presentaciones de sus compañeros y con ayuda de sus propios apuntes realizaban el control. Se decidió que esta parte de la evaluación tuviera la nota de apto (alumno atento) o no apto (alumno no atento).

De modo y manera que la nota global obtenida por cada persona era el resultado de tener en cuenta cada una de las calificaciones obtenidas en las tres partes anteriores con el peso porcentual siguiente: el trabajo escrito 40%, la defensa oral 50% y la evaluación conjunta 10%.

Tabla 1: Aspectos extrínsecos de la defensa

Dimensiones	**Excelente** **10 – 9 – 8**	**Normal** **7 – 6 – 5 – 4**	**Deficiente** **3 – 2 – 1 – 0**
E.1. Tipo de letra. Tamaño de los gráficos.	El tipo y el tamaño de la fuente utilizada ha sido elegida convenientemente para su perfecta visualización así como también el tamaño de las figuras y gráficos mostrados.	En ocasiones, el tipo y el tamaño de la fuente utilizada no han sido adecuados para su visualización óptima así como también el tamaño de las figuras y gráficos mostrados.	Tanto el tipo y el tamaño de la fuente, como el tamaño de las figuras han sido inadecuadas para su adecuada visualización.
E.2. Descripción tema	La forma de exponer el tema fue totalmente adecuada, lo que favoreció su entendimiento.	El planteamiento del tema siguió cierta lógica que ayudó al entendimiento del tema pero exhibiendo ciertas lagunas.	El planteamiento del tema no siguió ninguna organización lógica, lo que originó una disertación confusa.
E.3. Interrelación texto-imágenes	Las imágenes y gráficos presentados están cuidadosamente seleccionados para que el conjunto texto-imágenes sea una sola unidad.	En ocasiones, las imágenes y gráficos no han sido seleccionadas convenientemente o han sido inexistentes para que el texto presentado se entienda mejor	Las imágenes y gráficos presentados no tienen mucho que ver con el texto presentado o ni siquiera existen.
E.4. Organización	La exposición demostró tener una clara estructuración que permitió fácilmente la identificación de lo esencial sobre lo superfluo.	La exposición logró tener cierta coherencia, aunque en algunos momentos lo básico se confundió con ideas secundarias.	La exposición demostró una carencia total de estructuración, lo que imposibilitó la diferenciación de lo más importante.

E.5. Tiempo de exposición	Se supo ceñir al tiempo asignado, seleccionando adecuadamente la duración de los diversos apartados del tema.	Dedicó demasiada o escasa duración a algunos aspectos, lo que implicó un desequilibrio final en el tiempo asignado.	No se supo utilizar el tiempo asignado, demostrando una deficiente capacidad de síntesis.
E.6. Impresión general	La presentación y la defensa constituyen una excelente manera para explicar el tema.	En ocasiones, no parece que la defensa y la presentación del trabajo sea el modo adecuado para explicar la materia asignada.	Tanto la presentación como la defensa del trabajo resultaron deficientes para un buen entendimiento del tema asignado.

Tabla 2: Aspectos intrínsecos de la defensa

Dimensiones	**Excelente** **10 – 9 – 8**	**Normal** **7 – 6 – 5 – 4**	**Deficiente** **3 – 2 – 1 – 0**
I.1. Contenido y transmisión de la información.	El defensor logró explicar en todo momento los diferentes contenidos consiguiendo que los oyentes entendieran prácticamente la totalidad de los diferentes apartados del tema.	Algunos de los apartados de la exposición quedaron sin ser explicados adecuadamente dando lugar a cierta incomprensión por parte de los oyentes.	El defensor no tuvo las cualidades adecuadas para lograr explicar los diferentes conceptos convenientemente lo que implicó poca comprensión por parte de los oyentes.
I.2. Interrelación apartados.	Prácticamente la totalidad de los apartados fueron diseñados para que su interconexión generara una correcta comprensión de los mismos.	Algunos de los apartados se revelaron aislados sin mostrar vínculo alguno con el resto de apartados implicando la pérdida de comprensión de los oyentes de forma puntual.	Los diferentes apartados formaban un conjunto independientes de ideas cuya interconexión se manifestó inexistente.
I.3. Soltura explicando.	El defensor logró mantener en todo momento la atención de los oyentes, permitiéndose formar una idea clara de la temática expuesta.	El defensor no llegó a interesar plenamente a la audiencia, aunque ciertas partes fueron expuestas de forma amena e interesante.	El defensor fue incapaz de lograr atraer la atención de los oyentes ya sea por la forma de exponer el tema o por la propia presentación.
I.4. Conocimiento aparente global del defensor/a	Se tiene la certeza de que el defensor del tema se lo ha preparado y sabe lo suficiente como para explicar los diferentes contenidos convenientemente.	Se observa cierta deficiencia en la preparación y conocimientos del defensor a pesar de realizar una presentación adecuada para su entendimiento.	Es, más que obvio, que el defensor no se ha preparado adecuadamente el trabajo y no posee los conocimientos básicos para explicar el tema en cuestión.

3. Resultados y discusión

Los alumnos que participaron en el EVA disponible, tal y como se ha descrito en la sección anterior, dejaron constancia de su satisfacción al respecto según una pequeña encuesta. De hecho, todos aquellos alumnos que participaron en el EVA superaron la asignatura sin problemas. Por otro lado y a pesar de la existencia del EVA durante todo el curso, la participación del alumnado no fue elevada (en torno al 11%). Sin duda alguna, este hecho fue a causa de la no obligatoriedad de participación y en virtud del mínimo esfuerzo los alumnos no quisieron destinar cierto tiempo digital al aprendizaje de los contenidos de la asignatura.

Asimismo, respecto a la doble participación del profesor, como responsable de la asignatura y como good-troll dentro del EVA, la experiencia fue claramente satisfactoria por dos razones. La primera se debe a que la identidad digital del profesor no fue necesaria prácticamente, siendo los propios alumnos y la figura del good-troll aquellos integrantes que se encargaban de autosostener el buen funcionamiento del EVA. Y segundo, la buena aceptación del good-troll como un igual entre los alumnos.

Por otro lado, y centrándonos en la metodología de trabajo cooperativo, el número de los alumnos en el seminario de la presente propuesta fue de 40 individuos, formándose un total de 11 equipos de trabajo. En la tabla 3 se presenta una rúbrica que pretende evaluar los aspectos del trabajo en equipo.

Tabla 3: Aspectos trabajo en equipo

Dimensiones	Excelente 10 – 9 – 8	Normal 7 – 6 – 5 – 4	Deficiente 3 – 2 – 1 – 0
T.1. Respecto a la experiencia de trabajo	El hecho de haber trabajado cooperativamente con otros compañeros resultó positivo, eficiente y eficaz	En general la experiencia fue satisfactoria salvo ciertos aspectos que implicaron desagrado entre los integrantes del grupo.	La experiencia no aportó más que inconvenientes a la hora de afrontar el trabajo.
T.2. Aprendizaje independiente vs. aprendizaje cooperativo	Es evidente, que la magnitud del conocimiento sobre el tema asignado no hubiera sido tan alta de haber realizado el trabajo individualmente.	La impresión general es que resulta prácticamente indiferente trabajar cooperativamente o no en cuanto al conocimiento conseguido acerca del tema asignado.	Se hubiera conseguido mayor destreza sobre el tema asignado realizando el trabajo individualmente.
T.3. Posible repetición de la dinámica de trabajo	Se considera imperativo y beneficioso la posibilidad de poder afrontar todos los trabajos de cierta extensión de manera cooperativa.	Tal vez en según qué asignatura y trabajo asignado la dinámica de trabajo se manifiesta conveniente.	Afrontar los trabajos de manera cooperativa no supone ventaja inmediata alguna lo que implica la negación de ejecutar mencionada dinámica nuevamente.
T.4. Sobre la dinámica de trabajo y la evaluación propuesta.	La impresión general acerca de la dinámica de trabajo propuesta es adecuada dentro de un marco universitario dando lugar al entrenamiento y mejora de competencias transversales necesarias en el futuro laboral.	La metodología propuesta resultó suficiente para abordar parte de la asignatura pero sin llegar a ser sustituta de una tradicional clase magistral.	La dinámica de trabajo propuesta no es más que una utopía docente que implica la pérdida de tiempo y de recursos.

Los resultados (sobre 10 puntos) a las cuestiones de la rúbrica indicada en la tabla 3, antes y después de los seminarios, son mostrados en la figura 1. Puede comprobarse rápidamente que los puntos empíricos prácticamente se superponen. Este hecho, no fue ni mucho menos esperado, porque las impresiones de prácticamente todos los individuos quedaron igual. Cabe decir que en una experiencia similar anterior realizada por el autor los alumnos evaluaron positivamente la experiencia después del seminario [7]. La explicación de este resultado podría ser el hecho de que los alumnos están acostumbrados a este tipo de dinámicas docentes cada vez más y que son situaciones frecuentes dentro de la titulación.

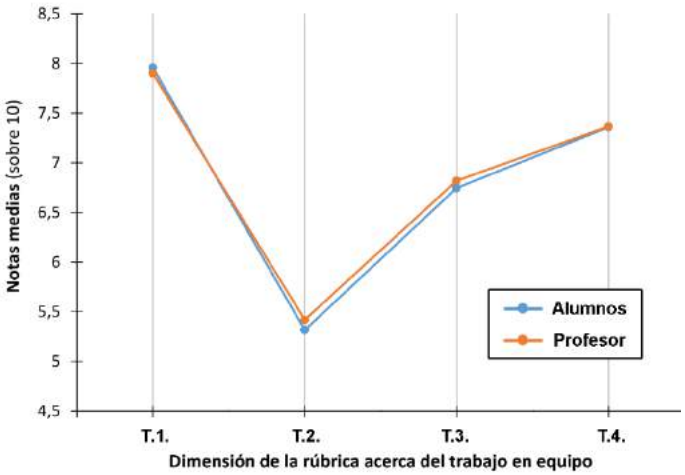


Figura 1: Notas medias de las dimensiones de la rúbrica acerca del trabajo en equipo.

Si nos centramos en los valores numéricos de la figura 1, se puede decir que los alumnos consideran, antes y después de los seminarios, que es una experiencia positiva trabajar en grupo con sus compañeros pues la nota obtenida en la dimensión T.1. así lo indica con 7.9 puntos sobre 10. No se obtiene un resultado tan positivo si se tiene en cuenta la nota en la dimensión T.2., en donde se quiere determinar, según el criterio de los alumnos, si hubieran aprendido más sin trabajar en equipo. En principio, podría pensarse que ambos datos empíricos son contradictorios (las notas de las cuestiones T.1. y T.2.) pero no lo son. Los alumnos dejan constancia con estos resultados de que tal vez hubieran aprendido más contenidos estudiando el tiempo que les ha llevado realizar el trabajo pero no se hubieran aprovechado de las ventajas del aprendizaje cooperativo con sus compañeros y el refuerzo que ello conlleva de ciertas competencias transversales. Las notas obtenidas para las cuestiones T.3. y T.4. indican que a los alumnos no les importaría repetir la experiencia y que además éstos afirman que la dinámica propuesta es adecuada dentro de un marco universitario dando lugar al entrenamiento y mejora de competencias transversales. Esto, evidentemente, es debido nuevamente a que este tipo de dinámicas y metodologías ya no son completamente desconocidas para los alumnos.

En la figura 2 se representa para cada uno de los trabajos una nota relativa resultado de restar la nota media obtenida en todos los apartados de la rúbrica según el criterio de los alumnos menos la nota media correspondiente al juicio del profesor.

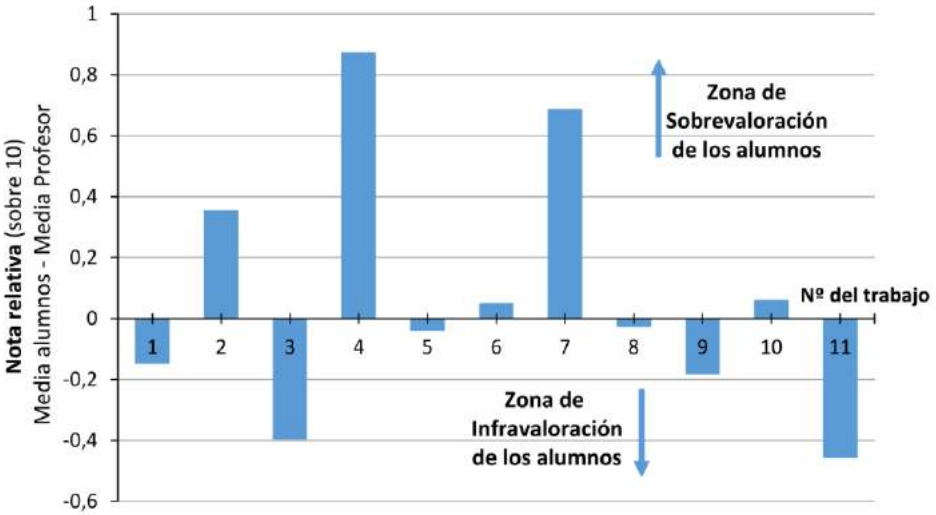
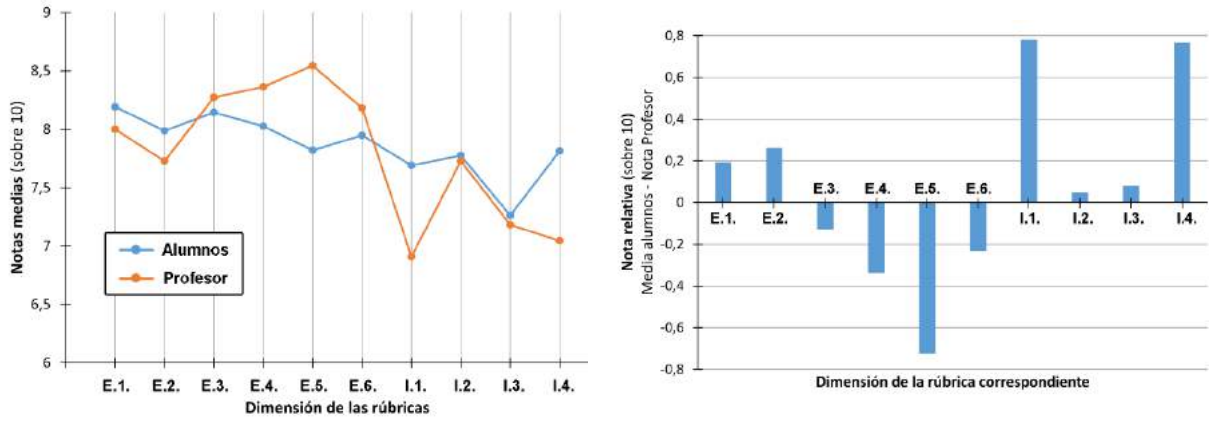


Figura 2: Diferencias de las notas medias de los alumnos y las notas del profesor para todos las defensas .

Evidentemente, la zona por encima del eje de abscisas en la figura 2 corresponde con una zona de sobrevaloración de los alumnos porque le han dado al trabajo correspondiente una nota mayor que el profesor y al contrario para la zona por debajo. En casi la totalidad de los 11 casos indicados, se comprueba que las notas sugeridas por los alumnos y el profesor difieren en ±0.5 puntos sobre 10. Por otro lado, se observa además que existen 6 casos en que la diferencia es únicamente de ±0.2 puntos sobre 10, lo que se manifiesta como un resultado excelente

reforzando positivamente el uso de rúbricas para realizar una co-evaluación. Es decir, el hecho de fijar sin ambigüedades los criterios de valoración/evaluación con una rúbrica adecuada posibilita que cualquier integrante de la clase evalúe una presentación de un trabajo con nota similar.

Por otro lado, en la figura 3(a) se han representado las notas medias (sobre 10 puntos) de todos los trabajos según el criterio de los alumnos en comparación con las notas medias que el profesor ha determinado, ambos datos para cada una de las dimensiones de las rúbricas de las tablas 1 y 2 que abarcan cuestiones intrínsecas y extrínsecas de las defensas. De este modo, se tiene una visión general de la calidad que alcanzan los equipos de trabajo en cada una de las cuestiones que abarcan las rúbricas. Además, en la figura 3(b) se muestra la diferencia entre las notas medias de la figura 3(a).



(a) (b)

Figura 3: Promedio de las evaluaciones de los alumnos y del profesor a las dimensiones correspondientes de las rúbricas de las Tablas 1 y 2 (a). En (b) se ha representado la diferencia entre ambas curvas.

Como tendencia general cabe decir que la calidad de las presentaciones fue buena, pues se comprueba rápidamente que las medias de cada una de las dimensiones de la rúbrica alcanzaban valores de notable alto, para ambos casos, según los criterios de los alumnos y del profesor, sin embargo, existen algunas diferencias y similitudes que deben ser comentadas.

Por un lado, y según los resultados indicados en la figura 3(b), existe una gran similitud (diferencia menor de 0.5 puntos sobre 10) en el criterio entre el profesor y los alumnos para las todas las dimensiones extrínsecas, menos la E.5., y las I.2. y I.3. Este resultado era esperado por el autor, pues los aspectos extrínsecos de la rúbrica son puramente formales dando cuenta, entre otros detalles, de si la fuente y el tamaño de las figuras eran adecuados o si la organización de la defensa fue conveniente, y evidentemente, cualquier alumno o alumna tiene el bagaje suficiente para determinar si una presentación posee carencias en cuanto a detalles de forma pues dichos aspectos no evalúan contenidos. Algo análogo se puede decir acerca de los aspectos intrínsecos I.2. y I.3. que dan cuenta de la soltura explicando del defensor y de si los diferentes apartados poseen cierta interconexión para una correcta comprensión del tema. El resultado para la dimensión E.5. estuvo fuera de la tendencia comentada, siendo los alumnos más severos con sus compañeros en cuanto al tiempo de exposición.

Por otro lado, la figura 3(b) muestra una clara diferencia en los aspectos intrínsecos I.1. y I.4. que intentan ser indicadores de si el defensor consiguió explicar los contenidos adecuadamente para que los oyentes entendieran el tema y de si el defensor se había preparado y/o sabía de lo que estaba hablando. Claramente, estos aspectos están relacionados con los contenidos de los respectivos temas. En este caso, existe una clara sobrevaloración de los alumnos respecto al criterio del profesor. Lógicamente, la diferencia es causa directa de que el profesor es un experto conocedor de la asignatura y posee una perspectiva diferente a los alumnos que inicialmente son profanos a los contenidos de los trabajos defendidos.

Finalmente, cabe decir que el 92.5% de los participantes (es decir, todos menos 3) superaron la evaluación conjunta final lo que fue un claro indicador de la buena atención prestada por los alumnos y alumnas en la sesión final de los seminarios creando una situación de aprendizaje adicional fuera de las fronteras de cada trabajo particular.

4. Conclusiones

La implantación de un EVA como soporte docente y la ejecución de una metodología docente basada en el aprendizaje cooperativo y una co-evaluación en base a una rúbrica se realizó de manera satisfactoria en el marco de una asignatura universitaria de ingeniería.

Además, el nuevo rol del profesor dentro del EVA como un good-troll fue aceptado por los alumnos y resultó una influencia positiva en el aprendizaje de contenidos específicos.

Los resultados empíricos indicaron que el uso de rúbricas es muy recomendable para evaluar las defensas orales de los alumnos y aunar e igualar criterios. Aunque existía una clara disconformidad en aspectos intrínsecos en donde el conocimiento acerca de los contenidos del profesor marcaba la diferencia.

Finalmente, cabe decir que esta metodología es extrapolable a cualquier campo o asignatura y que los alumnos, en virtud de los resultados de los aspectos del trabajo en equipo, se manifestaron satisfechos con la metodología y aceptaron que era propia de un marco universitario del siglo XXI fiel al cambio del paradigma educativo marcado por el EEES.

5. Agradecimientos

Este trabajo esta enmarcado dentro del proyecto de innovación docente PID1516_97 de la Universidad de Valladolid en el curso 2015/2016.

6. Referencias

[1] J. González, R. Wagenaar. Tuning educational structures in Europe, Publicaciones de la Universidad de Deusto (2ª edición), 2008. ISBN: 978-84-9830-644-6.

[2] R. Grangel, C. Campos, C. Rebollo, et al. A Software Engineering-Based Methodology for Selecting and Implementing Web 2.0 Technologies for Teaching, International Journal of Engineering Education, 31, (2015), 1645-1660.

[3] I.O. Dlala, D. Attiaoui, A. Martin, B.B. Trolls Identification within an Uncertain Framework. 26th IEEE International Conference on Tools with Artificial Intelligence (ICTAI). Limassol, Cyprus, (2013).

[4] M. Daniels, A. Cajander, T. Clear, R. McDermott. Collaborative Technologies in Global Engineering: New Competencies and Challenges, International Journal of Engineering Education, 31, (2015), 267–281.

[5] D. Gnaur, K. Svidt, M.K. Thygesen. Developing Students' Collaborative Skills in Interdisciplinary Learning Environments, International Journal of Engineering Education, 31, (2015), 257–266.

[6] R.A. Mulder, J.M. Pearce, C. Baik. Peer review in higher education: Student perceptions before and after participation, Active Learning in Higher Education, 15, (2014), 157-171.

[7] A. Gómez. Metodología SACC y Co-Evaluación en el Aula de Ingeniería. Caso Práctico: Mecánica para Máquinas y Mecanismos. XXII Congreso Universitario de Innovación Educativa en las Enseñanzas Técnicas. Almadén, España, (2014).

[8] P. Company, J. Otey, M. Contero, M.J. Agost, A. Alminana. Implementation of Adaptable Rubrics for CAD Model Quality Formative Assessment, International Journal of Engineering Education, 32, (2016), 749-761.

[9] S.H. Jin, K.I. Song, D.H. Shin, S. Shin. A Performance-Based Evaluation Rubric for Assessing and Enhancing Engineering Design Skills in Introductory Engineering Design Courses, International Journal of Engineering Education, 31, (2015), 1007-1020.

[10] D. Verano, S.M. González, A. Bolívar, M. Fernández, I. Galván. Valoración de la competencia de comunicación oral de estudiantes universitarios a través de una rúbrica fiable y válida, Revista Brasileira de Educação, 21, (2016), 39-60.

[11] Asociación Nacional de Evaluación de la Calidad y Acreditación. Real Decreto 1393/2007 del 29 de octubre (Grado Ingeniería Mecánica). http://www.eii.uva.es/titulaciones/grados/planes/455.pdf

[12] Página oficial de Turnitin: http://turnitin.com

Construcción de un equipo flexible de laboratorio para el ensayo de turbinas hidráulicas de acción

J. Ruiz Ramírez[1], A. Gil Aparicio[2], J.M. Marín López[1], D. Crespí Llorens[1], L. Payá Castelló[2], M. Lucas Miralles[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche. j.ruiz@umh.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas y Automática. Universidad Miguel Hernández de Elche.*

Las titulaciones del ámbito industrial, como los Grados en Ingeniería Mecánica o en Ingeniería Eléctrica, se han caracterizado tradicionalmente por su carácter eminentemente práctico. Las sesiones de laboratorio presentes en la mayoría de las asignaturas son parte fundamental para el entendimiento y aplicación de los conceptos estudiados en los programas de las mismas. Las asignaturas Sistemas Fluidomecánicos y Energía Eólica e Hidráulica, de los Grados en Ingeniería Mecánica y en Ingeniería Eléctrica de la Universidad Miguel Hernández de Elche, respectivamente, tienen como denominador común el estudio de la energía hidráulica aplicada (turbinas hidráulicas). Sin embargo, y a pesar de la naturaleza aplicada de la materia, no se dispone de material de laboratorio asociado y la evaluación de las competencias adquiridas en este ámbito, se ha realizado mediante la resolución de problemas en el examen escrito. En este trabajo se plantea una acción de innovación que tiene como doble objetivo la generación de material didáctico para el laboratorio por un lado, y la de redefinir el método de aprendizaje en el ámbito de la ingeniería aplicada a la energía hidráulica por el otro. Dicha acción de innovación consiste en la construcción de un equipo flexible de laboratorio para el ensayo de turbinas hidráulicas de acción (Pelton). La inclusión en la evaluación de la asignatura de una modalidad de evaluación por competición (competitive learning) empleando el equipo de ensayo fomenta el aprendizaje y la participación. Para ello, se plantea como tarea dentro de las asignaturas vinculadas al proyecto el diseño de un rodete tipo Pelton bajo unas premisas comunes de diseño. Cada grupo de estudiantes debe suministrar una propuesta CAD de diseño de turbina hidráulica de acción basándose en los contenidos estudiados en la lección teórica pertinente. Los diferentes diseños propuestos por equipos de estudiantes se generan mediante una impresora 3D y se ensayan en la maqueta construida para observar el funcionamiento real de los mismos. La turbina capaz de producir una mayor cantidad de potencia, resulta la ganadora de la competición.

1. Introducción

La Universidad Miguel Hernández de Elche (UMH) instauró sus titulaciones de Grado en el curso académico 2010/2011, fruto de la entrada en vigor de la legislación en materia de educación universitaria derivada del tratado de Bolonia. Entre la oferta de carreras técnicas, y más concretamente en titulaciones relacionadas con el ámbito industrial, la Escuela Politécnica Superior de Elche (EPSE) ofrece las actualmente las titulaciones de Graduado en Ingeniería Mecánica, Ingeniería Eléctrica e Ingeniería Electrónica y Automática. Dichas titulaciones, así como sus predecesoras, se han caracterizado tradicionalmente por su carácter eminentemente práctico. Las sesiones de laboratorio presentes en la mayoría de las asignaturas son parte fundamental para el entendimiento y aplicación de los conceptos estudiados en los programas de las asignaturas. Las asignaturas Sistemas Fluidomecánicos y Energía Eólica e Hidráulica, de los Grados en Ingeniería Mecánica y en Ingeniería Eléctrica de la UMH, respectivamente, tienen como denominador común el estudio de la energía hidráulica aplicada (turbinas hidráulicas). Entre los resultados del aprendizaje de ambas asignaturas se encuentran, entre otros, el caracterizar los distintos tipos de turbinas hidráulicas, describir el funcionamiento de sus partes principales, y establecer los parámetros fundamentales para el diseño o la selección de una turbina en un emplazamiento determinado. Sin embargo, y a pesar de la naturaleza aplicada de estos objetivos, las prácticas de laboratorio de dichas asignaturas se han ceñido a la realización de prácticas de informática, bien para la modelización de estos equipos, bien para el diseño de los mismos de manera teórica. La evaluación de las competencias adquiridas en este ámbito, se ha realizado mediante la resolución de problemas en el examen escrito. Este hecho está justificado por la escasez de recursos económicos así como la reciente creación de las mismas (nótese que ambas se imparten en los últimos cursos de dichas titulaciones). Por tanto, se hace necesaria

la presencia de algún equipo para el ensayo de turbinas hidráulicas, ya que como apuntan algunos trabajos localizados en la bibliografía, González et al. [1], el aprendizaje mediante experiencia práctica utilizando un prototipo de laboratorio de turbina hidráulica, fortalece los conocimientos teóricos. Además del aprendizaje basado en la práctica como mejora docente, otra de las estrategias comunmente manejadas por los educadores es la del aprendizaje por competición o *competitive learning*. Las principales ventajas de esta metología frente a la metodología tradicional de aprendizaje colaborativo radican en que los alumnos se enfrentan a retos similares a los que se dan en la vida real y que normalmente están basados en la competencia, que les ayuda a dar lo mejor de si mismos, que el pensamiento independiente y el esfuerzo normalmente tienen recompensa y que puede suponer una manera de animar el ambiente en el aula. Sin embargo, también presenta una serie de inconvenientes como frustración en aquellos casos que se encuentren por detrás del resto de sus compañeros o los conflictos personales que puedan aparecer. Para paliar la problemática existente, en este trabajo se plantea una acción de innovación que tiene como doble objetivo la generación de material didáctico para el laboratorio por un lado, y la de redefinir el método de aprendizaje en el ámbito de la ingeniería aplicada a la energía hidráulica por el otro. Dicha acción de innovación consiste en la construcción de equipo flexible de laboratorio para el ensayo de turbinas hidráulicas de acción (Pelton). De esta manera el objetivo de generación de material didáctico para laboratorio quedaría cubierto. Sin embargo, el objetivo más innovador radica en la inclusión en la evaluación de la asignatura de una modalidad de evaluación por competición (competitive learning) empleando el equipo de ensayo. Para ello, se plantea como tarea dentro de las asignaturas vinculadas al proyecto el diseño de un rodete tipo Pelton. Bajo unas premisas comunes de tamaño y punto nominal de funcionamiento, cada grupo de estudiantes debe suministrar una propuesta CAD de diseño de turbina hidráulica de acción basándose en los contenidos estudiados en la lección teórica pertinente. Los diferentes diseños propuestos por equipos de estudiantes se generan mediante una impresora 3D y se ensayan en la maqueta construida para observar el funcionamiento real de los mismos. De esta manera, los estudiantes son partícipes del proceso ingenieril completo, que implica el diseño, la construcción, el ensayo y el análisis. En este trabajo se describe la acción llevada a cabo. Para ello, se presentan en la Sección 2 los antecedentes de operación de este tipo de máquinas hidráulicas motoras para una mejor interpretación de los experimentos propuestos en la Sección 4. En la Sección 3, se describe el equipo construido, listando los componentes y características técnicas de éstos. Por su parte, en la Sección 5 se describen las pautas de la competición propuesta y finalmente, Sección 6 se recogen las conclusiones más significativas del trabajo.

2. Antecedentes: análisis del funcionamiento de una turbina Pelton

Con objeto de interpretar los experimentos planteados en la Sección 4, se describe aquí de manera resumida un análisis del funcionamiento de una turbina Pelton. Las turbinas de acción son máquinas hidráulicas motoras en las que el intercambio de energía entre el rodete y el fluido se produce principalmente por impulso o acción. Aquí un chorro de agua a alta velocidad es deflectado por un conjunto de álabes dispuestos alrededor del rodete, que, como consecuencia de la variación del momento cinético del fluido, genera un par que lo hace girar. La turbina Pelton es el tipo de turbina hidráulica de impulso de uso más común en la actualidad. El mecanismo de funcionamiento de este tipo de turbinas consiste en hacer incidir tangencialmente uno o varios chorros de agua a alta velocidad sobre los álabes dispuestos equiespaciadamente en la periferia del rodete. La energía del agua a la entrada del rotor es en forma de energía cinética del chorro, no existiendo prácticamente variaciones de altura estática en el fluido a través del rodete. En este tipo de turbinas la presión en el rodete se mantiene constante y esto provoca que el fluido no invada toda la cavidad entre los alabes. La variación del momento cinético del agua en el rodete produce sobre éste un par que lo hace girar. El agua sale de los álabes con una energía cinética residual relativamente baja y es dirigida hacia el canal de desagüe. Debido a que en cada instante el chorro o los chorros de agua sólo inciden sobre algunos de los álabes, las turbinas Pelton son obviamente de admisión parcial. En la Figura 1 (a) se muestra una representación esquemática de una instalación de turbinación con una turbina de acción. Tal y como se puede apreciar los elementos que componen la turbina son dos: el inyector y el rodete. La diferencia de energías mecánicas específicas entre la entrada y la salida del rodete o la *altura neta*, se puede expresar como,

$$gH_n = \left[\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz\right]_s^e = \frac{p_e}{\rho} \tag{1}$$

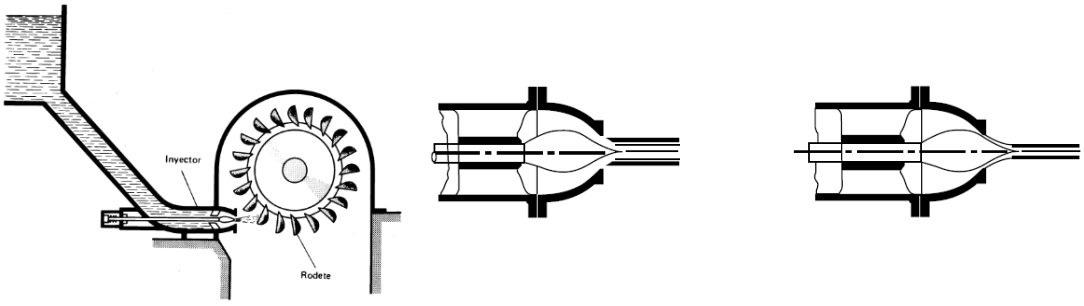
siendo p_e la presión a la entrada de la turbina, antes del inyector. La conversión total de la energía de presión en energía cinética proporciona el valor teórico de la velocidad ideal del chorro, $v_{1,máx}$,

$$v_{1,máx} = \sqrt{\frac{2p_e}{\rho}} = \sqrt{2gH_n} \tag{2}$$

La potencia hidráulica disponible (potencia neta) se puede expresar como el producto del gasto másico de agua (ρQ) y su contenido energético asociado (gH_n). El rendimiento de la máquina se define como el cociente entre la potencia generada, producto del par y la velocidad de giro ($M\Omega$) y la potencia disponible,

$$\dot{W}_n = \rho g Q H_n = p_e Q \tag{3}$$

$$\eta = \frac{\dot{W}_{eje}}{\dot{W}_n} = \frac{\dot{W}_{eje}}{\rho g Q H_n} = \frac{M\Omega}{p_e Q} \tag{4}$$



(a) (b)

Figura 1: (a) Esquema instalación turbinación con turbina Pelton (Viedma y Zamora [2]). (b) Elemento inyector: descripción gráfica de su funcionamiento. Izquierda, carga total. Derecha, carga parcial.

El elemento inyector en una turbina Pelton es el órgano regulador del caudal del chorro. Esencialmente consta de una válvula de aguja o punzón cuya posición (carrera) determina el grado de apertura de la tobera, Figura 1 (b). La modificación del caudal lograda gracias al punzón del inyector permite la modulación de la potencia producida por la máquina si ésta opera a velocidad de giro constante (máquina síncrona). Las pérdidas en este elemento se deben a la fricción con el fluido. Por tanto, la presión a la salida del inyector será menor que p_e y por tanto se reducirá la velocidad de descarga. Para cuantificar estas pérdidas se define el coeficiente de velocidad en las toberas de los inyectores C_V,

$$v_1 = C_V \sqrt{\frac{2p_e}{\rho}} = C_V \sqrt{2gH_n} \tag{5}$$

Obviamente C_V es función del diseño del inyector y su valor suele oscilar entre 0,97 y 0,99 en turbinas convencionales. La velocidad absoluta a la salida del inyector (entrada al rodete) v_1, sirve para determinar el caudal trasegado por la turbina y se puede escribir de acuerdo a la sección del chorro supuesta circular y dicha velocidad (ecuación de continuidad),

$$Q = v_1 A = v_1 \frac{\pi d_0^2}{4} \tag{6}$$

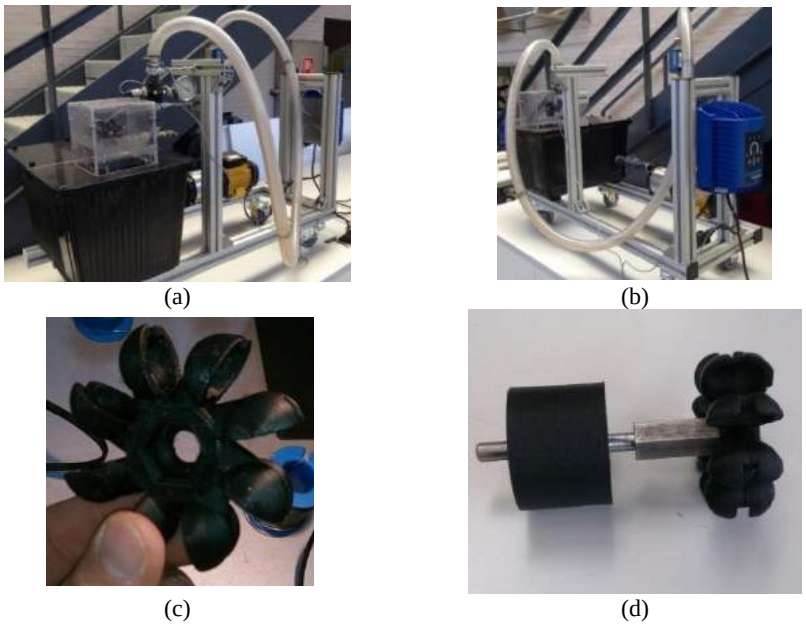
De acuerdo a la ecuaciones (1) y (2) se pueden estimar las pérdidas en dicho elemento,

$$H_{L,iny} = \left(1 - C_V^{\,2}\right) H_n \tag{7}$$

Por su parte, el rodete de las turbinas de acción está compuesto por la rueda Pelton y un conjunto de álabes (denominados cucharas) acopladas sobre la periferia de la misma. Las cucharas son cazoletas semiesféricas y simétricas que disponen de una arista central que divide el chorro en dos partes iguales que deslizan por el intradós de las dos semicazoletas y salen desviadas con un ángulo β_2. La deflexión del chorro produce una fuerza sobre el álabe que, multiplicada por la distancia al eje de la rueda y por la velocidad de giro produce el par que hace girar el eje. Las pérdidas mecánicas en los álabes como consecuencia del rozamiento con el fluido, son proporcionales a un factor de pérdida de carga adimensional y la energía cinética relativa del fluido en la entrada de la cuchara, y se pueden estimar como la diferencia entre las energías cinéticas relativas entre la entrada y la salida del álabe. La velocidad residual a la salida de la turbina se suele considerar como una pérdida de la propia turbina, Viedma y Zamora [2] por lo que se engloba dentro del rendimiento hidráulico. Por este motivo, la altura neta se puede simplificar como se ha mostrado en la Ecuación (1). Las curvas características de una turbina Pelton se pueden presentar para salto constante y para salto variable. Lo más común es obtener la característica a salto constante, pues se corresponde con la operación real de este tipo de turbinas. Sin embargo, y a pesar de tener escaso sentido físico (una turbina Pelton no opera a salto variable) su interés radica en poder compararlas con turbinas de reacción. Las curvas características de una turbina Pelton genérica tanto a salto constante como a salto variable pueden encontrarse en múltiples referencias bibliográficas, Hernández Krahe [3].

3. Descrición del equipo

El equipo de ensayo construido consta de 4 partes principales: la maqueta a escala de turbina Pelton con su caja estanca y eje, el sistema de bombeo, sistema de adquisición de datos y sistema de control electrónico de operación (Figura 2 (a) y (b)). La maqueta a escala de turbina Pelton se alberga dentro de una caja estanca de PET de 6 mm de espesor de dimensiones 15 x 15 x 15 cm. La caja se encuentra anclada a un depósito de agua de 45 l de capacidad. El ensamblaje entre caja y tapa de depósito permite que el modelo de tubina se pueda cambiar/reemplazar con cierta facilidad. La maqueta de la turbina se encuentra fabricada en Poliácido Láctico (PLA) y consta de 8 cucharas cuyas condiciones nominales de trabajo son una potencia de 100 W a una velocidad de giro de 2500 rpm,y se encuentra conectada al motor eléctrico que simula la carga mediante un eje con un acoplamiento hexagonal con la turbina (Figura 2 (c) y (d)). El elemento inyector está fabricado en latón a partir de un sistema de fumigación comercial al cual se le ha reemplazado el eje existente por una válvula de aguja cónica con un ángulo de 30º y longitud de 57 mm y una tobera cilíndrica con sección de salida de 5 mm^2 (diámetro de chorro d_0 = 2,5 mm). El sistema de bombeo está compuesto por una bomba centrífuga multietapa modelo ESPA PRISMA 15 3M que aspira desde la parte inferior del tanque de agua e impulsa el fluido hacia el inyector. El sistema de bombeo simula las condiciones del salto hidráulico en la instalación de turbinación. La bomba se encuentra conectada a un variador de frecuencia monofásico ARCHIMEDE IMMP1.1W que permite fijar la presión de consigna del bombeo (en intervalos de 0,5 bar) independientemente del caudal impulsado. Para ello, la velocidad de giro de la bomba se controla mediante un sensor de presión dispuesto a la entrada del inyector en paralelo con un manómetro para verificar el correcto funcionamiento. Para determinar el caudal impulsado por la bomba se dispone de un caudalímetro de turbina de la casa comercial OMEGA, modelo FTB792 con display para lectura in situ y salida 4-20 mA para conexión con sistema de adquisición de datos. La determinación de la presión y el caudal de entrada a la turbina permite determinar la potencia disponible para su conversión en potencia mecánica. El circuito hidráulico se ha construido en tubería de PVC de 20 mm de diámetro salvo por la conexión entre caudalímetro e inyector en la que se ha usado tubería flexible del mismo calibre. El sistema de control y la interfaz gráfica de usuario son los encargados de actuar sobre la turbina y monitorizar las variables de operación, respectivamente. Concretamente, el sistema de control diseñado ex profeso para este dispositivo, es el encargado de aplicar el par resistente al motor eléctrico. Mediante la interfaz de usuario se puede medir la velocidad de rotación de la maqueta y de esta manera podemos determinar la potencia mecánica generada por la misma,y con ella el rendimiento de operación.



(a) (b)

(c) (d)

Figura 2: (a), (b) Equipo de ensayo para turbinas Pelton construido. (c) Detalle chavetero hexagonal para transmisión de potencia. (d) Turbina acoplada a eje con rodamiento.

4. Tipos de experimentos

Se describen en esta sección los diferentes tipos de experimentos de partida que se pueden realizar con la equipo construido. Los experimentos seleccionados cubren el conocimiento básico práctico relacionado con la operación de una turbina Pelton para cumplir el primero objetivo del equipo. Sin embargo, lejos de ser un conjunto cerrado, la flexibilidad de la maqueta trata de suponer un estímulo para la planificación de nuevos experimentos.

4.1. Experimento 1: Relación entre la velocidad de la turbina y la presión. Obtención de C_V.

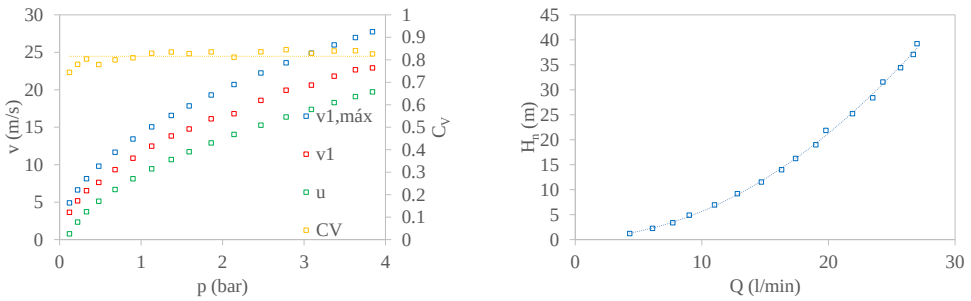
El objetivo de este experimento es observar la conversión de energía en la turbina y las pérdidas en los distintos elementos. Asimismo, los datos medidos permiten también caracterizar las pérdidas del elemento inyector (C_V y $H_{L,iny}$). Para llevar a cabo este experimento, se operará la maqueta sin ningún tipo de actuación del freno (giro libre) y manteniendo el inyector en posición fija (si se ensaya completamente abierto se asegura que la presencia de aire en la sección de salida como consecuencia de la acción del punzón es despreciable). La potencia hidráulica para observar la conversión de energía se modificará a través de la velocidad de giro del variador. Nótese que en este caso no ha de fijarse ninguna consigna de presión de manera que tanto presion como caudal cambiarán. La secuencia propuesta para llevar a cabo el experimento es la siguiente:

1. Fijar el par resistente en un valor nulo (giro libre de la turbina) y abrir al máximo el inyector.
2. Accionar la bomba al 100% de capacidad (máxima presión de operación permitida en el variador de frecuencia). Tomar lectura de la presión y el caudal de operación y la velocidad de giro de la turbina (ver Tabla 1).
3. Modificar el punto de trabajo de la bomba a través del variador. Se puede considerar que la curva es representativa cuando se miden un total de 5-6 puntos. Debido a las características de la instalación y del variador (intervalos de presión de 0,5 bar), se pueden obtener 6 medidas.
4. Repetir paso 3 las veces que sea necesario hasta obtener la curva o cuando la velocidad de rotación de la turbina sea nula.

La representación gráfica de los resultados obtenidos del experimento 1 se muestran en la Figura 3. Si se desea, también se puede representar la variación de la presión (H_n, Ecuación (5)) frente al caudal para obtener la característica de la turbina a salto variable.

Tabla 1:Tabla referencia para experimento 1. Las casilas sombreadas corresponden con los valores medidos.

Variable **Unidad**	**p** **(bar)**	**Q** **(l/min)**	**n** **(rpm)**	**$v_{1,máx}$** **(m/s)**	**v_1** **(m/s)**	**u** **(m/s)**	**C_V** **(-)**
Ecuación				(2)	(6)	(= ΩD/2)	(5)
Experimentos							



(a) (b)

Figura 3: (a) Variación velocidades características frente a caudal. Obtención coeficiente C_V. (b) Característica de la turbina a salto variable.

4.2. Experimento 2: Regulación potencia mediante estrangulación con inyector.

En este experimento se modifica la potencia extraída por la turbina a partir de la estrangulación del flujo mediante el órgano inyector. Dicha variación se representa a través del caudal frente a la velocidad de rotación de la máquina. Para llevar a cabo experimento, se operará la maqueta sin ningún tipo de actuación del freno (giro libre) y modificando progresivamente la posición del inyector. Se fijará la presión a la entrada del inyector para simular las condiciones de salto constante. La secuencia propuesta para llevar a cabo el experimento es la siguiente:

1. Abrir al máximo la sección de salida del inyector y accionar la bomba al fijando una consigna de presión.
2. Fijar el par resistente en un valor nulo (giro libre de la turbina) e ir modificando la apertura del inyector hasta que éste se encuentre totalmente cerrado. Tomar lectura de la presión, el caudal, la velocidad de

giro de la turbina y el par (ver Tabla 2). Se puede considerar que la curva es representativa cuando se miden un total de 5-6 puntos.

Tabla 2:Tabla referencia para experimento 2. Las casilas sombreadas corresponden con los valores medidos.

Variable Unidad	p (bar)	Q (l/min)	n (rpm)
Experimentos			

La representación gráfica de los resultados obtenidos del experimento 2 se muestran en la Figura 4. Aquí se observa el rápido incremento de las pérdidas para bajos caudales debido al estrangulamiento en el inyector y a la desviación del chorro en las cucharas para caudales alejados del de diseño. Este experimento podría repetirse para diferentes valores de par resistente en la maqueta, permitiendo obtener las curvas características a salto constante para diferentes aperturas relativas del inyector, Hernández Krahe [3].

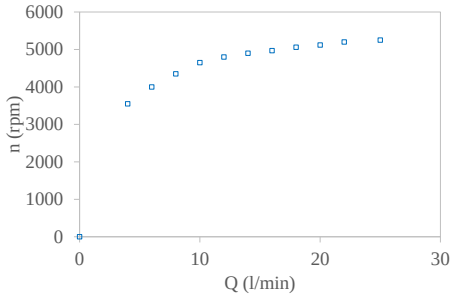


Figura 4: Variación de la velocidad de rotación con el caudal a partir de estragulamiento con inyector.

4.3. Experimento 3:Obtención de la característica de la turbina a salto constante.

El objetivo de este experimento es determinar la característica de la turbina a salto constante. Para llevar a cabo experimento, se operará la misma aplicando un par resistente progresivo desde el giro libre hasta que se frene, manteniendo el inyector en posición fija, preferiblemente totalmente abierto. Se fijará la presión a la entrada del inyector y se realizarán los ensayos para difrerentes valores de este parámetro. La secuencia propuesta para llevar a cabo el experimento es la siguiente:

1. Abrir al máximo la sección de salida del inyector y accionar la bomba fijando una consigna de presión.
2. Fijar el par resistente en un valor nulo (giro libre de la turbina) e ir modificando éste a través del sistema de control hasta que la turbina prácticamente se detenga. Tomar lectura de la presión, el caudal, la velocidad de giro de la turbina y el par (Tabla 3). Se puede considerar que la curva es representativa cuando se miden un total de 5-6 puntos para cada pareja de valores de p y Q.
3. Repetir pasos 2, 3 y 4 las veces que sea necesario hasta obtener las series de datos deseadas. Se recomienda realizar experimentos para al menos 4 consignas de presión. Si se considera oportuno, puede añadirse a una de las series anteriores una nueva curva con un caudal distinto al correspondiente a inyector abierto para una consigna de presión.

Tabla 3:Tabla referencia para experimento 3. Las casilas sombreadas corresponden con los valores medidos. Si bien se muestran únicamente 3 medidas para cada consigna de presión, se recomiendan al menos 5-6.

Variable Unidad	p (bar)	Q (l/min)	n (rpm)	M (Ncm)	$\dot{W}_n$ (W)	$\dot{W}_{eie}$ (W)	η (-)
Ecuación					(3)	(4)	(4)
Experimentos							

La representación gráfica de los resultados obtenidos del experimento 1 se muestran en la Figura 5. Aquí se observa la tendencia lineal del par así como la tendencia cuadrática de la potencia y la eficiencia frente a la velocidad de rotación.

4.4. Experimento 4: Obtención de la curva característica a salto y velocidad constantes.

El objetivo de este experimento es determinar la característica de la turbina a salto y velocidad de giro constantes. Se trata por tanto de experimentar con la turbina en condiciones reales de operación. En la práctica, el salto viene definido por la altura del almacenamiento de agua mientras que la velocidad de giro viene

impuesta por la frecuencia de la red y el número de pares del polos del alternador síncrono al cual se encuentra conectado el eje de la turbina para poder inyectar la energía en la red. Así pues, se trata de determinar el punto de funcionamiento óptimo de la máquina. Para llevar a cabo este experimento, se operará la maqueta fijando la presión a la entrada del inyector mediante el variador de frecuencia manteniendo el inyector en posición fija, preferiblemente totalmente abierto. A continuación, deberá seleccionarse (de manera prácticamente manual) una velocidad de rotación correspondiente a la mitad de la máxima para dicha presión de trabajo. La justificación de esta decisión se deriva del hecho que el punto de operación óptimo se obtiene para la relación $u/v_1 = 1/2$ (Viedma y Zamora [2], Hernández Krahe [3]), tal y como se puede observar en la Figura 5. Para ello, deberá modificar el par resistente sobre la turbina. Por ejemplo, de acuerdo a la Figura 5, si para la presión de 1 bar la velocidad de rotación máxima es de 2500 rpm, habrá que fijar n = 1250 rpm aplicando aproximadamente un par resistente de 7 N cm. En dicho punto se calcularán las potencias mecánica e hidráulica y por consiguiente el rendimiento. La secuencia propuesta para llevar a cabo el experimento es la siguiente:

1. Abrir al máximo la sección de salida del inyector y accionar la bomba al fijando una consigna de presión.
2. Fijar el par resistente en un valor que cumpla aproximadamente la relación $u/v_1 = 1/2$. Tomar lectura de la presión, el caudal, la velocidad de giro de la turbina y el par (Tabla 4).
3. Modificar la posición relativa de la aguja y el inyector para modificar el caudal. Adecuar el par resistente hasta que la velocidad de giro sea la determinada en el paso 3 y tomar lecturas. Se puede considerar que la curva es representativa cuando se miden un total de 5-6 puntos.

Tabla 4:Tabla referencia para experimento 4. Las casilas sombreadas corresponden con los valores medidos.

Variable **Unidad**	**p** **(bar)**	**n** **(rpm)**	**Q** **(l/min)**	**M** **(Ncm)**	$\dot{W}_n$ **(W)**	$\dot{W}_{eje}$ **(W)**	**η** **(-)**
Ecuación					(3)	(4)	(4)
Experimentos							

La representación gráfica de los resultados obtenidos del experimento 4 se muestran en la Figura 6. Aquí se observa que el rendimiento es constante para las condiciones de operación determinadas (Figura 6 (a), p = 3 bar y n = 2300 rpm) y un amplio rango de potencias generadas, viéndose especialmente afectado para valores bajos de caudal. La Figura 6 (b) muestra los rangos de trabajo óptimos de la turbina a través del rendimiento normalizado (cociente entre el rendimiento obtenido y el máximo para las condiciones de operación establecidas). En este caso se podría trabajar con potencias de salida comprendidas en el rango 30-70 W sin pérdida apreciable de eficiencia.

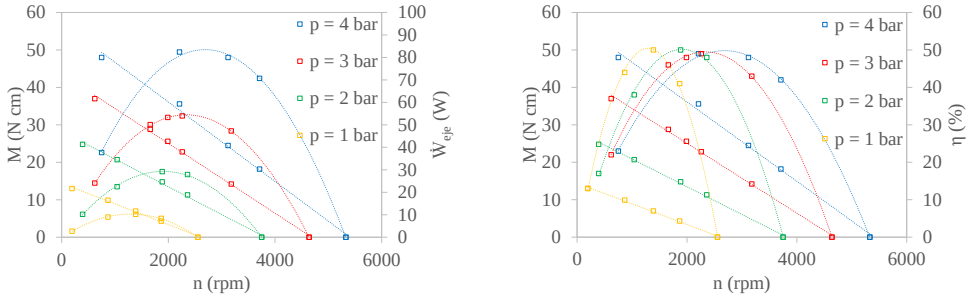


Figura 5: Característica de la turbina a salto constante. (a) Par y potencia mecánica extraída frente a velocidad de giro. (b) Par y rendimiento frente a velocidad de giro.

5. Características de la competición

Se describen en esta sección las condiciones impuestas por los docentes para el competitive learning planteado como segundo objetivo del equipo. Las premisas de diseño comunes a todos los grupos de estudiantes son las condiciones de salto hidráulico (potencia disponible) y dimensiones de la turbina. Todas las maquetas se fabrican en PLA mediante impresora 3D disponible en el departamento y a partir del diseño que los estudiantes generan en un entorno CAD (exportado a la impresora en formato *.stl*). Las especificaciones básicas para poder ser ensayada dentro del equipo de medida son unas dimensiones (diámetro x anchura) de 7 x 3 cm. Asimismo debe preverse un chavetero de forma hexagonal en el cubo de la maqueta para la transmisión de potencia al eje (Figura 2 (c)). El diseño de las cucharas (número e inclinación de las mismas, ángulo de salida de los álabes, etc)

se deja para que el estudiante trabaje con cierta libertad en su prototipo. Para ello, se les remite a la ecuación de Euler aplicada a turbomaquinaria vista en teoría (Viedma y Zamora [2], Hernández Krahe [3]) donde se indican los parámetros de cálculo y las condiciones de diseño de cucharas. Una vez diseñado y fabricado, la maqueta se ensaya en el equipo con el procedimiento descrito en el experimento 3 y se obtiene la potencia máxima obtenida por la turbina para el salto hidráulico de partida. Aquella que genere una mayor potencia tendrá por definición un mayor rendimiento. En caso de un hipotético empate, la realización del experimento 4 permitirá determinar qué diseño es más favorable para las condiciones dadas.

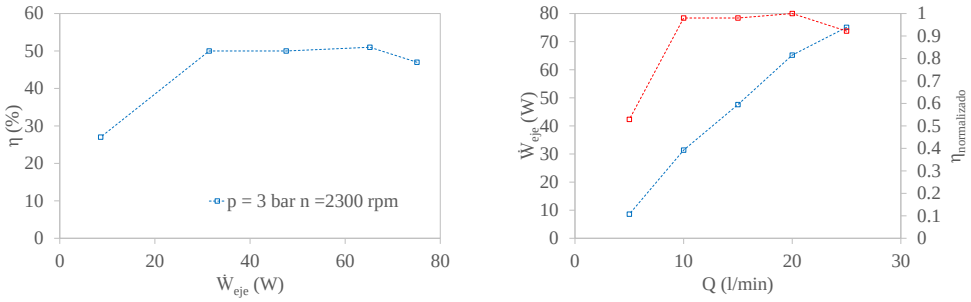


Figura 6: Característica de la turbina a salto y velocidad de rotación constantes. (a) Rendimiento frente a potencia mecánica extraída. (b) Potencia mecánica extraída y rendimiento normalizado frente a caudal.

6. Conclusiones

La escasez de material didáctico de laboratorio en algunas asignaturas de titulaciones del ámbito industrial supone una problemática a la hora de asimilar conceptos en ocasiones tan abstractos como los asociados a la mecánica de fluidos aplicada a la ingeniería hidráulica. Con el doble objetivo de cubrir esta necesidad por un lado, y la de adaptar la enseñanza al titulado del siglo XXI por el otro, se describen en este trabajo las características del equipo de laboratorio para el ensayo de turbinas hidráulicas de acción (Pelton) que se ha construido. Con este equipo, los estudiantes podrán experimentar esta clase de máquinas hidráulicas además de diseñar su propio rodete y ensayarlo en el equipo. De esta manera se incluye en el sistema de evaluación una nueva actividad basada en el aprendizaje por competición (competitive learning), donde los estudiantes son partícipes del proceso ingenieril completo, que implica el diseño, la construcción (impresión de maqueta mediante impresora 3D), el ensayo y el análisis. La actividad de innovación sufrirá un proceso de implantación gradual en las asignaturas vinculadas, pasando de una actividad voluntaria durante el presente curso académico (2015/2016) a una tercera vía de evaluación sumada a las dos existentes durante cursos posteriores. En función de la aceptación y del número de matriculados en las asignaturas, la actividad de innovación podrá formar parte obligatoria de la evaluación de las asignaturas. Las pruebas piloto realizadas con grupos reducidos de estudiantes de los grados de Ingeniería Mecánica e Ingeniería Eléctrica de la Universidad Miguel Hernández muestran mejoras prometedoras en el proceso de aprendizaje. Sin embargo, dada la reciente implantación de la metodología de evaluación, no se dispone de indicadores fiables que permitan cuantificar dicha mejora.

7. Referencias

[1] Y. González, M. Oliveros, J. Guzmán. Estrategia para la enseñanza de ingeniería de medición, Revista de Formación e Innovación Educativa Universitaria, 7, 2, (2014), 102-116.

[2] A. Viedma y B. Zamora. Teoría y problemas de máquinas hidráulicas, Ed. Horacio Escarbajal, 2008. ISBN: 978-84-932965-2-0.

[3] J.M. Hernández Krahe. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Servicio de publicaciones de la UNED, 2005. ISBN: 84-362-3201-1.

8. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer la al Vicerrectorado de Investigación e Innovación de la Universidad Miguel Hernández de Elche por la financiación recibida a través de la concesión del proyecto con referencia INNOVA+UMH-INNOVA2015/13 solicitado en la convocatoria INNOVA+2015. Asimismo, citar a J.Cortés y E. Sánchez por su colaboración desinteresada en las tareas construcción.

Revisión de algunos mecanismos de barras propuestos por Artobolevski

L. Jordi Nebot, J. Puig-Ortiz, P. Català Calderon, S. Cardona Foix

ETSII Barcelona. Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya.

lluisa.jordi@upc.edu; joan.puig@upc.edu; pau.catala@upc.edu; salvador.cardona@upc.edu

En la asignatura Teoría de Máquinas y Mecanismos del Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales que se imparte en la Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona de la Universitat Politècnica de Catalunya, el alumnado realiza un ejercicio de análisis de mecanismos mediante el programa de simulación propio de la asignatura. En este ejercicio, se trabajan las competencias propias de la asignatura y competencias transversales como el trabajo en equipo y la comunicación eficaz de forma escrita, mediante la presentación de un informe. El planteamiento del trabajo a realizar en el ejercicio ha ido cambiando y adaptándose al encargo docente de la asignatura. Desde el curso 2013-2014, el ejercicio de simulación consiste en el análisis de diversos aspectos de mecanismos de barras propuestos por Artobolevski. El profesorado selecciona un número reducido de mecanismos, unos 20, que se toman como base para generar un conjunto de enunciados diferentes para los equipos de un mismo grupo-clase. Las variaciones se obtienen por escalado del mecanismo y por los objetivos de los análisis cinemático y dinámico propuestos. El extenso trabajo realizado sobre cada uno de los mecanismos analizados ha permitido detectar algunas inconsistencias en el texto que, en general, se han resuelto tomando por válida la estructura del mecanismo dada por su representación gráfica y adaptando el enunciado adjunto. En este trabajo se presentan algunos de los casos encontrados que han estimulado a los autores a seguir el camino iniciado para mejorar una obra de la categoría de Artobolesvki.

1. Introducción

En la asignatura Teoría de Máquinas y Mecanismos del Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales que se imparte en la Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona de la Univeritat Politècnica de Catalunya, el alumnado realiza un ejercicio de análisis de mecanismos mediante el programa de simulación propio de la asignatura [1].

En este ejercicio, se trabajan tanto las competencias propias de la asignatura asociadas a los conocimientos de Teoría de Máquinas y Mecanismos como competencias transversales. Por lo que se refiere a las competencias propias, se espera que los alumnos sean capaces de realizar esquemas normalizados de mecanismos y aprendan a realizar e interpretar correctamente los análisis cinemático y dinámico de mecanismos mediante la simulación de los mismos por ordenador. Por lo que se refiere a las competencias transversales, los alumnos adquieren capacidades para el trabajo en equipo y se espera que sean capaces de comunicarse eficazmente de forma escrita, mediante la elaboración de un informe.

En la asignatura equivalente previa al actual plan de estudios, el trabajo consistía en el análisis de un mecanismo real escogido libremente por los alumnos. El hecho de analizar un mecanismo real añadía motivación en el alumnado pero requería una tutorización intensiva por parte del profesorado para poder acotar el volumen de trabajo a realizar. A partir de la implantación del Grado, se ha cambiado el planteamiento del trabajo para adaptarse al encargo docente de la asignatura, tal como se expone en [2, 3].

Desde el curso 2013-2014, el ejercicio de simulación consiste en el análisis de diversos aspectos de mecanismos de barras propuestos por Artobolevski [4]. El equipo docente tomó la decisión de utilizar este texto con la finalidad de no eliminar el trabajo en equipo dentro de las actividades de la asignatura.

El profesorado de la asignatura selecciona un número reducido de mecanismos, unos 20, que se toman como base para generar un conjunto de enunciados diferentes para los equipos de un mismo grupo-clase. Las variaciones se obtienen por escalado del mecanismo, por los objetivos del análisis cinemático propuesto y por la obtención, en el análisis dinámico, de las acciones de enlace en distintos pares cinemáticos.

Los trabajos realizados durante estos cursos, a partir de mecanismos de barras y colisas del texto de Artobolevski, han permitido detectar algunas inconsistencias en el texto. Las más habituales son:

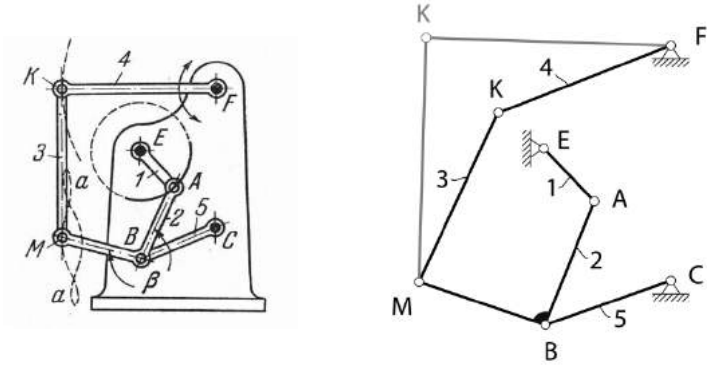
- Mecanismos en los que se afirma que un punto describe una determinada curva plana y el esquema y los datos del enunciado no llevan a obtener dicha curva.
- Mecanismos en los que las dimensiones del enunciado y las de su representación gráfica no coinciden o son claramente incoherentes.
- Mecanismos en los que faltan dimensiones en el enunciado.
- Mecanismos en los que se proporciona una ecuación analítica para describir la trayectoria de alguno de los puntos que resulta ser errónea.

En este trabajo se presentan algunos de los casos encontrados que han estimulado a los autores a seguir el camino iniciado para mejorar una obra de la categoría de Artobolesvki. En todos los casos, se propone una solución que prioriza el objetivo del mecanismo expuesto habitualmente en el título (por ejemplo, mecanismo para trazar una elipse). En casos de discrepancia entre la representación gráfica y el enunciado, en general, se ha tomado por válida la estructura del mecanismo representada y se ha adaptado el enunciado adjunto. En el caso de las ecuaciones erróneas, simplemente, se ha corregido dicha ecuación.

2. Mecanismos analizados

2.1. Mecanismo de Chebyshev de seis elementos articulados para transformar el movimiento basculante en movimiento giratorio

En la figura 1 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 595 en [4], y una representación esquemática de acuerdo con los criterios del ámbito de Teoría de Máquinas y Mecanismos.



(a) (b)

Figura 1: Mecanismo 595. Representación original (a) y solución propuesta (b).

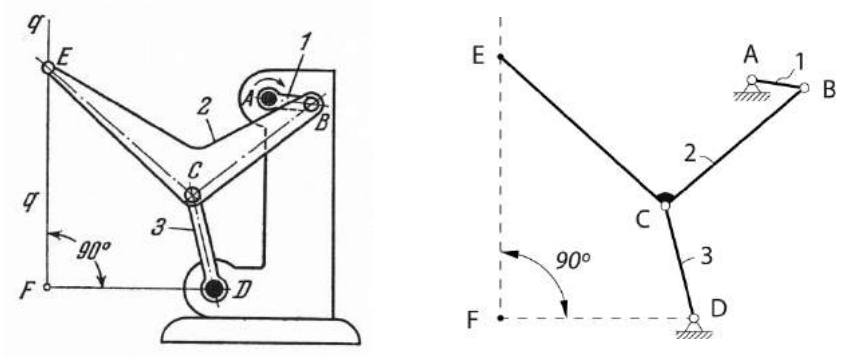
De acuerdo con el enunciado, una vuelta de la manivela EA se corresponde con una oscilación completa del balancín KF y hace que el punto M describa la trayectoria *a–a* indicada en la figura 1a. Sin embargo, el hecho de añadir las barras 3 y 4 al cuadrilátero articulado EABC hace que el mecanismo llegue a un punto muerto para la orientación del balancín KF de 45,5º respecto a la horizontal. Esto impide que la manivela realice vueltas completas y con ello que el punto M describa la trayectoria *a–a*.

Un análisis de la figura 1a pone de manifiesto que las barras MK y KF no tienen las dimensiones indicadas en el enunciado sino que son de mayor longitud. Tomando estas barras de longitud MK = KF = 1,9 correspondientes a las proporciones de la figura 1a, desaparece el punto muerto comentado y se consigue la trayectoria deseada para el punto M.

En este caso, la solución es dar por válida la estructura del mecanismo dada por su representación gráfica.

2.2. Mecanismo directriz rectilíneo de Evans de cuatro elementos articulados

En la figura 2 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 670 en [4], y su esquema. Este mecanismo corresponde a un cuadrilátero articulado ABCD.



(a) (b)

Figura 2: Mecanismo 670. Representación original (a) y solución propuesta (b).

Si se tienen en cuenta las dimensiones explicitadas en el enunciado (AD = 4,9 AB; BC = 3,56 AB; DC = 2,21 AB; CE = 4,4 AB; BE = 5,33 AB y DF = 4 AB) el cuadrilátero no cumple la condición de Grashoff por lo que la barra AB no puede realizar vueltas completas y el tramo en el que el punto E describe una trayectoria casi rectilínea es muy pequeño. Si se toman las dimensiones a partir de la representación gráfica original de la figura 2a, que no cumple las proporciones explicitadas en el enunciado, el cuadrilátero sigue sin cumplir la condición de Grashoff pero el tramo en el que el punto E describe la trayectoria casi rectilínea aumenta. Finalmente, tomando como base la representación gráfica y reduciendo la longitud de la manivela AB para que se cumpla la condición de Grashoff el tramo casi rectilíneo de la trayectoria del punto E aumenta. Sin embargo en ninguno de los tres casos se cumple que DF = 4 AB., como puede observarse en la figura 3.

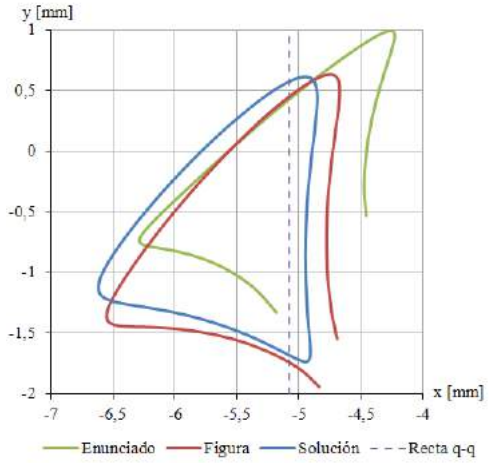


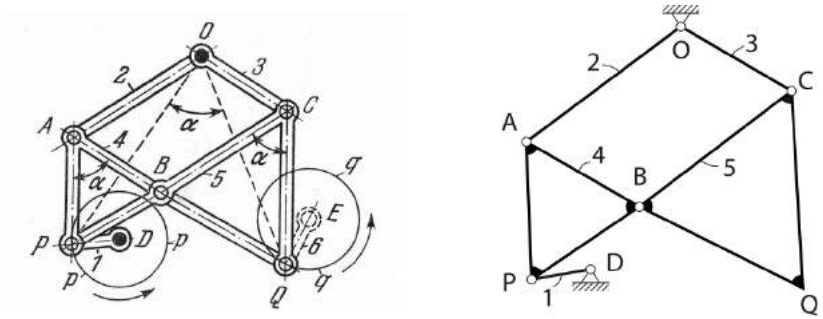
Figura 3: Trayectoria del punto E.

En este caso, la solución es dar por válida la estructura del mecanismo dada por su representación gráfica pero modificando la longitud de la manivela AB.

2.3. Mecanismo directriz circular de Delaunay de palancas articuladas

En la figura 4 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 688 en [4], y su esquema.

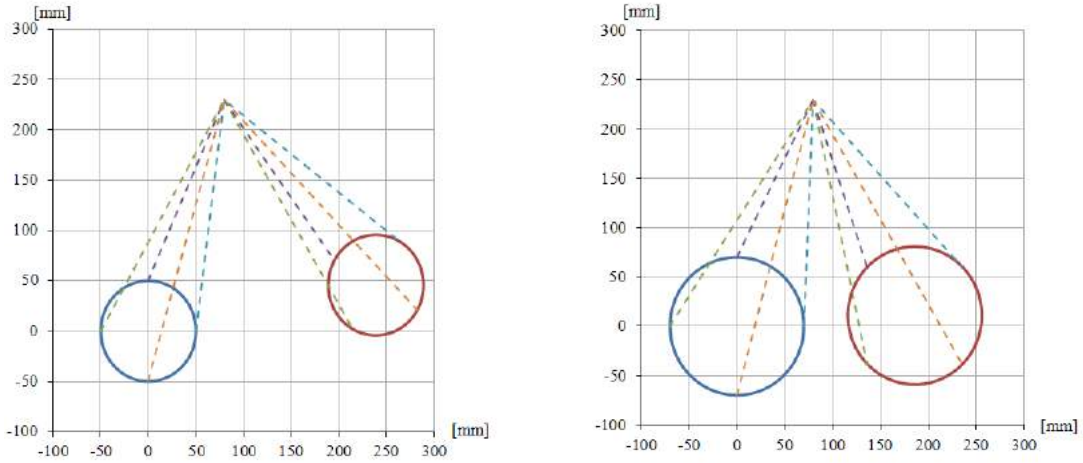
El esquema del mecanismo original representa una estructura sin ningún grado de libertad hecho que contradice el título del mecanismo. Las articulaciones P, B y Q entre los sólidos 4 y 5 hacen que ambos sólidos no tengan movilidad relativa. Las puntos A y C mantienen constante la distancia entre ellos por lo que el paralelogramo AOCB tampoco tiene movilidad. Este hecho lleva a que los sólidos 2, 3, 4 y 5 sean solidarios. El posible movimiento de rotación de estos entorno del punto O es incompatible con el movimiento de rotación del punto P entorno de D, como se afirma en el enunciado. Así pues, queda claro que el esquema original presenta algún error.



(a) (b)

Figura 4: Mecanismo 688. Representación original (a) y solución propuesta (b).

La solución propuesta es la transformación de los sólidos 4 y 5 para que sean dos triángulos articulados entre ellos en el punto B. En este caso se cumplen las especificaciones del enunciado para cualquier valor del ángulo α y sean cuales sean las dimensiones del cuadrilátero formado por las barras DP, PA, AO y la distancia entre los puntos fijos OD siempre que este cuadrilátero cumpla la condición de Grashoff.

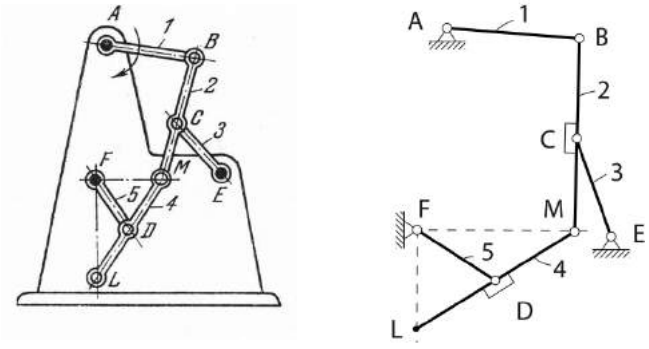


(a) (b)

Figura 5: Trayectorias de los puntos P y Q para distintos valores del ángulo α (a) y distintos valores de las dimensiones (b)

2.4. Mecanismo directriz rectilíneo de seis elementos articulados

En la figura 6 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 690 en [4], y su esquema.



(a) (b)

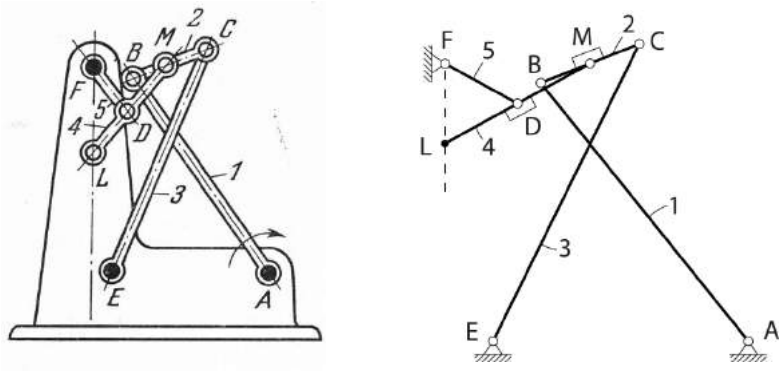
Figura 6: Mecanismo 690. Representación original (a) y solución propuesta (b).

El mecanismo se corresponde con un cuadrilátero articulado ABCE al que se le ha añadido un grupo de Assur formado por los sólidos numerados como 4 y 5 y los pares cinemáticos D, F y M. Tal como se afirma en el enunciado original, el punto L de la barra 4 describirá una trayectoria con un tramo rectilíneo vertical cuando al

mismo tiempo el punto M describa una trayectoria con un tramo rectilíneo horizontal. Sin embargo con las dimensiones explicitadas en el enunciado esto no ocurre. La solución propuesta consiste en desplazar el punto F verticalmente de manera que la recta FE forma un ángulo de 1,9092º con la horizontal.

2.5. Mecanismo aproximadamente directriz de Chebyshev de seis elementos articulados

En la figura 7 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 691 en [4], y su esquema.



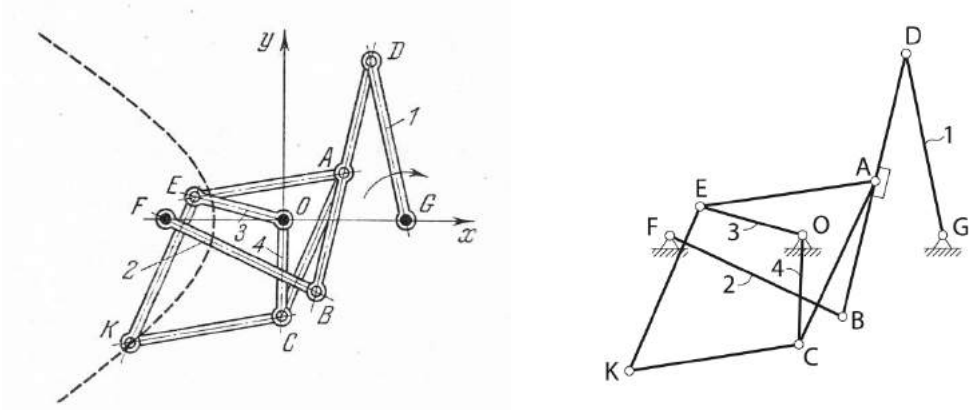
(a) (b)

Figura 7: Mecanismo 691. Representación original (a) y solución propuesta (b).

Al igual que el mecanismo del apartado anterior, el mecanismo ahora analizado es un cuadrilátero articulado ABCE al que se le ha añadido un grupo de Assur formado por los sólidos numerados como 4 y 5 y los pares cinemáticos D, F y M. La figura original revela que la dimensión AE explicitada en el enunciado (AE=0,46 AB) no se corresponde con la figura donde claramente es superior. Si se toma AE=0,65 AB correspondiente a las proporciones de la figura se consigue mejorar el tramo rectilíneo de la trayectoria del punto L, aunque no se consigue que sea vertical. Por ello, se propone una segunda modificación que consiste en tomar AE=0,77 AB.

2.6. Mecanismo de palancas articuladas de Kleiber para trazar hipérbolas

En la figura 8 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 764 en [4], y su esquema.



(a) (b)

Figura 8: Mecanismo 764. Representación original (a) y representación esquemática (b).

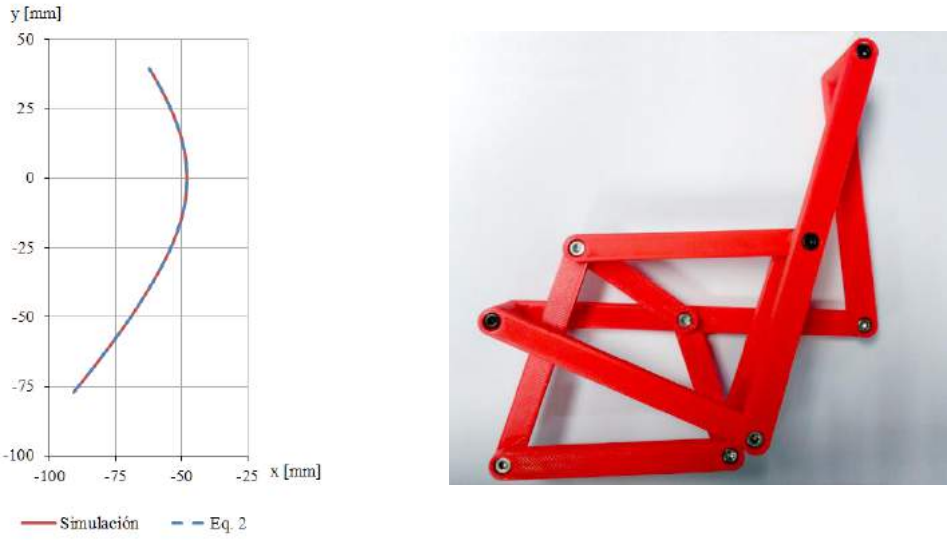
Según el enunciado, el punto K del mecanismo sigue una trayectoria de hipérbola que verifica la ecuación (1). Las dimensiones del enunciado son FB = GD = a, FG = BD = $\sqrt{2}\,a = b$, AC = CK = KE = EA = m, OE = OC = n.

$$\frac{x^2}{\frac{m^2-n^2}{a^2}} - \frac{y^2}{\frac{m^2-n^2}{b^2-a^2}} = 1 \qquad (1)$$

La ecuación 1 es errónea dimensionalmente y, después de analizar el mecanismo, se ha encontrado que la ecuación correcta de la hipérbole para el punto K es la presentada en la ecuación 2 que difiere de la ecuación 1 en el término de la parte derecha, siendo este a^2.

$$\frac{x^2}{\frac{m^2-n^2}{a^2}} - \frac{y^2}{\frac{m^2-n^2}{b^2-a^2}} = a^2 \tag{2}$$

Se hace notar que para que el punto K describa la trayectoria hiperbólica de la ecuación 2 se deben cumplir las siguientes condiciones que no están explicitadas en el enunciado, aunque sí que parecen las más obvias de suponer de acuerdo con la Figura 8a: BA = AD = $\sqrt{2}$ $a/2 = b/2$, FO = OG = $\sqrt{2}$ $a/2 = b/2$. En la figura 9a se representa la trayectoria del punto K tomando a = 100 mm, m = 80 mm y n = 40 mm. En la Figura 9b se presenta la construcción del mecanismo mediante la técnica de prototipado rápido de impresión 3D de deposición por hilo fundido.

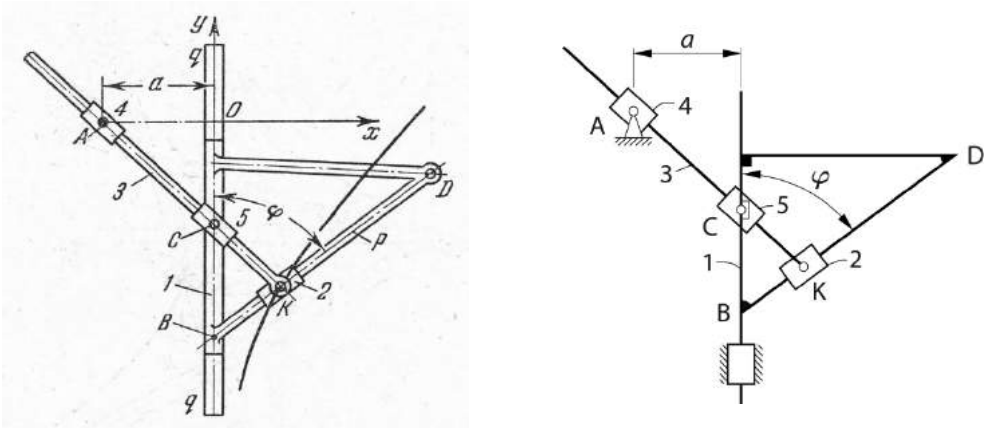


(a) (b)

Figura 9: Trayectoria del punto K (a). Mecanismo fabricado con una impresora 3D (b).

2.7. Hiperbológrafo de palancas y colisa de Rotsch

En la figura 10 se presentan el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 1063 en [4], y su esquema.



(a) (b)

Figura 10: Mecanismo 1063. Representación original (a) y representación esquemática (b).

Según el enunciado original, cuando la corredera 1 se desplaza verticalmente el punto K describe una hipérbola cuya ecuación es:

$$x^2 - x\,y\tan\varphi + (k\tan\varphi - a)\,x + a\,k\tan\varphi = 0 \tag{3}$$

donde k = CB y a y φ se muestran en la figura 12. Sin embargo la ecuación de la trayectoria que describe el punto K es la que viene dada por la ecuación 4.

$$x^2 - x\,y\tan\varphi - (k\tan\varphi - a)\,x - a\,k\tan\varphi = 0 \tag{4}$$

2.8. Mecanismo de corredera y manivela de Sómov para trazar una elipse

En la figura 11 se presenta el enunciado original de este mecanismo, numerado como mecanismo 1624 en [4].

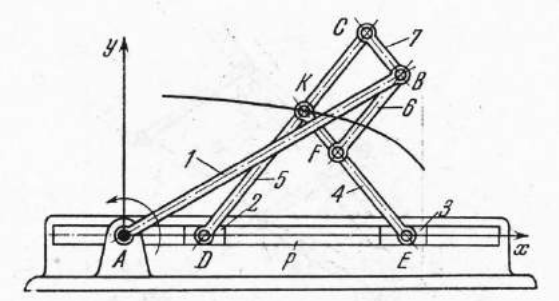


Figura 11: Mecanismo 1624. Representación original.

Según el enunciado, las dimensiones del mecanismo satisfacen las condiciones DK = KE = a, KC = FB = c, KF = CB = b y AB = a + b +c y el punto K describe una elipse que verifica la ecuación 5.

$$\frac{x^2}{(a-2b)^2} + \frac{y^2}{a^2} = 1 \tag{5}$$

Con las dimensiones especificadas, el punto K no describe una elipse, como se observa en la figura 12.

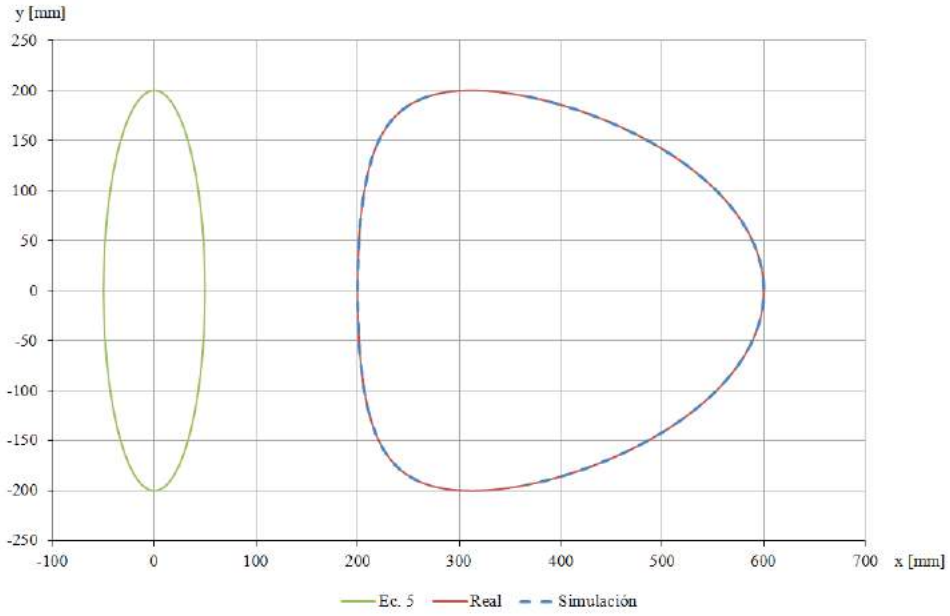


Figura 12: Trayectoria descrita por la ecuación 5 y trayectoria real del punto K.

Si se toma AB = a – b +c el punto K describe la trayectoria descrita por la ecuación 5 pero entonces la barra AB se encuentra encima de la barra BF, como se observa en la figura 13a. Por lo tanto la configuración mostrada en la figura 11 no corresponde a esta situación. Si se toma por correcta la configuración de la figura 11 y se añade la corrección para la longitud de la barra AB entonces la trayectoria del punto K viene descrita por la ecuación 6.

$$\frac{x^2}{(a+2c)^2}+\frac{y^2}{a^2}=1 \tag{6}$$

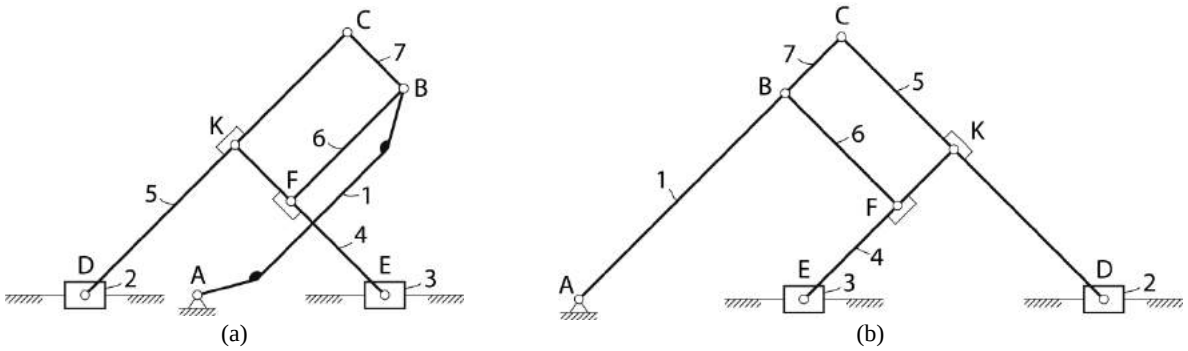


Figura 13: Soluciones propuestas: K describe la trayectoria de la ecuación 5 (a) o de la ecuación 6 (b).

3. Conclusiones

Durante seis cuatrimestres, los alumnos han analizado y estudiado mecanismos de barras y colisas propuestos por Artobolesvky en [4] y los profesores han detectacdo algunas incorrecciones o incoherencias entre los enunciados, los esquemas y/o las ecuaciones propuestas en los enunciados.

En esta ponencia se han presentado, para ocho mecanismos, posibles alternativas que solucionan los problemas detectados, tanto por lo que se refiere a incoherencias entre enunciados y figuras como por lo que se refiere a ecuaciones de trayectorias de puntos de los mecanismos analizados.

4. Bibliografía

[1] D. Clos, J. Puig. PAM. un programa de análisis de mecanismos planos de *n* grados de libertad enfocado a la docencia universitaria, Anales de Ingeniería Mecánica, 15(1), (2004), 757-765.

[2] L. Jordi Nebot, R. Pàmies-Vilà, P. Català Calderon, J. Puig-Ortiz. Enhancement in evaluating small group work in subjects with large number of students. Machine Theory at Industrial Engineering Degrees, Journal of Technology and Science Education, 3(1), (2013), 11-22.

[3] S. Cardona, L. Jordi, R. Pàmies-Vilà, P. Català. Evolution of the Supervised Work in Machine and Mechanism Theory at ETSEIB, New Trends in Educational Activity in the Field of Mechanism and Machine Theory, Springer, Mechanism and Machine Science, 19, (2013), 303-310. DOI10.1007/978-3-319-01836-2_33

[4] I. I. Artobolesvki. Mecanismos en la técnica moderna. Mir (1978).

Diseño e Impresión de Modelos 3D de Transmisiones Epicicloidales para Ayuda a la Docencia

I. González Pérez[1], M. Martínez Díaz[2], A. Fuentes Aznar[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. ignacio.gonzalez@upct.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. mmd2@alu.upct.es*

[3]*Department of Mechanical Engineering. Rochester Institute of Technology. afeme@rit.edu*

En el presente trabajo se ha llevado a cabo el diseño de tres tipos representativos de transmisiones epicloidales para su posterior impresión 3D con el objetivo doble de facilitar, por un lado, las tareas de visualización y entendimiento de los movimientos involucrados en las transmisiones epicicloidales en un primer curso de introducción a la Teoría de Mecanismos y, por otro lado, ampliar los conocimientos de un alumno interno sobre el diseño de este tipo de transmisiones, requiriendo para ello la derivación de relaciones entre los números de dientes de los engranajes y de desfase angular entre los satélites para un montaje equidistante de los mismos en el tren epicicloidal. La metodología utlizada puede ser fácilmente extendida a otros tipos de transmisiones epicicloidales más complejas.

1. Introducción

Las actividades de enseñanza-aprendizaje dirigidas al análisis cinemático de las transmisiones epicicloidales presentan una primera dificultad entre el alumnado de los primeros cursos de introducción a la Teoría de Mecanismos: realizar el esquema cinemático de una transmisión dada o visualizar la transmisión a partir de un esquema cinemático dado. A esta primera dificultad le sigue una segunda dificultad y es la de visualizar los movimientos relativos entre los elementos del tren.

Los objetivos del presente trabajo son:

(i) Dotar a las actividades de enseñanza-aprendizaje sobre trenes epicicloidales con modelos sólidos que permitan visualizar los componentes y sus movimientos relativos, sirviendo de un soporte adicional en la docencia de este tipo de elementos en un primer curso de introducción a la Teoría de Mecanismos.

(ii) La fabricación de estos elementos mediante la ayuda de impresoras 3D requiere de un trabajo de análisis de la posición de los diferentes elementos en el tren, y de diseño de los mismos, ampliando los conocimientos que un alumno interno haya podido adquirir sobre transmisiones epicicloidales en este primer curso de introducción a la Teoría de Mecanismos.

Dada la tipología diversa de trenes epicicloidales y de la posibilidad de combinar diferentes tipos, el primer objetivo supone una ayuda importante para visualizar el movimiento de los diferentes trenes, siendo fabricados éstos con una función exclusivamente docente. Respecto al segundo objetivo, el análisis de la posición requiere de un trabajo de investigación guiado por el profesor que permitirá obtener relaciones entre los números de dientes de los engranajes que conforman el tren y de desfase angular entre los distintos satélites para un montaje equidistante de los mismos.

Para la fabricación de los modelos sólidos de los engranajes mediante impresora 3D es necesario obtener en primer lugar los modelos geométricos de los engranajes. Éstos se generan virtualmente utilizando la teoría moderna de engranajes [1], obteniendo las superficies de los dientes como envolvente de la familia de superficies correspondientes de la herramienta virtual de corte, familia de superficies obtenida a lo largo del movimiento relativo de la herramienta respecto del engranaje en un sistema solidario a éste. La fabricación de los modelos sólidos de otros elementos (como los brazos portasatélites, los ejes, etc.) en impresora 3D requiere ajustarse, en la medida en que sea posible, a un diseño que permita el depósito de material de abajo hacia arriba sin partes en voladizo.

La colocación de los modelos geométricos de los engranajes en el brazo portasatélites requiere entonces de la utilización de relaciones de ensamblaje de los engranajes satélite para un montaje equidistante de los mismos. Estas relaciones han de tenerse en cuenta en el diseño y vienen descritas en [1] para el caso de un tren

epicicloidal sencillo como el mostrado en la figura 1(a), ampliándose en el presente trabajo a otros tipos de trenes epicicloidales (como los mostrados en las figuras 1(b) y 1(c)).

La fabricación mediante impresora 3D requiere además que la holgura, siempre necesaria en cualquier aplicación, sea importante en este proceso para garantizar el movimiento de los distintos elementos del tren epicicloidal, dada la menor precisión en la fabricación. La holgura será controlada con el desplazamiento de la herramienta virtual de corte en la generación del modelo geométrico de los engranajes [2].

En el presente trabajo se ha llevado a cabo el diseño de los siguientes trenes epicicloidales (véase la figura 1): (a) tren epicicloidal con una sola hilera de engranajes satélite, (b) tren epicicloidal con dos hileras de engranajes satélite engranados entre sí, y (c) tren epicicloidal con dos hileras de engranajes satélite solidarios. Estos modelos constituyen la base para la creación de modelos de elementos finitos para la determinación de la capacidad de carga en estas transmisiones [3].

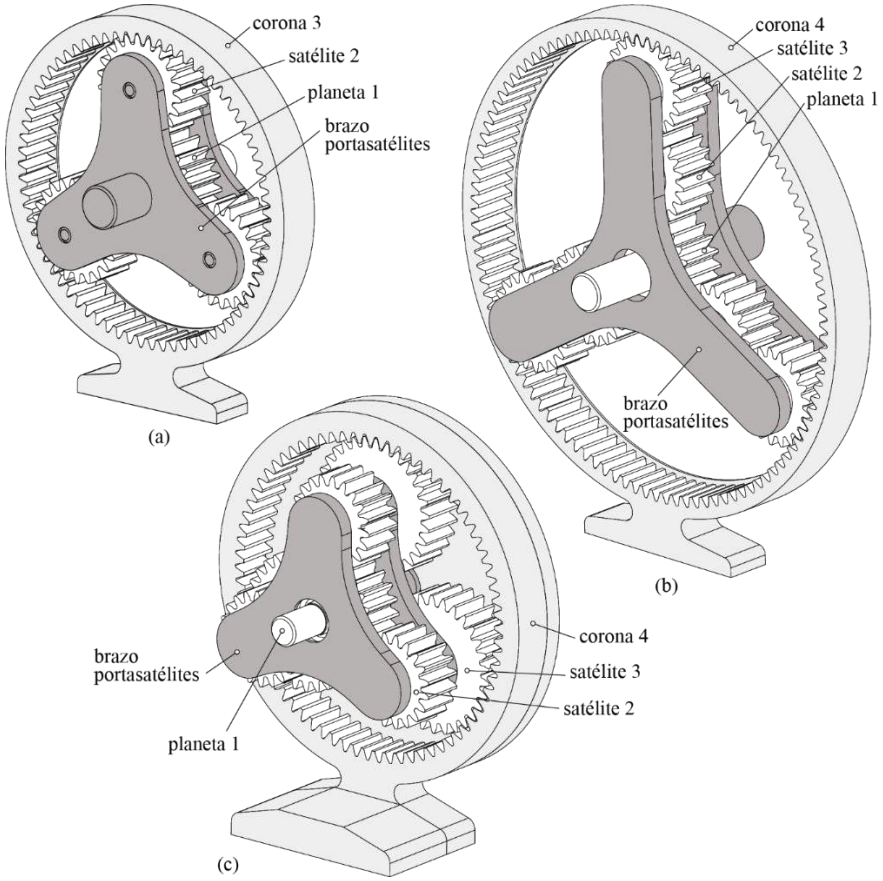


Figura 1: Modelos de transmisiones epicicloidales.

2. Generación virtual de los modelos geométricos de los engranajes

Para la determinación de los modelos geométricos de los engranajes se ha optado por un procedimiento basado en la generación virtual del engranaje a partir de una herramienta de corte también virtual, una cremallera en el caso de engranajes con dentadura externa y un piñón cortador en el caso de engranajes con dentadura interna. Dado que la finalidad es la impresión 3D podría haberse optado por otro procedimiento más sencillo de obtención de los modelos geométricos a partir de las ecuaciones de la evolvente de círculo. El procedimiento elegido se debe a dos razones: (i) se dispone de una herramienta informática para la generación virtual de los modelos geométricos de los engranajes donde el usuario (el alumno en este caso) no necesita conocimientos de la teoría moderna de engranajes, y (ii) resulta más didáctico que el usuario visualice el proceso de generación con herramientas reales de corte y controlar, a través de la posición de la herramienta, el espesor de los dientes y con ello la holgura de la transmisión.

La generación virtual de los modelos geométricos de los engranajes está basada en la obtención de la superficie de los dientes como envolvente de la familia de superficies de la herramienta [1], superficies que ocupan

distintas posiciones en el sistema solidario al engranaje a generar. Matemáticamente, la familia de superficies de la herramienta viene defindida por

$$\mathbf{r}_g(u,v,\varphi) = \mathbf{M}_{gh}(\varphi) \cdot \mathbf{r}_h(u,v) \quad (1)$$

donde (u,v) son los parámetros de la superficie considerada en la herramienta, $\mathbf{r}_h$ es el vector posición de un punto cualquiera de dicha superficie en un sistema de coordenadas S_h solidario a la herramienta, φ es el parámetro generalizado del movimiento de la herramienta respecto del engranaje [1], $\mathbf{M}_{gh}(\varphi)$ es una matriz de transformación de coordenadas 4×4 del sistema S_h al sistema S_g solidario al engranaje, y $\mathbf{r}_g(u,v,\varphi)$ representa la familia de superficies de la herramienta en el sistema S_g.

La condición de envolvente a la familia de superficies de la herramienta viene dada matemáticamente por

$$\left(\frac{\partial \mathbf{r}_g}{\partial u} \times \frac{\partial \mathbf{r}_g}{\partial v}\right) \cdot \frac{\partial \mathbf{r}_g}{\partial \varphi} = 0 \quad (2)$$

lo que permite, junto con la ecuación (1), obtener la superficie del diente del engranaje.

La figura 2 muestra los modelos geométricos de un engranaje con dentadura externa siendo generado por una cremallera y un engranaje con dentadura interna siendo generado por un piñón cortador.

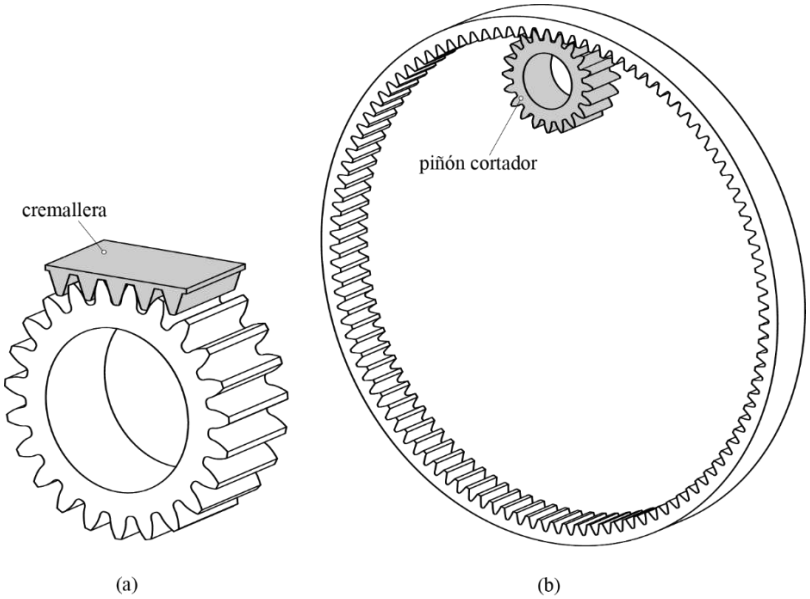


Figura 2: Modelos geométricos de engranajes con dentadura: (a) externa y (b) interna, siendo generados.

El control de la holgura se realiza a través del control del espesor de los dientes, el cual viene determinado por la posición de la herramienta respecto del engranaje generado. Esta posición se controla a través de un coeficiente de desplazamiento de herramienta para la generación (χ_g) [4], el cual hay que diferenciar del coeficiente de desplazamiento de herramienta para el diseño de los dientes (χ) que permite evitar el problema de la penetración.

3. Diseño de un tren epicicloidal con una sola hilera de satélites

El diseño de un tren epicicloidal como el que se muestra en la figura 1(a) requiere considerar una serie de relaciones que permitan el montaje de los distintos elementos que lo conforman. El primer paso en el diseño es decidir los números de dientes de sus engranajes. La primera relación viene dada por una restricción geométrica:

$$r_{p1}+2\cdot r_{p2} = r_{p3} \quad (3)$$

donde r_{pi} (i=1,2,3) son los radios primitivos del engranaje planeta, satélite y corona respectivamente. Dada la igualdad de los módulos de los engranajes, dicha relación nos lleva a la siguiente entre los números de dientes N_i:

$$N_1+2\cdot N_2 = N_3 \quad (4)$$

La siguiente relación viene dada por la condición de montaje equidistante de los n satélites (montaje a 120º si n=3). Esta relación depende de los ángulos entre los ejes de simetría para la posición de los satélites y de los

pasos angulares de los engranajes. Su deducción detallada para este tipo de tren se puede encontrar en [1] y se llega a la siguiente relación:

$$\frac{N_1+N_3}{n}= \text{número entero} \tag{5}$$

Otra de la relaciones de montaje limita el número de satélites en un tren epicicloidal para evitar que se produzca interferencia entre los mismos [1]. Esta condición viene dada por

$$E_{12} \cdot \sin\frac{\pi}{n} > r_{a2} \tag{6}$$

donde E_{12} es la distancia entre centros nominal entre el planeta 1 y el satélite 2, y r_{a2} es el radio de cabeza del satélite. Esta relación permite determinar el número máximo de satélites como

$$n < \frac{\pi}{\sin^{-1}\left[\frac{N_2+2}{N_1+N_2}\right]} \tag{7}$$

cuando se considera un coeficiente de adendo unidad y valores nulos para los coeficientes de desplazamiento de herramienta χ.

Además de las relaciones de montaje (4), (5) y (7), existe lógicamente la relación cinemática dada por la fórmula de Willis [5] y que el diseñador tratará de aproximar a una relación deseada. Para los objetivos planteados en este trabajo sólo se han tenido en cuenta las relaciones de montaje. La relación de transmisión del tren será por tanto un valor derivado una vez que esté realizado el diseño.

Los datos básicos de la transmisión mostrada en la figura 1(a) se muestran en la tabla 1. Puede comprobarse que se satisfacen las relaciones (4), (5) y (7). El coeficiente χ_{g2}=-0,1374 permite obtener una holgura de 200 μm entre el planeta 1 y el satélite 2, y entre el satélite 2 y la corona 3. Esta holgura se ha demostrado ser suficiente para evitar el bloqueo de la transmisión.

Tabla 1: Datos básicos de la transmisión mostrada en la figura 1(a)

	Planeta 1	**Satélite 2**	**Corona 3**
m **[mm]**	2,0	2,0	2,0
α **[º]**	20,0	20,0	20,0
N_i	26	22	70
n	-	3	-
χ_i	0,0	0,0	0,0
χ_{gi}	0,0	-0,1374	0,0

4. Diseño de un tren epicicloidal con dos hileras de satélites engranados

Las relaciones de montaje en un tren epicicloidal como el mostrado en la figura 1(b) varían respecto a las del tren anterior. La restricción geométrica proporciona la siguiente relación entre los números de dientes:

$$N_1+2N_2+2N_3= N_4 \tag{8}$$

donde los subíndices i=1,2,3,4 se refieren al planeta 1, satélite 2, satélite 3 y corona 4, respectivamente.

La restricción por condición de montaje equidistante de los satélites viene dada en este caso por

$$\frac{N_4-N_1}{n}= \text{número entero} \tag{9}$$

La relación (9) se deduce de la siguiente manera. Si $m_1^{(k)}$ y $m_4^{(k)}$ (véase la figura 3) son los números enteros de pasos angulares, en el planeta y en la corona respectivamente, que más aproximan la posición del eje de simetría de un diente de la corona o de un espacio entre dientes del planeta al eje de simetría de los satélites en posición k (k=1,…,n), entonces planeta y corona necesitarían girar los ángulos $\delta_1^{(k)}$ y $\delta_4^{(k)}$, respectivamente, para alinear los ejes de simetría.

$$\delta_1^{(k)} = m_1^{(k)}\frac{2\pi}{N_1} - \frac{2\pi}{n}(k-1) \tag{10}$$

$$\delta_4^{(k)} = m_4^{(k)}\frac{2\pi}{N_4} - \frac{2\pi}{n}(k-1) \tag{11}$$

Se cumple entonces que

$$m_4^{(k)} - m_1^{(k)} = (k-1)\frac{N_4-N_1}{n} + \delta_4^{(k)}\frac{N_4}{2\pi} - \delta_1^{(k)}\frac{N_1}{2\pi} \tag{12}$$

Como la relación de transmisión del planetario con el brazo portasatélites fijo proporciona

$$\delta_4^{(k)} = \delta_1^{(k)} \frac{N_1}{N_4} \tag{13}$$

se llega finalmente a

$$m_4^{(k)} - m_1^{(k)} = (k-1)\frac{N_4 - N_1}{n} \tag{14}$$

Como el primer miembro de la igualdad ha de ser un número entero, se deduce entonces la relación (9). Esta deducción es independiente de si se considera el eje de simetría en un diente o en un espacio entre dientes y por tanto de si el número de dientes de los engranajes que conforman el tren sea par o impar.

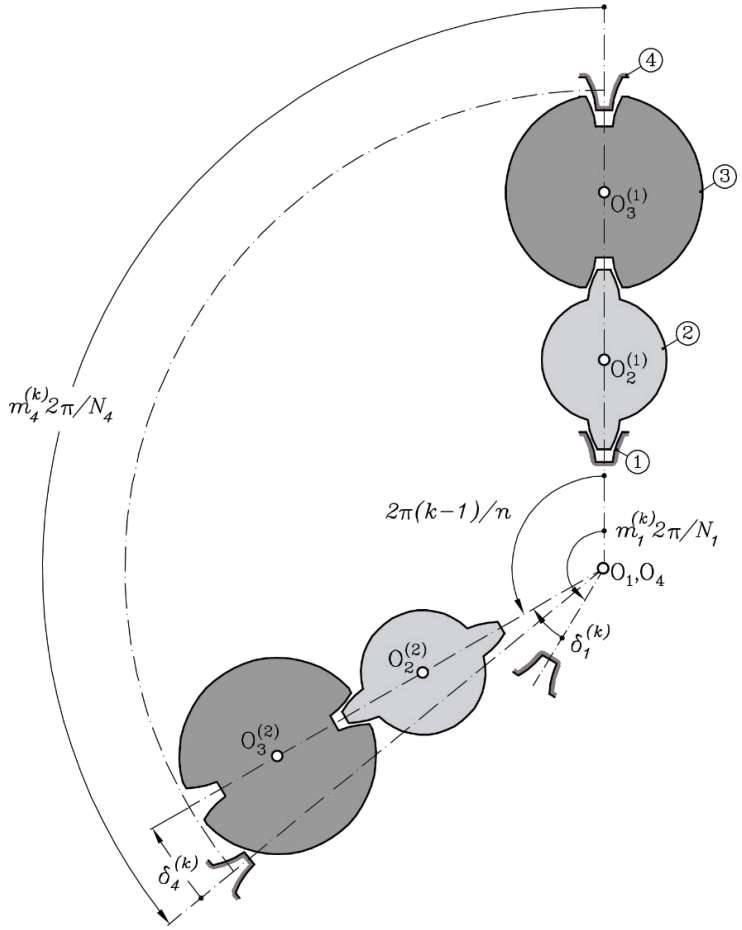


Figura 3: Para la deducción de la relación (9).

Los datos básicos de la transmisión mostrada en la figura 1(b) se muestran en la tabla 2. Puede comprobarse que se satisfacen las relaciones (8) y (9). El coeficiente χ_{gi}=-0,0687 (i=1,2,3,4) permite obtener una holgura de 200 μm entre planeta 1 y satélite 2, entre ambos satélites, y entre satélite 3 y corona 4.

Tabla 2: Datos básicos de la transmisión mostrada en la figura 1(b)

	Planeta 1	**Satélite 2**	**Satélite 3**	**Corona 4**
m [mm]	2,0	2,0	2,0	2,0
α [º]	20,0	20,0	20,0	20,0
N_i	23	21	21	107
n	-	3	3	-
χ_i	0,0	0,0	0,0	0,0
χ_{gi}	-0,0687	-0,0687	-0.0687	-0,0687

Los valores de $m_1^{(k)}$, $m_4^{(k)}$,$\delta_1^{(k)}$ y $\delta_4^{(k)}$ vienen dados en la tabla 3 y permiten obtener los ángulos de rotación de los satélites 2 y 3 para cada posición k como

$$\mu_2^{(k)} = -\delta_1^{(k)} \frac{N_1}{N_2};\ \mu_3^{(k)} = -\mu_2^{(k)} \frac{N_2}{N_3} \tag{15}$$

Tabla 3: Ángulos de rotación de los satélites 2 y 3 en las posiciones *k*=2 y *k*=3

	Planeta 1	**Satélite 2**	**Satélite 3**	**Corona 4**
$m^{(2)}$	8			36
$m^{(3)}$	15			71
$\delta^{(2)}$ [º]	+5,217			+1,121
$\delta^{(3)}$ [º]	-5,217			-1,121
$\mu^{(2)}$ [º]		-5,714	+5,714	
$\mu^{(3)}$ [º]		+5,714	-5,714	

5. Diseño de un tren epicicloidal con dos hileras de satélites solidarios

Para el tipo de tren mostrado en la figura 1(c), la restricción geométrica proporciona la siguiente relación:

$$N_1+N_2+N_3= N_4 \tag{8}$$

donde los subíndices *i*=1,2,3,4 se refieren al planeta 1, satélite 2, satélite 3 y corona 4, respectivamente. En este caso, los satélites 2 y 3 son dos cuerpos unidos rígidamente entre sí que giran solidariamente en un eje común.

Para el montaje equidistante de los satélites en este tipo de tren es necesario definir un ángulo de desfase angular entre los satélites 2 y 3, $\Delta\gamma_{32}^{(k)}$, según se muestra en la figura 4. Este desfase angular es diferente dependiendo de la posición *k* del grupo de satélites 2 y 3 en el tren epicicloidal, como se deduce a continuación.

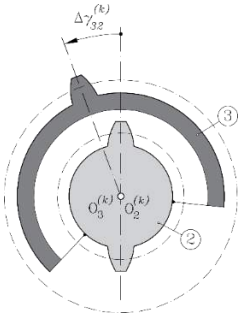


Figura 4: Desfase angular entre los satélites 2 y 3.

Si $m_1^{(k)}$ y $m_4^{(k)}$ (véase la figura 5) se definen como en el caso anterior, entonces planeta y corona necesitarían girar los ángulos $\delta_1^{(k)}$ y $\delta_4^{(k)}$, respectivamente, para alinear los ejes de simetría.

$$\delta_1^{(k)} = m_1^{(k)} \frac{2\pi}{N_1} - \frac{2\pi}{n}(k-1) \tag{16}$$

$$\delta_4^{(k)} = m_4^{(k)} \frac{2\pi}{N_4} - \frac{2\pi}{n}(k-1) - \gamma^{(k)} \tag{17}$$

donde el ángulo $\gamma^{(k)}$ está relacionado con el desfase angular $\Delta\gamma_{32}^{(k)}$ (véase la figura 5)

$$\gamma^{(k)} = \sin^{-1}\left(\frac{r_{p3}}{r_{p4}} \sin \Delta\gamma_{32}^{(k)}\right) \tag{18}$$

Se cumple entonces que

$$m_1^{(k)} + m_4^{(k)} = (k-1)\frac{N_1+N_4}{n} + \delta_1^{(k)} \frac{N_1}{2\pi} + \delta_4^{(k)} \frac{N_4}{2\pi} + \gamma^{(k)} \frac{N_4}{2\pi} \tag{19}$$

Como la relación de transmisión del planetario con el brazo portasatélites fijo proporciona

$$\delta_4^{(k)} = -\delta_1^{(k)} \frac{N_1 N_3}{N_2 N_4} \tag{20}$$

se obtiene finalmente

$$\gamma^{(k)} = \frac{2\pi}{N_4}\left[m_1^{(k)} + m_4^{(k)} - (k-1)\frac{N_1+N_4}{n} - \delta_1^{(k)} \frac{N_1}{2\pi}\left(1 - \frac{N_3}{N_2}\right)\right] \tag{21}$$

A partir de la relación (18) puede obtenerse entonces el desfase angular

$$\Delta\gamma_{32}^{(k)} = \sin^{-1}\left(\frac{N_4}{N_3}\sin\gamma^{(k)}\right) \tag{22}$$

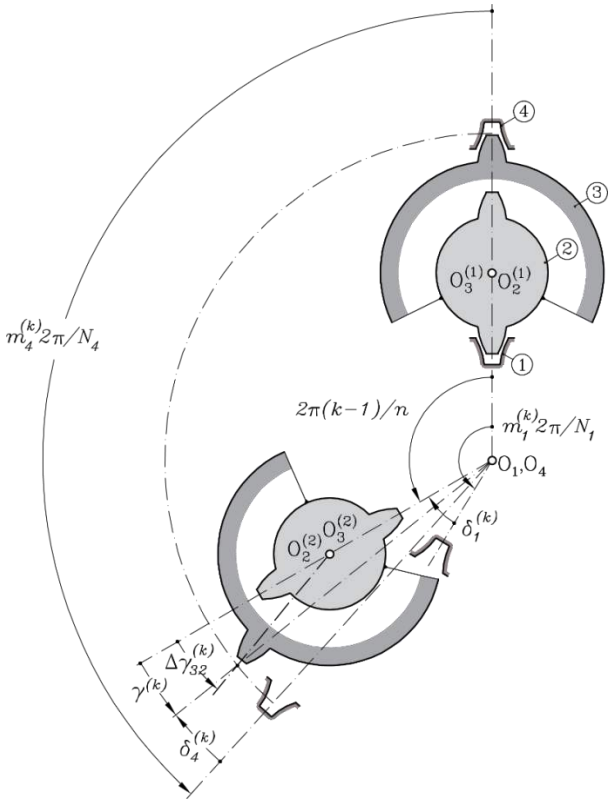


Figura 5: Para la deducción del desfase angular $\Delta\gamma_{32}^{(k)}$ mostrado en la figura 4.

Los datos básicos de la transmisión mostrada en la figura 1(c) se muestran en la tabla 4. El coeficiente χ_{gi}=-0,1370 (i=2,3) permite obtener una holgura de 200 μm entre planeta 1 y satélite 2, y entre satélite 3 y corona 4.

Tabla 4: Datos básicos de la transmisión mostrada en la figura 1(c)

	Planeta 1	**Satélite 2**	**Satélite 3**	**Corona 4**
***m* [mm]**	2,0	2,0	2,0	2,0
α [º]	20,0	20,0	20,0	20,0
N_i	23	20	30	73
n	-	3	3	-
χ_i	0,0	0,0	0,0	0,0
χ_{gi}	0,0	-0,1370	-0.1370	0,0

Los valores de $m_1^{(k)}$, $m_4^{(k)}$,$\delta_1^{(k)}$ y $\delta_4^{(k)}$ vienen dados en la tabla 5 y permiten obtener los ángulos de rotación de los satélites 2 y 3 para cada posición k como

$$\mu_2^{(k)} = \mu_3^{(k)} = -\delta_1^{(k)}\frac{N_1}{N_2} = \delta_4^{(k)}\frac{N_4}{N_3} \tag{15}$$

y los desfases angulares entre los satélites 2 y 3, $\Delta\gamma_{32}^{(k)}$.

Tabla 5: Ángulos de rotación de los satélites 2-3 en las posiciones k=2 y k=3

	Planeta 1	**Satélite 2**	**Satélite 3**	**Corona 4**
$m^{(2)}$	8			24
$m^{(3)}$	15			49
$\delta^{(2)}$ [º]	+5,217			-1,644
$\delta^{(3)}$ [º]	-5,217			+1,644
$\mu^{(2)}$ [º]		-6,0		
$\mu^{(3)}$ [º]		+6,0		
$\Delta\gamma_{32}^{(2)}$ [º]		+2,0003		
$\Delta\gamma_{32}^{(3)}$ [º]		-2,0003		

6. Impresión 3D de los componentes de un tren epicicloidal

La impresora utilizada para la obtención de los modelos de transmisiones epicicloidales permite la generación de piezas con una medida máxima en planta de 205×205 mm^2 y una altura máxima de 210 mm. Dicha máquina admite la deposición de distintos tipos de plástico en diferentes colores y cuyas condiciones de operación (temperatura de extrusión y temperatura de la base) pueden variar de unos a otros. Se han utilizado dos tipos de plástico cuyas características se muestran en la tabla 6: filamento ABS de 2,85 mm^2 de sección y filamento PLA de 2,85 mm^2 de sección.

Tabla 6: Condiciones de operación de los plásticos utilizados

	ABS	**PLA**
Tempertatura de extrusión [ºC]	260	210
Temperatura de la base [ºC]	90	60

Los modelos impresos de transmisiones epicicloidales se muestran en la figura 7.



Figura 7: Modelos impresos de transmisiones epicicloidales.

7. Conclusiones

El desarrollo de este trabajo ha permitido llegar a las siguientes conclusiones:

- Las relaciones entre los números de dientes de los engranajes de un tren epicicloidal sencillo para un montaje equidistante de los satélites han sido extendidas a otros tipos de trenes epicicloidales.
- Se ha deducido matemáticamente la necesidad de introducir un desfase angular entre aquellos satélites rígidamente unidos entre sí para un montaje equidistante de los mismos en el tren.
- La metodología propuesta ha sido aplicada a transmisiones más complejas como la transmisión "Simpson", base de las transmisiones automáticas en los automóviles.

8. Agradecimientos

Los autores desean expresar su agradecimiento al Ministerio de Economía y Competitividad (MINECO) por la financiación del Proyecto de Investigación DPI2013-47702-C2-1 (financiado conjuntamente por FEDER).

9. Referencias

[1] F. L. Litvin, A. Fuentes. Gear Geometry and Applied Theory, second edition, Cambridge University Press (2004). ISBN: 0-521-81517-7.

[2] DIN 3967. Backlash, Tooth Thickness Allowances, Tooth Thickness Tolerances. Deutsches Institut für Normung (1978).

[3] I. Gonzalez-Perez, A. Fuentes, K. Hayasaka. An Enhanced Finite Element Model for Determination of Load Capacity in Planetary Gear Trains. Proceedings of the FISITA World Automotive Congress, Beijing, China, (2012).

[4] AGMA 913-A98. Method for Specifying the Geometry of Spur and Helical Gears. American Gear Manufacturing Association (1998).

[5] J.J. Uicker, G.R. Pennock, J.E. Shigley. Theory of Machines and Mechanisms, fourth edition. Oxford University Press (2010). ISBN: 0195371232.

Plataforma para el diseño de uniones estructurales mediante perfiles tubulares de acero

M.A. Serrano López[1], C. López-Colina Pérez[1], M. Lozano García[1], F. López Gayarre[1]

[1]Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación. Universidad de Oviedo. lozanomiguel@uniovi.es

El trabajo que se presenta consiste en una herramienta informática denominada WHS (Welded Hollow Sections) que permite de una forma muy cómoda y segura llevar a cabo el dimensionado y comprobación de uniones estructurales soldadas entre perfiles tubulares de acero. Se cumplen las recomendaciones y prescripciones impuestas tanto por el Código Técnico de Edificación y la Instrucción de Acero Estructural ambas de obligado cumplimiento en el ámbito Español como por el Eurocódigo 3, código de diseño de aplicación en la mayor parte de Europa y otras áreas geográficas de su influencia. El programa desarrollado da cobertura a diferentes tipos de secciones transversales incluyendo además de los perfiles tubulares, perfiles laminados abiertos. Se incluyen tipologías de nudos muy diversas y habituales en las estructuras de celosía conformando uniones planas y espaciales con ángulos variables para las barras de relleno. La plataforma incluye una extensa biblioteca de perfiles que permite pre-clasificar las secciones de las barras a considerar en las uniones pero adicionalmente cuenta con un software complementario que permite clasificar una determinada sección transversal "genérica" en caso de querer utilizar secciones no normalizadas. La plataforma propuesta presenta sobre todo las ventajas de sencillez utilización y de instalación además de su versatilidad y fácil actualización y adaptabilidad a nuevos objetivos frente a softwares comerciales que en ocasiones resultan caros, son más complejos de utilizar y no modificables. El software incluye algunas utilidades muy prácticas como una barra de estatus y la posibilidad de redactar un informe completo. Dado el satisfactorio feedback recibido por parte de los usuarios que han testeado el programa, éste se ha integrado como una herramienta adicional para llevar a cabo prácticas de asignaturas relacionadas con el diseño de estructuras de acero.

1. Introducción

Es indudable que las uniones entre los diversos elementos que conforman las estructuras tanto dirigidas a la edificación, la obra civil o cualquier otra aplicación representan puntos muy sensibles y en ocasiones críticos en el diseño de la estructura. Es bien sabido que en el caso particular de las estructuras de barras de acero las uniones se materializan habitualmente bien mediante soldadura o bien mediante elementos mecánicos como tornillos, remaches, etc. En muchas ocasiones estas uniones tanto soldadas como atornilladas exigen además el concurso de elementos auxiliares en la unión como chapas frontales, rigidizadores, cartelas, etc.

En las uniones a menudo se producen cambios importantes en la dirección de las líneas de fuerza que se transmiten entre los diferentes elementos conectados y es habitual que aparezcan concentraciones de tensiones en determinados puntos de la unión ya sea en los cordones de soldadura, en los tornillos, en partes de las propias piezas conectadas o bien en elementos auxiliares de la unión, lo que las convierten en zonas de especial consideración y de enorme interés a la hora llevar a cabo el diseño de una estructura. De hecho cuando se produce un colapso en una estructura casi siempre se encuentra asociado de forma directo o indirecta con alguna de sus uniones. Es por ello fundamental disponer en los códigos de diseño de expresiones suficientemente contrastadas para poder llevar a cabo con seguridad el dimensionamiento o la comprobación de las uniones.

En ámbito Europeo es el Eurocódigo 3, Parte 1-8 (EC3 1993-1-8) [1] el código de diseño en donde se dan las recomendaciones y prescripciones para el diseño de uniones entre elementos de estructura de acero tanto entre perfiles abiertos como para perfiles tubulares. Este código de diseño es seguido en la mayor parte de los países europeos que decidieron con su voto formal afirmativo aceptar su utilización. Asimismo hay otros muchos ámbitos geográficos que bajo la influencia europea admiten, sugieren y en ocasiones "exigen" en los pliegos de condiciones de los proyectos que el diseño de las estructuras de acero y más concretamente de sus uniones se lleve a cabo en base al EC3 [1]. En el caso particular de España estas recomendaciones y prescripciones de diseño vienen recogidas en el libro 4 del Código Técnico de la Edificación CTE [2] dedicado a las estructuras de acero publicado en el año 2006 y más recientemente desde el año 2011 en el capítulo XIV de la Instrucción de

Acero Estructural EAE [3] dedicado a las uniones en estructura de acero. Ambos códigos siguen las prescripciones generales del EC3 no entrando en contraposición con éste que sirve de referencia global.

En estos tres códigos de diseño mencionados EC3 [1], CTE [2] y EAE [3] se establecen entre otros, procedimientos y expresiones para la comprobación de las uniones entre barras de estructuras de celosía. Estas expresiones analíticas, en ocasiones resultan complejas o incomodas de seguir dado la gran cantidad de variables implicadas que con frecuencia se van encadenando haciendo que el proceso de comprobación de una unión resulte excesivamente largo. En un intento por facilitar la tarea a veces repetitiva pero imprescindible de comprobación de las uniones se decidió elaborar un software que permitiera llevar a cabo el dimensionado de una unión de una forma más cómoda y sencilla. Es este el objeto del software que se presenta en este trabajo denominado WHS (Welded Hollow Sections) y que en líneas generales consiste en una herramienta informática que permite de una forma muy cómoda y segura llevar a cabo el dimensionado y comprobación de uniones estructurales soldadas entre perfiles tubulares de acero [4].

2. Software WHS

2.1. Especificaciones

El programa de comprobación de nudos WHS es una herramienta de apoyo destinada realizar de forma automática los cálculos repetitivos y las comprobaciones sistemáticas simples que es necesario llevar a cabo para la comprobación de nudos, o uniones soldadas entre perfiles, conforme al Código Técnico de la Edificación [2] la Instrucción de Acero Estructural [3] o al Eurocódigo 3 [1], según considere el usuario. Es importante en aplicaciones informáticas de este tipo que se presenten los resultados de las comprobaciones realizadas de una forma clara y práctica para su posterior valoración y análisis por parte del usuario.

Los códigos de diseño mencionados incorporan los resultados de estudios tanto teóricos como experimentales en lo referente al comportamiento resistente y los modos de fallo que presentan los diferentes tipos uniones. Basándose en esos estudios y resultados se establecen condiciones geométricas y de propiedades de los materiales bajo las cuales se conocen los modos de fallo de la unión, y se formulan expresiones de cálculo de los valores de agotamiento de los componentes de la unión para los modos de fallo correspondientes. Así mismo se establecen los criterios de conformidad con la norma. Esta aplicación no tiene por objeto la interpretación de la norma ni el juicio de la idoneidad o no de un diseño, simplemente pretende facilitar al usuario el proceso de selección de materiales y la comprobación del diseño, de una manera cómoda y efectiva. Así mismo pretende ser una plataforma para la incorporación de las posibles modificaciones y cambios que la situación pueda requerir, por ello se ha pensado en una aplicación de código abierto en un lenguaje de programación sencillo y de estructura simple, de forma que sea fácilmente actualizable.

Tras una serie de estudios y análisis previos relativos a la posible utilización de diferentes lenguajes de programación se decidido utilizar Delphi, pues a pesar de ser algo menos conocido que alguno de los considerados se trata de una evolución del conocido lenguaje de programación Pascal que sí es de gran divulgación. Este lenguaje presenta las ventajas de una fácil programación además de resultar potente y permitir generar programas compactos que resultan fáciles de instalar lo que representaban algunas de las características deseables. Todas las soluciones comerciales encontradas en el momento de desarrollar este software eran aplicaciones de código propietario que no permiten al usuario modificar o adaptar el programa a sus necesidades mientras que el diseño planteado aqui incide directamente en el campo de las aplicaciones de código abierto dejando al usuario la libertad total para modificar, ampliar o actualizar cualquier parte del programa.

Además de las especificaciones ya comentadas se pretendía que el interfaz gráfico de usuario fuera intuitivo y fácil de utilizar, de forma que no requiera formación previa para su utilización. Asimismo la aplicación desarrollada debería ser de acceso suficientemente claro y general como para permitir su utilización con fines divulgativos y/o educativos.

2.2. Alcance y etapas

Los perfiles considerados son mayoritariamente perfiles tubulares (Structural Hollow Sections: perfiles huecos de sección circular o rectangular) aunque también se han incluido uniones con perfiles laminados abiertos en I, H o U. Además de los nudos planos recogidos en el CTE se han implementado nudos no planos y nudos combinados así como la posibilidad de que existan momentos en el nudo además del esfuerzo axil. La figura 1 muestra la tipología de nudos que se han considerado en el software WHS.

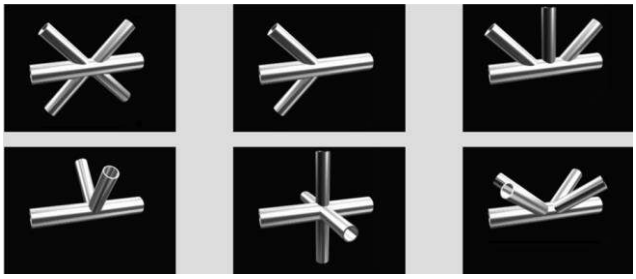


Figura 1: Tipología de nudos considerados en WHS

En concreto se han programado uniones con tipologías en K, N, T, X, Y, DK, DY, KT, XX, TT, KK. En total se han considerado 45 tipos de nudos diferentes en función del tipo de barra cordón que puede ser CHS, RHS o perfiles abiertos I, H o U y el tipo de barra de relleno que puede ser CHS o bien RHS. A continuación se relaciona el número de uniones consideradas de cada combinación:

9 uniones de cordón circular con barras circulares

9 uniones de cordón rectangular con barras circulares

9 uniones de cordón rectangular con barra rectangular

6 uniones de cordón tipo I o H con barras circulares

6 uniones de cordón tipo I o H con barras rectangulares 3 uniones de cordón tipo U con barras circulares

3 uniones de cordón tipo U con barras rectangulares

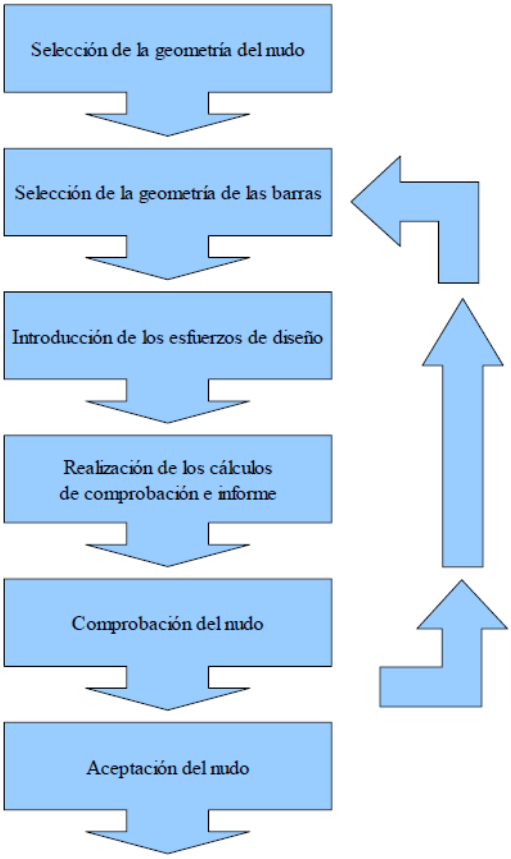


Figura 2: Esquema básico de flujo

Para cada uno de los tipos de unión considerados, la aplicación informática ofrece unos resultados de comprobación del cumplimiento o no de los requisitos del código, así como unos valores numéricos indicativos de las magnitudes principales o características que el código establece. En particular la aplicación informática

muestra los valores de los esfuerzos de agotamiento de los diferentes componentes de la unión para los diferentes modos de fallo. También incluye elementos de aclaración y ayuda en cuanto a su manejo y en cuanto a la interpretación de los resultad os mostrados.

El proceso de diseño de la aplicación siguió las etapas que a continuación se exponen:

- Estructuración, clasificación y categorización de los diferentes casos a estudiar, estableciendo una casuística que permitiera posteriormente definir el esquema básico de operaciones y de flujo del programa.
- Definición de esquemas básicos de flujo y de las operaciones principales a efectuar (figura 2).
- Definición de la estructura general de cada procedimiento de comprobación de tipos específicos de uniones.
- Desarrollo del código fuente en Delphi que permitiera realizar las comprobaciones y las operaciones definidas.
- Definición de la estructura general y secuencia de operaciones a efectuar por el interfaz gráfico de usuario.
- Proceso de depuración de errores léxicos en el código fuente.
- Proceso de comprobación de resultados y depuración de errores lógicos y de flujo en el código fuente.

En lo que respecta al interface se trató de que fuera lo más sencillo posible, agrupando toda la entrada de datos de forma que el usuario no deba cambiar de menús o de ventanas en la medida de lo posible. También es objetivo del interface que sea lo más interactivo posible, es decir que a medida que se van introduciendo datos el programa vaya intentando ayudar al usuario mediante notificaciones en línea para conseguir un nudo viable.

El programa lleva a cabo las comprobaciones básicas, las comprobaciones geométricas generales, las comprobaciones específicas de la geometría del cordón, las comprobaciones del tipo de unión y finalmente las comprobaciones específicas de validez.

2.3. Instrucciones de utilización

Tras la instalación que resulta muy simple dado que se ha simplificado al máximo para que resulte del todo “amigable” se accede al programa a través del fichero ejecutable Nudos.exe. A continuación aparece una pantalla de bienvenida con algunos datos sobre el programa, seguido de la pantalla principal de entrada de datos tal y como se ilustra en la figura 3.

Mediante las solapas se puede elegir la geometría del nudo. Una vez seleccionada dicha geometría el esquema del nudo se ajustará automáticamente de forma que queden representadas las magnitudes a introducir por el usuario, también se activarán las casillas de entrada de datos necesarias para el correcto cálculo del nudo.

Se incluyen base de datos para los aceros más utilizados y tablas para los perfiles tubulares y abiertos que se pueden combinar en los diversos nudos, de modo que se simplifique la entrada de datos. En el caso de los perfiles existe asimismo la posibilidad de introducir manualmente los datos característicos de una determinada sección “genérica” que no se encuentre en las tablas.

Se introducen primeramente los datos del cordón de modo que en la primera casilla se ha de indicar el tipo de perfil entrando en un menú desplegable que nos direcciona a la tabla de perfiles, al extender la lista de perfiles posibles solo aparecerán los que están permitidos para el tipo de geometría elegida, así mismo se podrán introducir las dimensiones del perfil a mano seleccionando la opción "otros". Esta casilla permanecerá de color rojo hasta que se haya introducido datos correctos. La segunda casilla permite seleccionar el material del cordón, al extender la lista se comprobará que por defecto hay disponibles cuatro tipos de acero S235, S275, S355, S450, se pueden añadir aceros a esta lista modificando el archivo de la base de datos de los aceros. La siguiente casilla es la de la longitud del sistema, si por error se introduce un dato incorrecto permanecerá de color rojo, hasta que no se haya introducido un dato en esta casilla el programa no intentará comprobar el nudo. Las últimas casillas son las que permiten introducir los esfuerzos a los que está sometido el nudo, estas casillas pueden dejarse en blanco y por tanto si se considera oportuno no es necesario introducir ningún dato en ellas.

A continuación se introducen datos relativos a las barras de relleno que llegan al nudo. El grupo de entrada de datos de estas barras funciona de una forma muy similar al de entrada del cordón. La casilla del perfil solo

mostrará los perfiles válidos para la geometría y el cordón seleccionado, permanecerá de color rojo mientras no contenga datos de una geometría correcta.

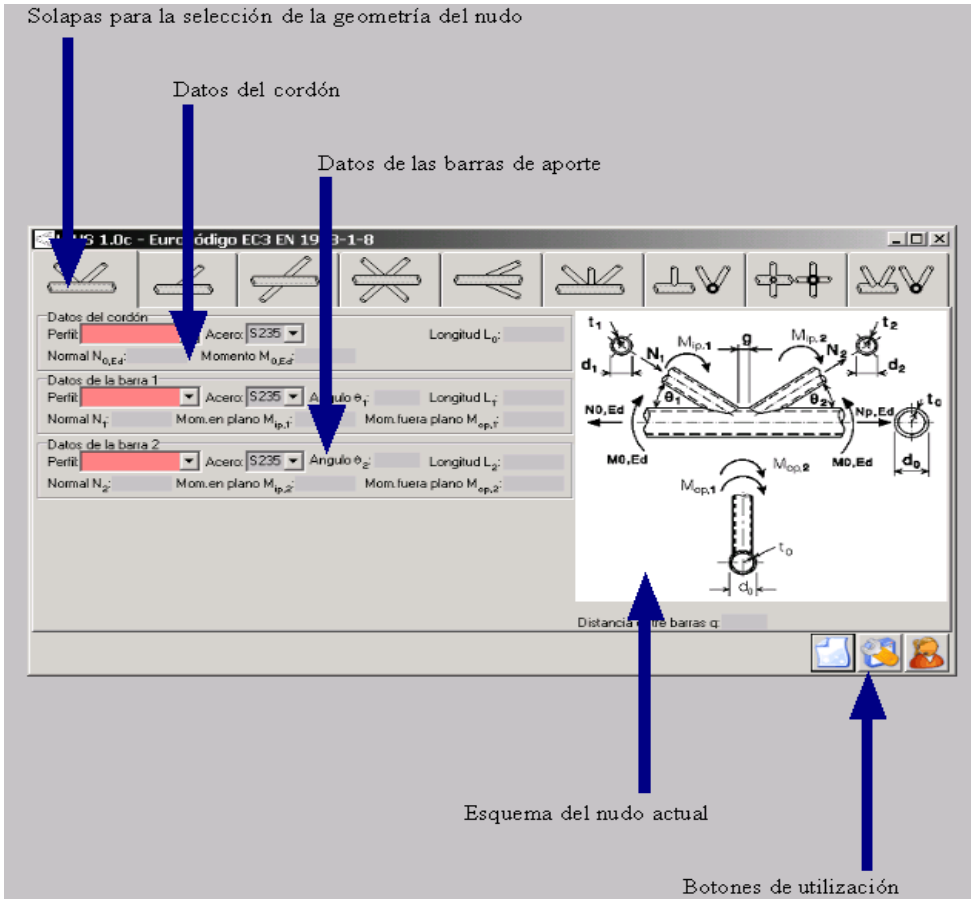


Figura 3: Pantalla principal de entrada de datos

Con la finalidad de ayudar al usuario en la consecución de un nudo que cumpla los requerimientos de las normas en el momento en que la cantidad de datos introducidos sean suficientes el programa intentará comprobar el nudo, en caso de que este no sea correcto aparecerá en la parte inferior de la ventana principal una línea de texto con información sobre la parte de la norma que no cumple, la figura 4 se muestra un ejemplo de línea de estatus.

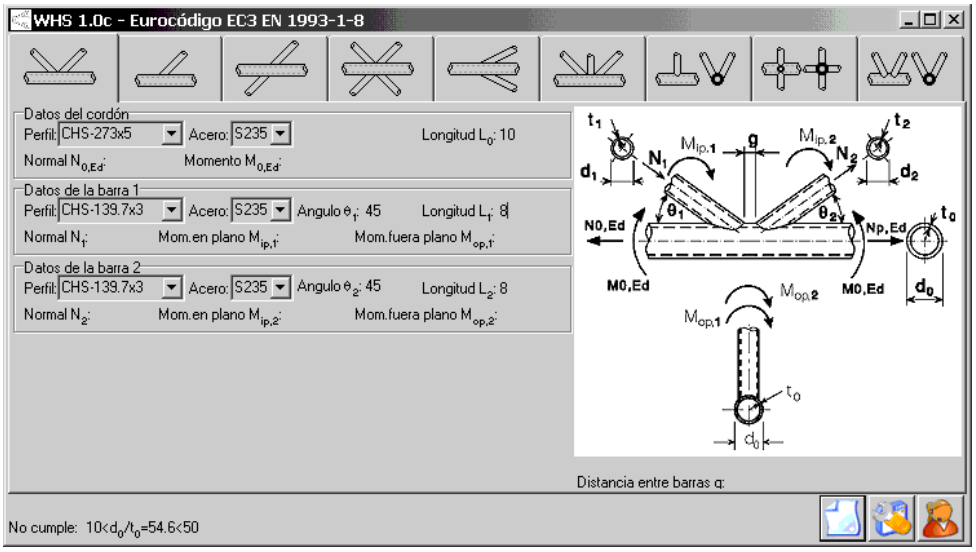


Figura 4: Comprobación de un nudo en K. Barra de estatus.

Los botones de utilización permiten acceder a funciones adicionales del programa como son: El botón de configuración con el que se puede cambiar la forma en la que funciona el programa, permitiendo seleccionar la norma según la cual se comprobarán los nudos así como el coeficiente de seguridad a utilizar. El botón de ayuda que nos muestra una ayuda de uso en formato html y el botón informe que muestra un informe detallado de las operaciones y comprobaciones llevadas a cabo. Según sea necesario se mostrarán en la esquina inferior derecha casillas para introducir información adicional como se puede apreciar en la figura 4. Con el fin de recordar al usuario información adicional sobre las casillas de entradas de datos como puede ser las unidades utilizadas, etc. al acercar el puntero indicador se muestran una serie de guías o burbujas de ayuda que aparecen automáticamente.



Figura 5: Pantalla para la introducción manual de los datos del perfil

Cuando el usuario no encuentra el perfil deseado dentro de la lista que aparece al desplegar las persianas de perfil, existe la posibilidad de introducir dichos datos de forma manual seleccionando la opción "Otro", de esta forma se abre una ventana nueva (ver figura 5) donde se puede especificar a mano todas las dimensiones necesarias del perfil. La cantidad de dimensiones necesarias variará en función del perfil, por tanto las casillas de entrada se mostrarán según sea necesario. Si algún dato de los introducidos fuera incorrecto la casilla quedaría remarcada en color rojo hasta que se introduzca un dato correcto. Por último hay una casilla en la que se puede introducir la clasificación del perfil a mano, si esta casilla queda vacía el programa realizará dicha comprobación de forma automática a través de un software complementario al que se accede directamente desde esta ventana. Se trata de una aplicación que permite llevar a cabo la clasificación de las secciones a pandeo local tal y como se prescribe en los códigos de diseño utilizados.

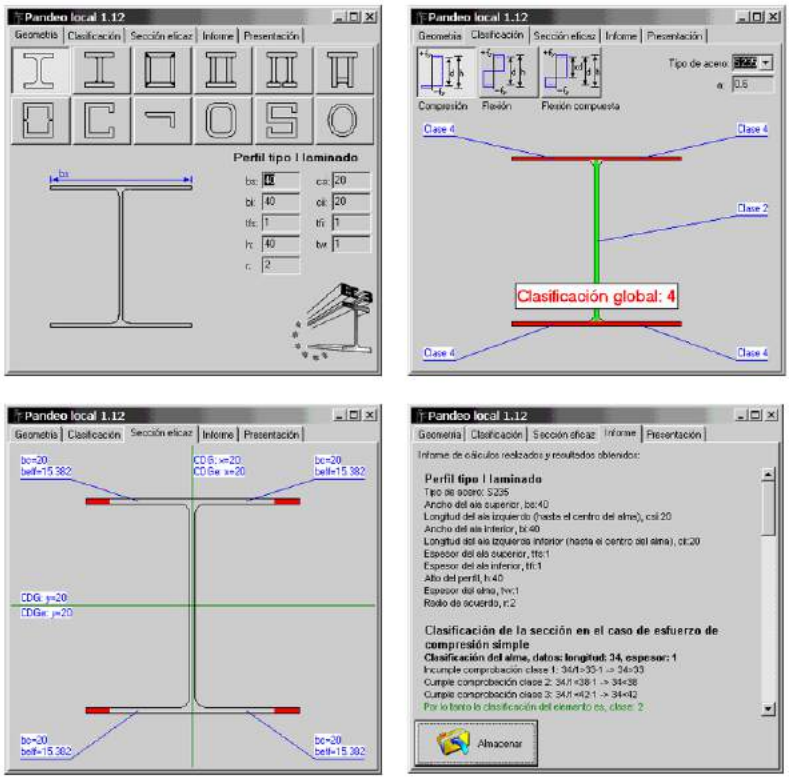


Figura 6: Pantallas del software complementario para clasificación de secciones a pandeo local

El programa clasificar.exe incluido con WHS permite al usuario la clasificación detallada de la geometría del perfil, se trata de un programa externo diseñado con la finalidad de ayudar en el proceso de comprobación del nudo, sin embargo su misión solo es aumentar la precisión de los cálculos de WHS dado que el propio programa puede hacer automáticamente una clasificación simplificada si el usuario lo desea. La figura 6 muestra diversas pantallas de este software complementario que resulta realmente útil. La pantalla inicial en donde se selecciona el tipo de sección transversal del perfil a clasificar y se introducen los datos geométricos. La pantalla de clasificación en la que una vez elegido el tipo de acero y los esfuerzos que actúan en la sección se nos informa de la clase de sección resultante. La pantalla que nos informa de la sección eficaz con sus características mecánicas calculadas en el caso de resultar secciones de clase 4 y una pantalla en la que se presenta un informe que incluye datos de entrada y valores obtenidos en las sucesivas comprobaciones realizadas.

2.4. Informe de resultados

Una vez introducidos datos suficientes para iniciar un cálculo el programa genera automáticamente un informe exhaustivo sobre todos los cálculos que ha realizado, se puede acceder a dicho informe pulsando el botón de utilización correspondiente en la zona inferior derecha. Este informe está codificado en formato html compatible con cualquier navegador instalado en el sistema, y con la mayor parte de los procesadores de texto, permitiendo así que el usuario lo modifique, copie, o utilice de la manera que considere más conveniente. A su vez estos informes quedan sistemáticamente almacenados en carpetas cuyo nombre se genera de la siguiente manera: informe[fecha][hora][geometría del nudo][geometría barras de aporte][geometría cordón]. La figura 7 muestra como ejemplo la parte inicial de informe para una unión en X entre un perfil abierto IPN240 y barras diagonales de relleno de perfil tubular CHS 139.7x4.

El informe se compone de los siguientes elementos:

- Título, indicando geometría del nudo y norma utilizada
- Esquema del nudo (solo si la carpeta "imágenes" se encuentra disponible)
- Tabla de datos de partida
- Tabla de cálculo de variables generales
- Tabla de comprobaciones geométricas básicas
- Tabla de comprobaciones geométricas específicas de la geometría
- Tabla de cálculo de los esfuerzos resistentes, donde además se incluyen los criterios de validez del nudo.

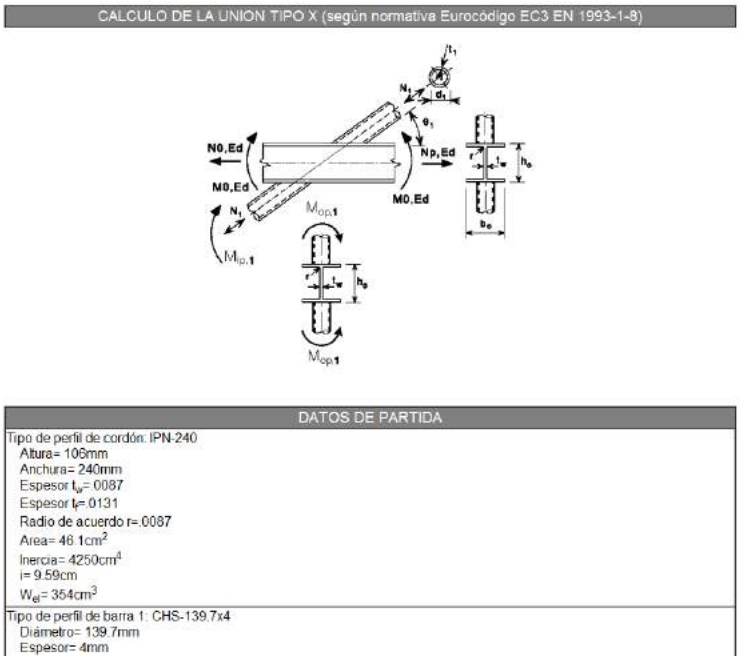


Figura 7: Ejemplo de informe para nudo en X

Cualquier requisito no cumplido aparecerá remarcado en color rojo. Cada tabla de comprobación incluye al final una conclusión en referencia a si el nudo cumple los requerimientos o no. La última tabla incluye una conclusión final en referencia a si cumple todos los requisitos o no.

3. Conclusiones y perspectivas futuras

El software WHS que se presenta en este artículo permite comprobar uniones soldadas entre perfiles estructurales huecos de acero de una forma muy cómoda y segura manteniendo todas las recomendaciones y prescripciones de los códigos de diseño de obligado cumplimiento.

La utilización del software permite un ahorro sustancial de tiempo de cálculo de modo que es posible comprobar fácilmente en poco tiempo muchas configuraciones diferentes hasta llegar al diseño óptimo de la unión deseada.

La inclusión de un módulo que permite introducir en caso necesario de manera manual los datos de perfiles de tipo genérico amplía considerablemente el ámbito de utilización más allá de las tablas de perfiles normalizados de uso más común.

La aplicación complementaria que se incluye relativa a la clasificación de secciones resulta también una herramienta de gran utilidad sobre todo cuando nos encontramos con secciones de Clase 4 para las que se obtienen de forma muy rápida todos los datos relativos a la sección eficaz para una gran diversidad de secciones transversales más allá de las habituales.

Dentro de las perspectivas futuras cabria mencionar la traducción de la aplicación a otros idiomas, la divulgación a los estudiantes a través de redes internacionales como el Open Course Ware (OCW) y la implementación de algún otro código de diseño.

4. Referencias

[1] CEN. Eurocode 3: Design of Steel Structures. Part 1-8: Design of Joints. EN-1993-1-8:2005, European Committee for Standardization, (2005).

[2] CTE SE-A. Código Técnico de la Edificación. Libro 4. Seguridad estructural en acero, Ministerio de vivienda, (2006). ISBN 84-340-1636-2.

[3] EAE Instrucción de acero estructural, Boletin Oficial del Estado, Ministerio de Fomento, (2011).

[4] CEN. Cold formed welded structural hollow sections of non-alloy and fine grain steels. Tolerances, dimensions and sectional properties. EN-10219-2:2006, European Committee for Standardization, (2006).

[5] J. Wardenier, Y. Kurobane, J.A. Packer, G.J. van der Vegte, X.L. Zhao. Guía de diseño Cidect nº1 para nudos de perfiles tubulares circulares (CHS) bajo cargas predominantemente estáticas, 2ª Edición (2008). ISBN 978-3-938817-05-6.

[6] J.A. Packer, J. Wardenier, X.L. Zhao, G.J. van der Vegte, Y. Kurobane. Design guide Cidect nº3 for rectangular hollow section (RHS) joints under predominantly static loading, 2nd Edition LSS Verlag. (2009). ISBN 978-3-938817-04-9.

Actividad Lúdica en el Proceso Enseñanza-Aprendizaje en la Ingeniería Mecánica

M.A. Mendoza Nuñez[1], O. Susarrey Huerta[2], C. A. Mora Santos[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Instituto Politécnico Nacional ESIME Culhuacan (México). marymen74@hotmail.com*

[2]*SEPI de Ingeniería Mecánica. Instituto Politécnico Nacional ESIME Zacatenco (México). osusarrey@yahoo.com*

[3]*Dpto. de Metal Mecánica, Instituto Tecnológico de Apizaco,(México). mmendozan@ipn.mx*

El presente trabajo tiene como objetivo detectar los factores que influyen para afirmar que los conocimientos que se enseñan, sean fácilmente asimilados y recordados al jugar, y a su vez los alumnos al jugar: liberen preocupaciones, disfruten de un momento agradable y puedan repetir los conceptos en varias ocasiones sin que esto se transforme en una actividad usual. En este trabajo se propone la aplicación de una Actividad Lúdica para alumnos de cuarto semestre de la carrera de Ingeniería Mecánica, que además de romper la monotonía de una clase, permite la creación de los fundamentos para el desarrollo de las habilidades cognoscitivas, teniendo la ventaja de poder organizarse de múltiples formas dentro del aula, tomando en cuenta el tiempo de que se dispone, el número de alumnos, los recursos con los que cuenta y el área física para llevarlos a cabo, para entender la multitud de fenómenos o concepto de dicha materia. Finalmente, se realiza un ejemplo, en el área cognoscitiva empleando el juego de tarjetas para apoyar un contenido programático de la materia de Resistencia de Materiales I, como alternativa didáctica que hace del proceso enseñanza-aprendizaje sea una experiencia activa, divertida, formativa y motivadora, favoreciendo la sociabilidad del alumno. Así mismo el instituto tiene el compromiso de formar alumnos que deberan desarrollar la capacidad creativa, crítica y comunicativa.

1. Introducción

El modelo de enseñanza en el ámbito de la educación se está diseñando programas completos de cursos que bien podrían lograr sus objetivos fundamentales mediante una metodología menos ambiciosa. Partiendo de los programas tradicionales de las distintas asignaturas, se seleccionarían determinados ejemplos para tratarlos en el aula con un enfoque tal, que los alumnos fuesen capaces de percibir a través de ellos la interconexión de los aspectos científicos, la tecnología y los diversos condicionantes sociales. Por otro lado, la deserción escolar es un problema educativo que afecta al desarrollo de la sociedad y se da principalmente por rendimiento académico, recursos económicos, desintegración familiar, entre otros aspectos, este problema en la actualidad ha generado preocupación en las instituciones de educación superior, por las implicaciones que tiene; por un lado, en el orden financiero de las universidades públicas y privadas, al producirse inestabilidad en la fuente de sus ingresos y por otro, en cuanto al cuestionamiento de la eficiencia del sistema de la educación superior, pues, solamente una mínima parte de los estudiantes que inician sus estudios de educación superior los culminan sin ningún tipo de dificultad. Por lo tanto, es importante la profundización de las investigaciones que permitan comprender el fenómeno del rendimiento académico y de la deserción estudiantil y, así como los factores que la afectan, para luego buscar estrategias que permitan mejorar. De esta manera, el presente trabajo tiene como objetivo detectar los factores que influyen para afirmar que los conocimientos que se enseñan, sean fácilmente asimilados y recordados al jugar utilizando juegos lúdicos con los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica para cuantificar el índice del rendimiento académico. Cabe mencionar, que los juegos son tan viejos como el hombre, jugar ha sido una técnica de aprendizaje habitual a través de los tiempos, pero el reconocimiento de su valor educativo todavía tiene mucho camino por recorrer [1]. Si observamos la historia de la educación, comprobaremos que ha servido para fomentar el trabajo en equipo, favorecer la sociabilidad del estudiante, y desarrollar la capacidad creativa, crítica y comunicativa del individuo.

2. Rendimiento académico a nivel superior

El rendimiento académico de los estudiantes de Nivel Superior, ha sido estudiado por varios investigadores a nivel internacional y nacional, se obtienen algunos estudios, cuáles de una u otra forma guardan relación con el presente trabajo de investigación, que a continuación se presentan: Busca determinar si una medida multidimensional de integración social y académica, basada en los elementos conceptuales del modelo de Tinto,

podría discriminar, significativamente, entre los estudiantes de primer año que persisten, y los que se retiran voluntariamente [2]. Se realizan una importante revisión sistemática de varios trabajos empíricos basados en estos modelos utilizando diferentes metodologías. Las investigaciones muestran que los alumnos que desertan, comparados con aquellos que permanecen en la universidad, tienden a tener menores notas académicas en promedio y padres con menor educación e inferiores ingresos [3]. Los Directores concluyen que los factores que favorecen la calidad de la educación son el apoyo familiar, formación del profesor, material didáctico apropiado, currículo acorde a la realidad, infraestructura adecuada y la administración eficaz [4]. Sostienen, mediante una encuesta realizada a un grupo de desertores de la Universidad Nacional del Sur estimaron un modelo logit para identificar las variables explicativas de la probabilidad de un desertor de pertenecer a los dos quintiles de ingresos más altos.Un resultado es que las mayores oportunidades de graduación se ubican entre aquellos estudiantes cuyas familias pertenecen a los estratos socioeconómicos elevados [5]. utiliza modelos de duración, cuya particularidad es que permiten calcular la probabilidad de que un estudiante deserte de la institución, dado que se encuentra en un determinado semestre. Entre los resultados más sobresalientes, vale la pena mencionar que, cuando un estudiante se vincula a la universidad inmediatamente después de finalizada la secundaria, disminuye la probabilidad de desertar [6]. Indica que la implicancia de la familia en la tarea educativa comprende la participación activa de los padres en los proyectos educativos de la escuela y en su rol como mediadores del aprendizaje, siendo la madre un fuerte predictor del rendimiento académico [7]. Encuentra cuatro conjuntos de factores como determinantes de la deserción estudiantil. El primer factor es el individual, el cual reúne las características demográficas del estudiante. El segundo factor es el académico, el cual está asociado a variables que contemplan la educación y la orientación previa del estudiante, así como el desempeño académico dentro de la institución. El tercer factor es el socioeconómico, que considera los aspectos laborales, tanto del estudiante como de la familia, así como la dependencia económica. El cuarto factor es el institucional, que contempla las variables asociadas con la adaptación del estudiante al ambiente universitario [8]. indica la evidencia de las tendencias motivacionales en situaciones educativas del aprendizaje y del rendimiento; en ambos casos el elemento central es la motivación en función de las expectativas para alcanzar una meta y el valor que está asignado para alcanzarlo, es decir, las expectativas de logro son determinadas por las percepciones que las personas tienen de los factores que han intervenido en sus éxitos o fracasos y estas percepciones serían atribuciones causales que dirigen las pautas e intenciones de la conducta de los estudiantes [9]. Sostiene que las personas no se limitan únicamente a la comprensión de un fenómeno, sino que buscan darle un sentido de utilidad para otras situaciones [10]. en las investigaciones realizadas sobre los factores generales que inciden en el rendimiento académico, han que un obstáculo clave en el bajo rendimiento académico son sus deficiencias en el perfil cognitivo, además de conocimientos disciplinarios insuficientes. Definen dos dificultades primordiales: no saben estudiar y no saben aprender. En el terreno de las habilidades de aprendizaje se localizan dos tipos: 1. Competencias para pensar y comprender Vs. Repetir y memorizar en las diversas disciplinas, y 2. El conocimiento de técnicas de estudio, que sobre todo apuntan a cómo revisar la bibliografía y comprenderla [11]. Cabe mencionar, que uno de los problemas que enfrenta en la actualidad los estudiantes en la ingeniería mecánica, es el bajo rendimiento académico en las materias asignadas a esta carrera, entonces buscar alternativas de solución frente a este problema se ha convertido en uno objetivo central de los Programa de la Academia de Proyecto Mecánico de la Carrera de Ingeniería Mecánica, figura 1. Por lo tanto, independientemente del conjunto de factores que hayan afectado para dar lugar a este fenómeno en el transcurrir de los años, el bajo nivel de rendimiento académico ha traspasado el ámbito meramente educativo para convertirse en un problema social que preocupa a los facilitadores de la educación en materias de Ingeniería. Los factores que influyen en el bajo rendimiento académico estarían relacionados con los aspectos académicos, económicos y sociales de los estudiantes como los bajos niveles de: motivación, inteligencia, ingresos económicos, hábitos, estrategias y estilos de aprendizaje, entre otros. Por lo tanto, en la actualidad el bajo nivel del rendimiento académico y la deserción estudiantil de la educación superior sigue siendo un problema por resolver, a pesar de la existencia de varias investigaciones tanto a nivel nacional como internacional, las cuales tratan hacer conocer este problema, concretar sus causas e implementar estrategias de solución. Sin embargo, a pesar de la preocupación y los estudios realizados en la búsqueda de soluciones, estos han sido insuficientes y las consecuencias continúan reflejándose en forma negativa en el estudiante. Los programas de formación universitaria en cualquier especialidad están orientados a formar integralmente jóvenes poniéndolos en contacto directo con su situación laboral y recibiendo además una completa formación teórica paralela a su capacitación práctica.

Actualmente, el Rendimiento Académico es entendido como una medida de las capacidades respondientes o indicativas que manifiestan en forma estimativa, lo que una persona ha aprendido como consecuencia de un proceso de instrucción o formación [12]. El rendimiento escolar o efectividad escolar como el grado de logro de los objetivos establecidos en los programas oficiales de estudio [13]. El rendimiento académico puede ser entendido en relación a un grupo social que fija unos rangos sobre los niveles mínimos de aprobación y máximos de desaprobación ante un determinado cúmulo de conocimientos y/o aptitudes [14]. Define el rendimiento

escolar previo definida como el número de veces que el alumno ha repetido uno o más cursos [15]. Ha puesto de manifiesto el problema que han tenido que afrontar todas las sociedades modernas al momento de resolver el problema educativo; esto es, supeditar sus propias opciones al mundo del desarrollo y la industrialización de la sociedad. Esto ha significado que cualquiera que sea el tipo de sociedad, ha tenido que adaptarse a formas tradicionales de transmisión del conocimiento, y por ende, a los criterios restringidos de evaluación y de aceptación de rendimiento por parte de los alumnos [16].



Figura 1: Estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

En la actualidad, la inteligencia escolar es un tema relativo a nuestro estudio en la medida que da cuenta de la operacionalización del concepto de inteligencia en relación con el Rendimiento Academico. Ha dado la siguiente definición de inteligencia escolar: "es el conjunto de habilidades cognitivas y verbales que procesan, integran y organizan el aprendizaje y toda la experiencia escolar y lo van relacionando con los aprendizajes y experiencias anteriores, por medio de la codificación y categorización de sus contenidos, de modo de permitir la aplicación a situaciones nuevas"; es decir, es una capacidad de asimilar la experiencia y la enseñanza de la vida escolar y aplicarla a situaciones nuevas sean dentro o fuera del ámbito escolar.

3. Factores que influyen en el rendimiento académico.

En relación a los factores que influyen en el rendimiento académico, algunas investigaciones han tratado de identificar aquellos factores que mejor explican dicho rendimiento. En su trabajo sobre la dinámica del desempeño académico, usando un modelo de regresión múltiple y tomaron, como variable dependiente, la cantidad de materias aprobadas durante cierto período y, como variables explicativas, varias características del estudiante y de su familia, encontraron que hay varios factores explicativos del rendimiento académico: el sexo (las mujeres obtienen un mejor desempeño); la edad de ingreso (mejor desempeño de los más jóvenes); la educación de los padres (mientras más educado el padre, mejor el rendimiento); las horas trabajadas por parte del estudiante y el desempeño en la Universidad [17].

3.1. Variables individuales

Las variables que intervienen en el análisis de factores asociados se agrupan en las siguientes Categorías:

- Características sociales
- Características socioeconómicas y culturales de la familia
- Trabajo / Distancia de la escuela al centro educativo
- Actitudes
- Historia educativa (Antecedentes individuales del alumno).

3.2. Variables escolares

- Características sociales e institucionales del centro educativo
- Infraestructura del aula y del centro educativo
- Composición socioeconómica del aula
- Clima institucional
- Características personales y profesionales de los docentes
- Recursos pedagógicos y cobertura curricular

4. Tipología de juegos.

Inicialmente de adentrarnos en actividades lúdicas para la enseñanza, la palabra juego procede del latín jŏcus “broma” o “diversión” [1]. El juego y la cultura van estrechamente unidos y su papel ha sido señalado repetidamente. Psicólogos y Antropólogos han dedicado estudios e investigaciones al juego. Con su famosa frase el hombre no está completo sino cuando juega nos llama la atención sobre el juego [18], profundiza en el estudio del mismo en su ya clásica obra Homo ludens, en la que hace las siguientes afirmaciones: el juego existió antes de toda cultura y la cultura surge en forma de juego [19]. Practicar y conocer juegos es un elemento imprescindible en el proceso de enseñanza-aprendizaje dentro de la Educación en cualquier área, desde el punto

de vista didáctico, en habilidades necesarias en la sociedad actual como el trabajo cooperativo, la negociación, la organización, la superación de dificultades, etc., revela que el juego ayuda a desarrollar el espíritu constructivo; la imaginación, la capacidad de sistematizar, además lleva al trabajo, sin el cual no habría ni ciencia ni arte. Sin embargo, el juego no solo se ejercitan las tendencias sociales, sino que se mantiene la cohesión y la solidaridad del grupo con las reuniones, Entre otros aspectos. Los psicólogos, especialmente los cognitivos, llaman la atención sobre el juego destacando sus valores psicomotor, afectivo, social, cognitivo y lingüístico. El juego establece un clima relacional, afectivo y emocional basado en la confianza, la seguridad y la aceptación en el que tienen cabida la curiosidad, la capacidad de sorpresa, el interés por el conocimiento y la interacción con los demás.

Los procedimientos o recursos flexibles utilizados por el Docente para promover el aprendizaje, son algunas estrategias, Monereo define las estrategias de aprendizaje como: Toma de decisiones, en los cuales el alumno elige y recupera, de manera coordinada, los conocimientos que necesita para cumplimentar una determinada demanda u objetivo, dependiendo de las características de la situación educativa en que se produce la acción [20]. Las estrategias de aprendizaje del alumno son definidas por Oxford como las decisiones concretas que adopta el estudiante a fin de que su aprendizaje sea más rápido, fácil, divertido, autónomo, y más susceptible de ser transferido a nuevas situaciones, se refiere a estrategias que el alumno realiza de forma consciente: consultas de gramática, vocabulario, consultas a otros compañeros, traducción mental, etc. Son muchas las clasificaciones de tipos de estrategias del alumno que se han dado [21], tales como:

- Estrategias lingüísticas relacionadas con el aprendizaje (traducir).
- Estrategias de tipo mental (memorizar).
- Estrategias relacionadas con el aprendizaje en general (analizar).
- Estrategias de tipo conductual (salir voluntario).

Han propuesto para conceptuar las estrategias de aprendizaje, considerando y modificando una gran parte de ellas coincidiendo en los siguientes puntos:

- Son procedimientos.
- Son actividades socioculturales.
- Son flexibles.
- Pueden ser abiertas y encubiertas.
- Persiguen una finalidad.
- Pueden incluir varias técnicas o actividades específicas.

Hay tantas clases de juegos como de actividades, como se muestra en la figura 2. Así mismo, hay juegos de movimientos, intelectuales, de imaginación, afectivos, de habilidad, sociales, etc., pero en general, podemos dividirlos en dos grandes apartados: libres o imaginativos y regulados o sistemáticos, cuya realización constituye un aprendizaje.



Figura 2: Algunos juegos lúdicos.

Todos los juegos pueden servir para evaluar en un momento determinado cualquier contenido de alguna materia y según el aspecto a evaluar seleccionaremos el juego apropiado. Estas técnicas centran a los estudiantes en la comunicación al representar e identificarse con sus papeles, de tal modo que comprenden más los significados y generan otros nuevos, a veces, surgen en el acto de la escenificación cuando los estudiantes de forma inconsciente al escenificar dejan de lado las pautas del profesor. En ocasiones, los alumnos pueden representar situaciones en las que tal vez nunca se vean implicados fuera del aula, pero que constituyen un refuerzo del desarrollo de los contenidos de una unidad.

5. Papel del profesor en el juego

El profesor tiene que tener en cuenta, entre otros aspectos, el nivel de conocimientos de los alumnos, la edad, sus intereses y necesidades y el contexto a la hora de planificar actividades lúdicas, estas se podrán realizar dentro y

fuera del aula y se fomentarán situaciones que los alumnos tendrán que afrontar en su actividad diaria [22]. Es importante que el alumno conozca la utilidad práctica de la actividad lúdica, para que sea un aprendizaje significativo y evite el sentimiento de pérdida de tiempo que en ocasiones se genera. Muchos docentes consideran que una vez dadas las instrucciones del juego los alumnos ya pueden funcionar solos y este no es nuestro criterio. Del mismo modo que el profesor toma un papel secundario de orientador, guía, facilitador en muchas de las actividades comunicativas que se dan en el aula, durante los juegos, el profesor debe adoptar ese mismo papel secundario, orientando, animando y guiando a los alumnos para que consigan el objetivo propuesto e incluso explicando algún juego que desconozcan. Sin embargo, el docente debe hacerles comprender que las tareas en grupo implican una relación humana natural tan sencilla como cualquier otra de la vida cotidiana, ver figura 3.



Figura 3: Tareas de la vida cotidiana.

El profesor ha de tener en cuenta, para poner en práctica juegos en el aula ciertos aspectos físicos tales como: Espacio para una buena comunicación, Iluminación, Ventilación, Decorado, Mobiliario, Color, etc. También, el profesor determinará cuál es la mejor técnica o táctica según las circunstancias y metas participativas de cada grupo, seleccionará los objetivos específicos, dará orientaciones tendrá en cuenta la temporalización y los criterios de evaluación, los instrumentos y medios.

El éxito o fracaso del juego depende, en gran parte, de las habilidades del docente y de las características del grupo, no de las técnicas, tácticas o enfoques en sí mismas pues las posibles causas de fracaso radican, generalmente, en:

- Falta de formación del docente en la técnica específica
- Errónea selección de la técnica
- Conducción inadecuada
- Desconocimiento del grupo

6. Metodología.

La preparación eficiente del docente forma el factor esencial del proceso de enseñanza aprendizaje. Este proceso pone de manifiesto la relación entre la educación, la instrucción, la enseñanza y el aprendizaje y se analiza como un fenómeno, planificado, dirigido y específico, en cuanto la interrelación maestro-alumno se empieza a vincular esta actividad lúdica dentro del aula, cuyo fin del docente es el desarrollo integral de la personalidad de los educandos.

6.1. Metodología.

La preparación metódica de los docentes de la Universidad tomada como muestra, resulta un aspecto de importancia relevante para el empleo consecuente de la Metodología Lúdica, la que se desarrolló a través de diferentes materias de los programas de Ingeniería Mecánica, que constituyen el punto inicial para comprender la necesidad de dicha metodología. El trabajo desarrollado con los docentes dirigido y puesta en práctica, los cursos de superación y entrenamiento, entre otro factores, permitieron asegurar una correcta preparación que repercutiera en el desarrollo de la creatividad de los alumnos para la Educación en la Ingeniería Mecánica.

6.2. Metodología.

La Metodología Lúdica para la Educación de Ingeniería Mecánica en su estructura abarca: La motivación lúdica, los procesos de investigación e indagación, las actividades relacionadas con las diferentes modos de expresión

que concluye con el proceso de comprobación de los resultados. La metodología se organiza sobre la base de la teoría acerca de la estructura de la actividad en sus tres etapas, la orientación, la ejecución y el control, [23],. En este trabajo se propone la aplicación de una Actividad Lúdica para la Educación en Ingeniería Mecánica por medio de un juego lúdico de cartas en base a una Metodología, ver figura 4. Para integrar la Educación Ingenieril, con el juego lúdico y los contenidos de los diferentes programas de estudio, y lograr con ello la elevación de la creatividad.

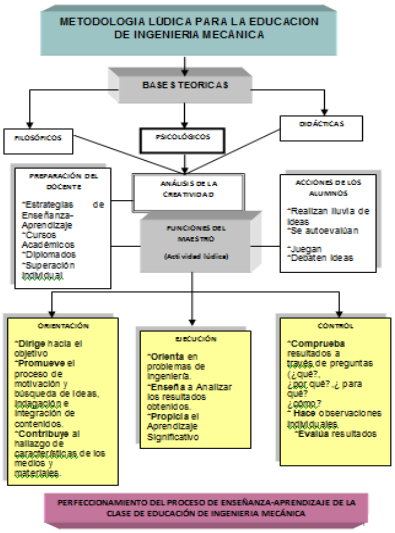


Figura 4: Metodología Lúdica para la Educación de Ingeniería Mecánica.

6.3. Metodología.

Para comprobar la efectividad de la Metodología Lúdica, se desarrolló por medio de un juego de cartas, ver figura 5, donde tenían que formar conceptos de la materia de Resistencia de Materiales I, por ejemplo: Esfuerzo, Esfuerzo Cortante, Ley de Hooke, Diagrama σ-E, entre otros conceptos, que permitió evaluar a los alumnos durante clase, obteniendo sus resultados en las aulas del cuarto semestre de Ingeniería Mecánica, ver figura 5. En este sentido, se tuvieron en cuenta las características de los alumnos, la preparación del docente y el diagnóstico para determinar las dimensiones y los indicadores de la variable desarrollo de la creatividad, valorados a partir de un juego lúdico.



Figura 5: Obtención de Conceptos por medio de la Actividad Lúdica.

Pasos para seguir la actividad lúdica:

1.- Establecer al inicio de la actividad, 5 equipos con 6 alumnos y 2 equipos con 5 alumnos.
2.- Es conveniente acomodar inicialmente a los alumnos en lugares fijos dentro del aula.
3.- Cada equipo selecciona un nombre para su equipo, sin aceptar faltas de respeto.
4.- Un integrante del equipo paso, por un paquete de cartas.
5.- Se tienen tarjetas con letras para la formación de conceptos.
6.- Se mezclan a la vista de todos.
7.- Pasa el primer miembro de cada equipo y toma un paquete de tarjeta.
8.- Se incorpora al equipo y se ven y voltean, las tarjetas.
9.- Empiezan a formar los Conceptos.
10.- Intercambian tarjetas con los otros equipos.
11.- Finalmente, definen los conceptos y tratan de intercambiar todas las tarjetas posibles.

7. Metodología.

Durante el desarrollar de la actividad lúdica se llevó a cabo de la manera siguiente: se organizaron 5 Equipos de 6 Alumnos y 2 equipos con 5 alumnos. Esta actividad se conformó con un Grupo de 40 Alumnos, de cuarto Semestre de la carrera de Ingeniería Mecánica, y participando el Docente Titular de la Materia, ver figura 6. Se desarrolló el Juego Lúdico de forma cualitativa y cuantitativa ofreciendo la posibilidad de verificar en la actividad el avance que se lleva con los alumnos, durante el desarrollo de la creatividad, y realizándolo desde la propia aula.

La evaluación de la Actividad se fue realizando mediante la integración de cada uno de los equipo y la obtención y complementación de la búsqueda de los conceptos de la materia mencionada con anterioridad, establecidos desde el comienzo de la actividad lúdica, para lo cual se hicieron los ajustes, que permitieron darle la relación de proceso a la estructura metodológica fundamentada en forma de sistema. Se realizaron dos pausas evaluativas, una inicial, y una final, que permitieron evaluar las dimensiones e indicadores propuestos para el desarrollo de la creatividad. Por lo tanto, a consecuencia del desarrollo del Juego lúdico, se obtuvo que el 98% de los resultados afirman que la actividad lúdica como estrategia pedagógica es fundamental en la educación Ingenieril ya que facilita la expresión, la espontaneidad, la socialización, y el aprendizaje significativo. Cabe mencionar, las actividades lúdicas propician en ambiente satisfactorio y constituye un factor para enriquecer el desarrollo de los Alumnos brindándoles mejores posibilidades de expresión, formación de una personalidad adulta, crítica, reflexiva, de solidaridad y cooperativismo, consiente de la realidad y capaz de promover y buscar alternativas de solución a los problemas que enfrenta y bienestar en donde se entrelaza el agrado, la actividad creativa y el conocimiento. Así mismo, obteniendo las siguientes ventajas dentro de esta actividad.

a) Fomentan la velocidad y precisión.
b) Dan transparencia, al ser trabajos individuales a la vista de todos.
c) Se practica el trabajo conciso, limpio y la ortografía.
d) Se ejerce la capacidad de expresión.



Figura 6: Obtención de Conceptos por medio de la Actividad Lúdica (Juego de Cartas) con Alumnos de Ingeniería Mecánica.

8. Conclusiones.

Consideramos que el juego es un elemento motivador que fomenta la creatividad y espontaneidad del alumno. Por la facilidad de introducirlo en cualquier momento del proceso educativo, puede desempeñar diferentes funciones, desde ser el núcleo de la actividad, o la presentación de un nuevo contenido o el complemento a una actividad, hasta ser el elemento de repaso de estructuras explicadas ya en el aula. El juego permite planificar actividades que nos llevan más allá de presentar juegos planificados para la consecución de los objetivos de las unidades didácticas. Los juegos son un símbolo de la vida y una preparación para la misma; a través del juego el estudiante se habitúa a superar obstáculos con placer. Cualquier actividad de cualquier tipo un profesor experto la puede convertir en lúdica. En la actualidad, las asignaturas de Ingeniería Mecánica cuentan con posibilidades y potencialidades para el desarrollo de un proceso enseñanza aprendizaje, que permita el logro de conocimientos tanto científicos, como culturales para estimular la creatividad, así como ofrece oportunidades para hacer del juego una vía importante que conduzca a obtener un aprendizaje significativo. La convicción de la Metodología Lúdica permitió al docente, concebir sus propias ideas en las clases, y hacer de estas un hecho creativo en su puesta en práctica. Los alumnos han sido capaces, no solo de innovar con el contenido, sino también con los materiales. Se comprobó además que el docente puede evaluar el proceso de una manera diferente, haciendo de esa evaluación un hecho creativo, lo que le sirve de pauta para su desarrollo en otras asignaturas.

9. Agradecimientos.

Los Autores hacemos patente nuestro agradecimiento a la Escuela Superior de Comercio y Administración (ESCA) Unidad Tepepan por, impulsar la Superación Académica del Instituto Politécnico Nacional, por medio del Diplomado de Formación en Competencias Tutoriales.

10. Referencias.

[1] M. J. Labrador , P. Morote ., El Juego en la Enseñanza de Ele, Revista Electrónica Internacional, 2008, ISSN 1576-7809.

[2] E. Pascarella, P. Terenzini., Predicting Freshman Persistente and Voluntary Dropout Decisions from a Theorical Model. The Journal of Higher Education. Vol. 51, Nº.1, (1980), 60-75.

[3] W. Singer y , From whether to when: New methods for studying student dropout and teacher attrition, Review of Educational Research 61 (4), (1991).

[4] Ministerio de Educación – Bolivia, Publicaciones de la Reforma Educativa Rendimientos Escolares de los alumnos en Lenguaje y Matemática y Factores Asociados, (1997).

[5] L. Cerconi, E. Ortiz de Guevara, Los estudios universitarios como determinantes del nivel de ingreso: Una aproximación econométrica. III Encuentro Internacional de Encomia. Universidad Nacional de Córdoba- CIEC, (1999).

[6] P. I. Giovagnoli, Determinantes de la deserción y graduación universitaria: una aplicación, utilizando modelos de duración. Documento de trabajo No. 37. Departamento de Economía, Facultad de Economía, Universidad Nacional de la Plata, (2002).

[7] G., Jadue, Transformaciones familiares en Chile: Riesgo creciente para el desarrollo emocional, psicosocial y la educación, Estudios Pedagógicos (Valdivia), (2003).

[8] E. Castaño, Deserción estudiantil universitaria: una aplicación de modelos de duración. Revista Lecturas de Economía. No. 60, (2004), 39-65.

[9] L.A. Esquivel, C.A. Rojas, Motivos de estudiantes de nuevo ingreso para estudiar un post grado en educación. Revista Iberoamericana de Educación, (2005).

[10] K. Rytkönen, K. Aunola, J.E. Nurmi, Parents´causal attributions concerning their children´s school achievement: A longitudinal study. Merrill- Palmer Quarterl, (2005).

[11] A. Abarca, M. A. Sánchez, Revista electrónica Actualidades Investigativas en Educación, Vol. 5. 2005, Universidad de Costa Rica.

[12] R. Pizarro, Rasgos y Actitudes del Profesor Efectivo. Tesis para optar al Grado de Magister en Ciencias de la Educación. Pontificia Universidad Católica de Chile, 1985.

[13] E. Himmel, Modelos de análisis de la deserción estudiantil en la educación superior. Revista calidad de la educación. Consejo Superior de Educación. Segundo semestre. Chile, 2002.

[14] W. Carrasco, Autoestima en educadores: Un diaporama motivacional . Tesis para optar al Grado de Magister en Diseño de Instrucción en la Pontificia Universidad Católica de Chile, 1993.

[15] Heran, Villarroel, Caracterización de algunos factores del alumno y su familia de escuelas urbanas y su incidencia en el rendimiento de Castellano y Matemática en el primer ciclo de Enseñanza General Básica. Editado por CPEIP, 1987.

[16] H. Gardner, Estructura de la mente. La teoría de las inteligencias múltiples. (2ª Edición). México: Fondo de Cultura Económica, 1994.

[17] A. Porto, L. Di Gresia, Características y rendimiento de estudiantes universitarios. Caso de la Facultad de Ciencias Económicas de la Universidad Nacional de La Plata. Documento de Trabajo, Nº. 24, 2000.

[18] F. Schiller, La educación estética del hombre, Madrid, Espasa Calpe, 1945. [19] J. Huzinga, Homo ludens, Barcelona MC, 1968.

[20] C. Monereo, Estrategias de enseñanza y aprendizaje, 5ª ed. Barcelona, 1998. [21] Castenela, Estrategias de aprendizaje, 1999. Disponible: www.rugfi.org.cl [22] D. B. Elkonin, Psicología del juego, Editorial D. G Brasil, 1989.

[23] A. N. Leontiev, Actividad Comunicación y personalidad, Moscú, 1975.

Estrategias blended-learning en laboratorios del Grado en Ingeniería Mecánica: una experiencia positiva

S. De la Flor López[1], F. Ferrando Piera[2], A. Fabregat Sanjuan[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili. silvia.delaflor@urv.net

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili. f.ferramdo@urv.cat

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili. a.fabregat@urv.cat

Se presenta un sistema de enseñanza innovador para la asignatura "Laboratorio de Elasticidad y Resistencia de Materiales" fundamentado en la metodología blended-learning implantado desde el curso 2013/14. Está basado en el uso de diferentes técnicas de enseñanza que combinan métodos presenciales con el uso de herramientas TIC, con el objetivo de mejorar los resultados de aprendizaje en el Grado de Ingeniería Mecánica. Estas nuevas técnicas aúnan innovaciones en sus Materiales Docentes, introducen sistemas de Autoevaluación y Vídeo Clips con instrucciones detalladas para el desarrollo de cada sesión práctica. Nuestro reto ha sido mejorar el método de aprendizaje transformándolo de un modelo docente que se limita a presentar las sesiones prácticas a un modelo docente en el que se involucra activamente a los estudiantes en su proceso de aprendizaje. Los resultados obtenidos en cuanto a la satisfacción de los estudiantes para los cursos 13/14 y 14/15, conocidos a través de una encuesta anónima, muestran que estas mejoras han sido muy bien recibidas por su parte, pues las consideran muy útiles tanto para comprender mejor la asignatura como para prepararse los exámenes orales. Los resultados de las calificaciones de los estudiantes para los mismos cursos muestran que estas mejoras tienen un impacto directo en su calificación, mejorándola significativamente y reduciendo la tasa de abandono. Como conclusión general, podemos decir que todas las técnicas introducidas son instrumentos eficaces en la mejora de los resultados de aprendizaje en el Grado de Ingeniería Mecánica.

1. Introducción

Desde la incorporación de las Universidades españolas al Espacio Europeo de Educación Superior, la integración de la formación práctica en el currículo universitario, para que los estudiantes desarrollen un perfil profesional adecuado, se ha convertido en un tema de especial relevancia. En los planes de estudios desarrollados, la formación práctica recibe más protagonismo para fortalecer el vínculo entre la teoría y la práctica, fundamental para la adquisición de competencias profesionales de calidad [1-5].

Con estos principios, el Grado de Ingeniería Mecánica (GEM) de la Universitat Rovira i Virgili, implantó un conjunto de asignaturas de laboratorio, donde se desarrollan en profundidad diferentes técnicas experimentales, con contenidos propios e independientes y con total autonomía en lo referente a la evaluación, gestión y estructura organizativa. Este innovador método de docencia se fundamenta en una enseñanza eminentemente práctica para un desarrollo profesional enfocado a las necesidades industriales del entorno, además de potenciar las aptitudes y capacidades del alumno, formando ingenieros/as capaces, versátiles y resolutivos.

El laboratorio objeto de estudio de este proyecto es el Laboratorio de Elasticidad y Resistencia de Materiales (LabELAR). Es un laboratorio con 60 horas presenciales en el 2º cuatrimestre de 2º curso del GEM. El número de alumnos por curso es entre 60 a 70 alumnos. Concretamente, en el curso 2013/14 había 75 alumnos matriculados (4 mujeres y 71 hombres) y en el curso 2014/15, 72 alumnos (6 mujeres y 66 hombres).

En este laboratorio, el alumno debe adquirir los principales conceptos prácticos de la Resistencia de Materiales aplicada a los sistemas mecánicos. Para conseguirlo, el contenido de la asignatura está dividido en tres módulos experimentales y 11 sesiones prácticas presenciales divididos de la siguiente manera:

MÓDULO 1: Caracterización, inspección y ensayo de materiales industriales: 3 prácticas que incluyen el ensayo a tracción de Materiales Industriales; técnicas para la inspección de materiales y detección de defectos y cálculo e inspección de uniones soldadas.

MÓDULO 2: Caracterización experimental con galgas extensométricas: 4 prácticas, incluyendo, la preparación y colocación de galgas; medidas en tracción y con diferentes estados tensionales, y caracterización del estado tensional de una viga a flexión.

MÓDULO 3: Análisis numérico con el Método de los Elementos Finitos (MEF): 4 prácticas que incluyen el cálculo con MEF de elementos vigas y de elementos 3D, y la optimización en el diseño con MEF.

Cada semana, el estudiante desarrolla en el laboratorio docente una de las prácticas en sesiones de 4 horas de duración.

Para la organización de la asignatura, además de un profesor coordinador, hay un profesor titular responsable de cada módulo que se encarga del desarrollo del contenido teórico, del material docente y de coordinar al resto de profesores implicados en la docencia (normalmente asociados y/o becarios que suelen cambiar cada curso). Todo el material docente está accesible vía Moodle.

Los principales resultados de aprendizaje de esta asignatura son, principalmente:

- Capacidad para aplicar experimentalmente los fundamentos de la elasticidad y la resistencia de materiales (derivado de una competencia específica).
- Capacidad para aplicar los conocimientos de ingeniería en la práctica profesional (derivado de una competencia transversal).
- Capacidad para producir una correcta comunicación oral (estructurada, clara y adecuada a la situación comunicativa) (derivado de una competencia nuclear).

Estas dos últimas competencias se refieren a aquellas competencias que son claves, interdisciplinarias y transferibles a una amplia variedad de contextos personales, sociales, académicos y profesionales en toda la vida. Con la adquisición de estas habilidades pretendemos que nuestros estudiantes, al final de sus estudios de grado, posean, no sólo competencias técnicas sino también metodológicas, humanas y sociales.

El sistema de evaluación de esta asignatura se centra en el contenido y la adquisición de estas competencias, por ello, una de las técnicas de evaluación utilizadas y con mayor peso es el **examen oral**. En este examen el estudiante presenta, en cinco minutos, una de las sesiones prácticas elegida al azar y responde las preguntas de los profesores durante cinco minutos más. Los resultados de aprendizaje a evaluar en este examen oral en referencia a la competencia nuclear son los siguientes:

- El alumno presenta la práctica de una manera correcta, clara y organizada.
- El alumno respeta el tiempo asignado a la presentación.
- El alumno es capaz de discutir y responder a las preguntas planteadas.

Otros elementos de evaluación de la asignatura están relacionados con el desarrollo de las diferentes sesiones prácticas.

A partir de nuestra experiencia durante casi 10 años en la enseñanza de esta materia (en el Grado y antes, en la Ingeniería Técnica), hemos detectado graves problemas que impiden o retrasan la adquisición de los resultados de aprendizaje, que reducen significativamente la tasa de rendimiento (la proporción de estudiantes que aprueban la asignatura respecto al número total de estudiantes matriculados) y aumentan la tasa de abandono (la proporción de estudiantes que no se presentan al examen respecto al número total de alumnos matriculados en la asignatura). Además, se detecta claramente, cada curso académico, una bajada sistemática en la satisfacción de los estudiantes. Estos problemas pueden venir causados por diferentes factores, pero que principalmente está relacionados con la falta de motivación de los alumnos por la asignatura:

- Los alumnos llegan al laboratorio sin una idea clara de qué deben hacer y cómo deben proceder. Una posible causa puede ser la falta de uniformidad entre los diferentes métodos y materiales docentes, debido principalmente a que hay numerosos profesores implicados en la asignatura.
- Poca implicación en el desarrollo de las sesiones de prácticas. Los alumnos se limitan a rellenar el informe final con los resultados y, como profesores, es difícil comprobar, de manera fehaciente, si han asimilado los conocimientos básicos de cada sesión.
- Pasividad de algunos alumnos. Como se trabaja en grupo, su participación individual es difícil de evaluar. Uno de los ítems de evaluación, con un 10% de peso, es su actitud, sin embargo, con casi 20 alumnos por sesión, es difícil hacer una valoración adecuada.

Derivado de los anteriores problemas y de la falta de asimilación de la esencia de las diferentes prácticas (objetivos, metodología, técnicas, instrumentales...), el alumno se enfrenta con graves problemas en los exámenes orales, como:

- Hay un periodo de tiempo excesivo entre las primeras sesiones prácticas y la fecha del examen (unos cuatro meses). Como resultado, los estudiantes no recuerdan los principales conceptos de las primeras sesiones.
- En el examen oral, los estudiantes no son capaces de resumir la sesión práctica en cinco minutos (porque no han sido capaces de comprender la esencia de las prácticas). Además, se detectan serias carencias en la expresión oral.
- Los estudiantes no reciben orientación o no tienen ejemplos modelo de preguntas similares a las planteadas por los examinadores, por lo que no saben cómo prepararse para el examen oral y no contestan con el rigor técnico que se pretende.

Para intentar solucionar los problemas detectados, en el curso 2013/14 decidimos cambiar drásticamente la metodología de enseñanza utilizada hasta ahora mediante la **implantación de un conjunto de recursos educativos digitales o herramientas TAC** con la idea de crear una **estrategia de aprendizaje combinada o "blended-learning"** [6]. Entendemos como herramientas TAC aquellas herramientas docentes que tratan de orientar las tecnologías de la información y comunicación (TIC) hasta unos usos más formativos con el objetivo de aprender más y mejor. El sistema propuesto se basa en el uso de diferentes herramientas de enseñanza que combinan métodos presenciales (esenciales en la docencia de laboratorios) con las tecnologías de e-learning, con el objetivo de adaptarla a un sistema mucho más interactivo que fomente la participación de los estudiantes y promueva un proceso de aprendizaje autónomo. La principal finalidad ha sido garantizar la adquisición de los resultados de aprendizaje de la asignatura a la vez que se mejoraba significativamente el rendimiento académico y la satisfacción del alumnado. Con este nuevo modelo docente hemos creado una experiencia educativa mucho más abierta y centrada en el estudiante, fomentando un aprendizaje mucho más auto-dirigido, participativo y activo, que ha implicado mucho más a los alumnos ya que les ha permitido tomar el control de sus propios procesos de aprendizaje [7, 8].

En el presente artículo se presentan en detalle estas herramientas implantadas a partir del curso 2013/14 y posteriores así como el análisis de los resultados obtenidos tanto en la tasa de rendimiento y de abandono, como en la satisfacción de los estudiantes.

2. Herramientas Docentes Introducidas

Las herramientas TAC desarrolladas en esta experiencia docente son:

1. **Vídeo clips** colgados en Youtube con instrucciones detalladas del desarrollo de cada sesión práctica (con un código QR que enlaza con el vídeo, pensado para móviles y tabletas) y denominado "**Learning by Watching**".
2. **Material Docente Ilustrativo** (denominado "**Learning by Reading**") para reforzar los conceptos introducidos en los vídeo clips con más detalle práctico y teórico de cada sesión de laboratorio. Este material puede interactuar con el vídeo mediante el código QR y su estructura (fotografías y enlaces) está pensada para ser utilizada con las tabletas electrónicas o portátiles en el laboratorio.
3. **Métodos de Autoevaluación interactivos** para antes de cada práctica (denominados "**Are you Ready?**") y posteriores a cada práctica ("**What have you Learned?**").

Estos nuevos recursos (presentados gráficamente en la Figura 1) están estructurados para conseguir un alto nivel de rendimiento en las actividades de aprendizaje y se han integrado en el espacio Moodle de la asignatura y en YouTube. Nuestro reto ha sido mejorar el método docente mediante el cambio desde un modelo que se limitaba a presentar las sesiones de prácticas en un modelo que involucra activamente a los estudiantes en este proceso de aprendizaje (modelo centrado en el alumno) dentro y fuera del laboratorio y que les ayuda a mejorar los niveles de retención y adquisición de competencias utilizando un conjunto de herramientas digitales. Detallamos, a continuación, cada una de las herramientas.

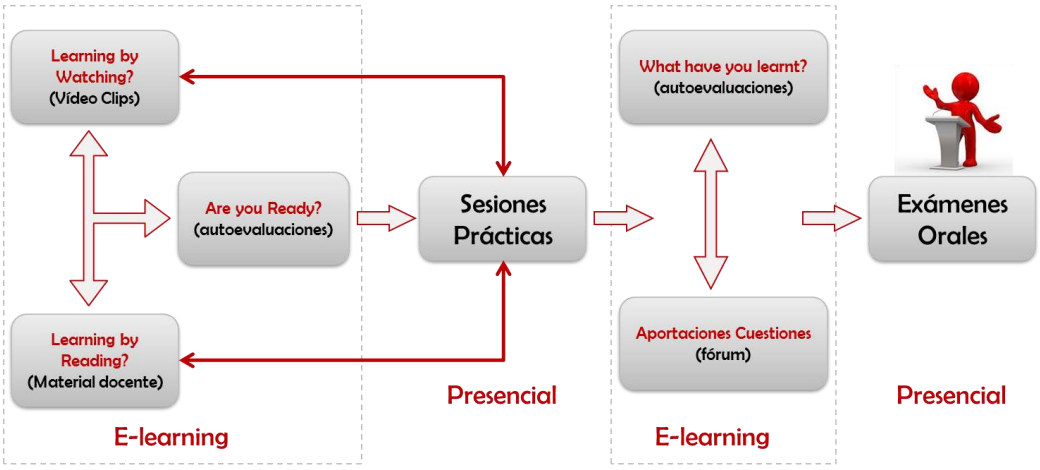


Figura 1: Representación gráfica de las herramientas docentes introducidas y su inter-relación

2.1. Los vídeo-clips: Learning by Watching

Esta es la mejora más significativa introducida en la asignatura y es la que nos ha requerido más tiempo y dedicación. Para cada sesión práctica, en colaboración con los Servicios de Recursos Educativos de la URV, hemos filmado un vídeo ilustrativo sintetizado de 5-10 minutos de duración que destaca los aspectos fundamentales de la práctica (objetivos generales y operacionales, ideas clave, operativa de las máquinas, detalles experimentales, conclusiones, etc.). El vídeo se filmó en el laboratorio mientras los alumnos desarrollaban la práctica y muestra todas las indicaciones con subtítulos (texto) sin la necesidad de audio, pero se ha incluido música para hacer una visualización más dinámica.

Los vídeos tienen un doble objetivo: que los alumnos puedan prepararse previamente la correspondiente sesión de laboratorio (asimilando los conceptos básicos) y les ayude también para preparar, posteriormente, el examen oral, ya que en cada vídeo se resume cada sesión de práctica destacando los aspectos fundamentales. También son un recordatorio útil de los contenidos de las sesiones realizadas a principios del semestre. La incorporación de esta herramienta TAC tiene como objetivo ayudar a los estudiantes a adquirir los resultados del aprendizaje relativos al examen oral: "la sesión práctica se presenta de una manera adecuada, clara y organizada" y "Se respeta el tiempo asignado a la presentación". En la Figura 2 podemos ver las capturas de los vídeos clips para cada módulo de la asignatura en los diferentes idiomas en los que ha sido implantado (curso 13/14 en catalán y extendido al español e inglés en el curso 14/15).

2.2. El material docente: Learning by Reading

Como refuerzo al contenido de los vídeo clips, se ha desarrollado un material docente ilustrativo para cada sesión práctica con contenidos y estructura unificada, con ilustraciones y fotografías explicativas de los métodos experimentales (directamente relacionado con los vídeos) y poniendo de relieve los principales objetivos y conclusiones. Los nuevos materiales también proporcionan instrucciones claras y concisas del "paso a paso" para cada sesión de práctica y está también coordinado con las cuestiones de los "Are you Ready?" Y "What have you learnt?" de los sistemas de Autoevaluación. Un código QR en la portada de cada documento enlaza con el vídeo clip asociado. Estos códigos permiten al alumno enlazar con el vídeo en directo en el laboratorio y obtener instrucciones detalladas sobre cómo desarrollar la sesión práctica (por ejemplo, para utilizar un determinado equipo o para saber qué parámetros experimentales pueden extraer). El material docente fue confeccionado pensando en una visualización compatible con tabletas o dispositivos digitales, debido a la abundancia de fotografías, enlaces, etc. El objetivo es integrar las técnicas docentes de una manera fácil para que los estudiantes puedan utilizar cualquiera de ellas cuando se preparan para la correspondiente sesión práctica y, posteriormente, para el examen oral. Con las mejoras realizadas en este material se pretende ayudar a los estudiantes a lograr el resultado del aprendizaje específico evaluado en el examen oral: "la sesión práctica se presenta de una manera correcta, clara y organizada". En la Figura 3(a) podemos ver un ejemplo del material docente para un módulo de la asignatura (módulo 2: Extensometría).

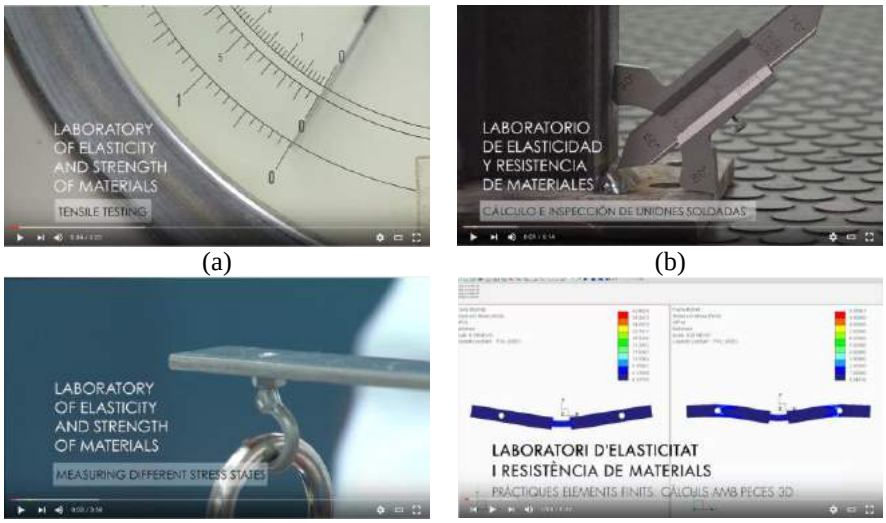


Figura 2: Capturas de los vídeo clips para (a) Módulo 1, PR1: ensayo a tracción (vídeo en inglés); (b) Módulo 1 PR3: Cálculo e Inspección de uniones soldadas (c) Módulo 2, PR6: Medidas con diferentes estados tensionales y (d) Módulo 3, PR10: cálculo por MEF con elementos 3D

2.3. Las Autoevaluaciones

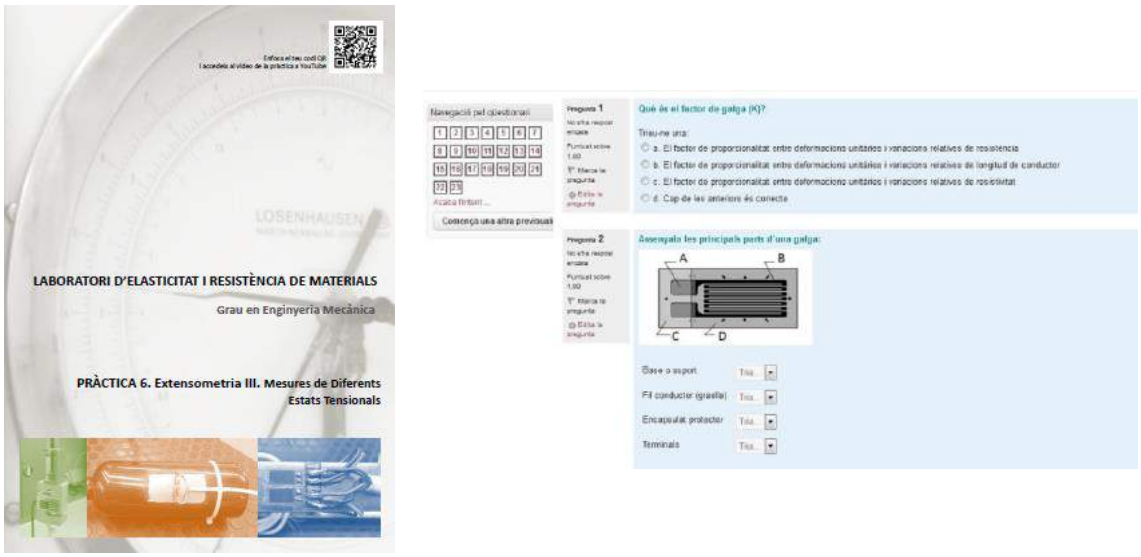
Las autoevaluaciones también forman parte de las herramientas e-learning introducidas que creemos que más ha contribuido a la mejora global de la asignatura. Fomentan un aprendizaje mucho más auto-dirigido, participativo y activo, con una alta implicación del alumno, y que le permite tomar el control de su ritmo de estudio.

Dentro de las Autoevaluaciones hemos separado dos grupos bien diferenciados: las autoevaluaciones previas a la sesión práctica ("Are you Ready?") Y las posteriores a las sesiones prácticas y que deben contestar una vez estudiada la práctica ("What have you learnt? ").

• **Autoevaluaciones Previas ("Are you Ready?"):** Son cuestionarios que contienen alrededor de 10-15 preguntas clasificadas por dificultad con cuestiones tipo test, o bien ejercicios de contestación numérica que desarrollan cuestiones teóricas verificar experimentalmente en la práctica. Estas pruebas se centran en el conocimiento que consideramos esencial para completar con éxito cada sesión práctica. Los estudiantes deben leer el informe ("Learning by Reading"), ver el vídeo clip ("Learning by Watching"), y completar las pruebas antes de la clase práctica correspondiente. El objetivo de esta herramienta es mejorar el rendimiento de la preparación previa de la sesión práctica, aprovechando mucho más la parte presencial en el laboratorio. Las autoevaluaciones son todas accesibles a través de Moodle, reciben respuesta automática de la calificación que obtienen y pueden repetir todas las veces que quieran. Dado que se ha diseñado un banco de preguntas (en el caso de tipo test) o valores numéricos cambiantes, el alumno apenas repite el mismo ejercicio y se evita el plagio entre alumnos.

• **Autoevaluaciones Posteriores ("What have you learnt?"):** Para ayudar a los estudiantes a prepararse para el examen oral, esta parte de las pruebas de autoevaluación se centra en los conceptos que los estudiantes deben dominar al final de cada sesión práctica. Estos conceptos profundizan en los aspectos básicos que se preguntan en el examen y por tanto deben ser dominados para conseguir el resultado de aprendizaje: "El alumno es capaz de debatir y responder a las preguntas planteadas". En este caso la calificación media que se obtiene forma parte del sistema de evaluación.

Además, de cara a fomentar un entorno más participativo entre los alumnos, se aprovechó el foro de Moodle para crear un espacio abierto (pero controlado por la Coordinadora) donde los alumnos podían aportar sus propias cuestiones abiertas o tipo test (con soluciones) de las diferentes sesiones. El objetivo era implicar de una manera muy directa al alumno en su propio proceso de evaluación. La experiencia inicial no fue lo que esperábamos, dado que generaba confusión en el foro con algunas preguntas poco definidas y respuestas incorrectas. Por ello, transformamos el fórum de discusión en una actividad de Moodle donde los alumnos colgaban las cuestiones. A partir de estas, la coordinadora "pulía y retocaba" las cuestiones y las hacía accesibles para todos. Esta experiencia fue muy provechosa, tanto para los alumnos (tomaban conciencia de que se puede evaluar) y los profesores (aprovechamos muchas preguntas para añadir al banco general de preguntas). En la Figura 3b podemos ver un ejemplo de las autoevaluaciones posteriores tipo “What have you learnt?”.



(a) (b)

Figura 3: (a) Portada ejemplo de Material Docente con detalle del código QR. (b) Ejemplo de Autoevaluación tipo "What have you learnt?".

3. Resultados

Para analizar la bondad del sistema docente implantado, así como para conocer la opinión de los alumnos, se realizó una encuesta a los alumnos matriculados en la asignatura en los cursos 2013/14 y 2014/15. La encuesta se realizó vía Moodle y estaba formado por múltiples preguntas divididas en diferentes categorías. De entre todas, seleccionamos y analizamos en este artículo las dos siguientes:

• Cuestiones para valorar numéricamente la **utilidad de las mejoras introducidas** para (a) comprender mejor la asignatura de manera global y (b) para preparar mejor el examen oral.

• Cuestiones cerradas (SI / NO) para valorar **la utilidad de los vídeos** y de los **métodos de autoevaluación** como herramientas para alcanzar los resultados de aprendizaje objetivo.

La encuesta fue realizada al final del cuatrimestre, tras el examen final oral. De los 75 alumnos matriculados en el curso 2013/14, 50 alumnos contestaron la encuesta mientras que en el curso 2014/15 de los 72 alumnos matriculados la contestaron 46. También se abrió un foro en Moodle para que los alumnos pudieran opinar abiertamente de todas las mejoras introducidas.

Para analizar si estas herramientas docentes mejoraron la tasa de rendimiento y disminuir la tasa de abandono, se analizaron también las calificaciones obtenidas al final de ambos cursos (2013/14 y 2014/15) y se comparó con los dos cursos anteriores (desde la implantación del Grado).

3.1. Tasa de Rendimiento y Tasa de Abandono

Lo primero que analizamos era si estas mejoras introducidas habían contribuido a mejorar los resultados académicos de los alumnos. La respuesta fue contundente: se mejoraba y de forma significativa. Para comprobarlo, en la Figura 4 se ve representado, gráficamente, la comparación entre las calificaciones obtenidas en los cursos anteriores y los cursos donde se han implantado las nuevas técnicas docentes. Esta comparación ayuda a entender las ventajas aportadas por estas mejoras y cuantifica los beneficios de su aplicación.

Podemos ver en la figura que los resultados para los dos primeros años fueron similares pero que las calificaciones mejoraron significativamente a partir de la implantación del sistema. El número de estudiantes que no se presentaron al examen oral (NP) se redujo considerablemente (de 41% en 2011/12 al 24% en 2013/14 y 14/15), así como el número de estudiantes suspendidos (del 20 % al 8% o 9%). Por el contrario, el número de estudiantes que obtienen buenas calificaciones (entre 7 y 9) se incrementó notablemente desde el 3% en 2011/12 al 20% en 2013/14 y 22% en 2014/15. También ha mejorado el número de estudiantes en la banda de más alta calificación (más de 9) aunque aún sigue siendo muy limitado. Este hecho se debe, probablemente, a la utilización de un sistema de evaluación continua con muchos ítems que puede producir notas más atenuadas o distribuidas.

Con los resultados observados en la Figura 4, podemos concluir que el uso efectivo de nuestras actividades mejoradas ha tenido un impacto considerable en la reducción de la tasa de abandono (del 41% al 24%) y en la mejora del rendimiento académico los estudiantes (de 39% de aprobados hasta un 68%).

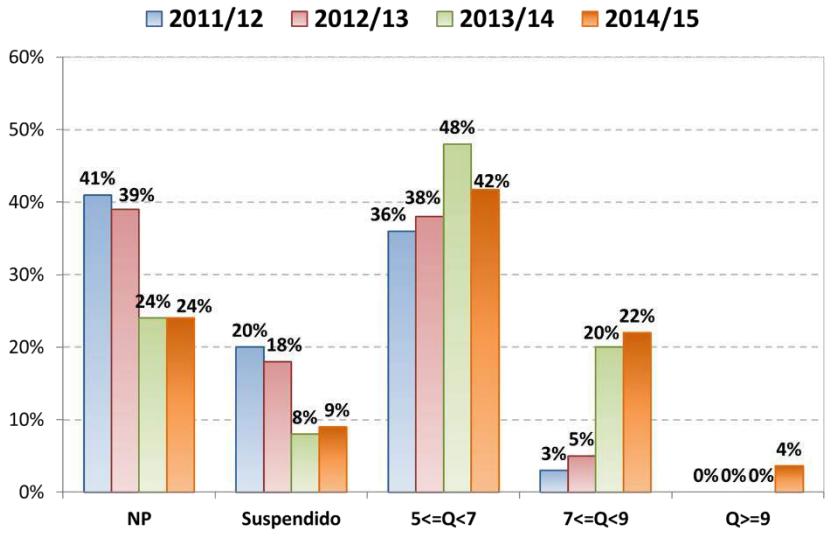
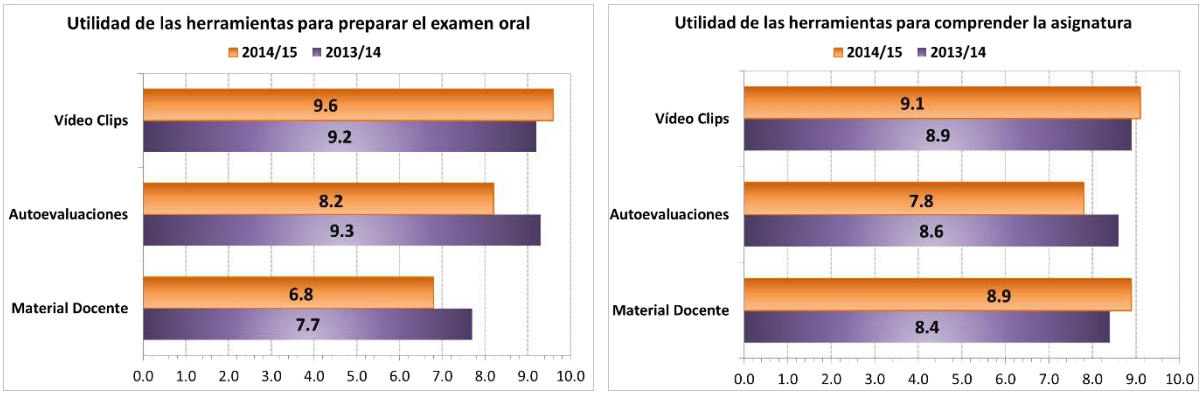


Figura 4: Resultados académicos comparativos de los cursos donde no estaban las herramientas implantadas (2011/12 y 2012/13) y en los que sí (2013/14 y 2014/15).

3.2. Percepción del Estudiante y Satisfacción

Lo primero que nos interesó conocer era cómo calificaba el alumno cada una de las mejoras introducidas de cara a **comprender mejor la asignatura** y a **preparar el examen oral**. Los resultados fueron muy positivos y se pueden ver representados en la Figura 5. Se puede apreciar cómo los alumnos valoran muy significativamente los vídeos clips y las autoevaluaciones como una herramienta clara para prepararse el examen oral.

En cambio, de cara a una compresión global de la asignatura, el resultado está muy equilibrado, aunque despuntan los vídeos clips como el elemento más útil. Cabe destacar que, de entre todas las herramientas, el 76% de los alumnos puntúan con más de un 9 los vídeos clips y el 82% las autoevaluaciones como herramientas útiles para prepararse el examen oral.



(a) (b)

Figura 5: Calificación otorgada por el estudiante (del 1 al 10) sobre las mejoras introducidas para (a) preparar mejor el examen oral y (b) comprender mejor la asignatura. Resultados para los cursos 2013/14 y 2014/15.

A partir de estas preguntas podemos concluir que, en términos generales, las mejoras han sido muy bien recibidas por los estudiantes, y que se consideran muy útiles tanto para una mejor comprensión global de la asignatura como para la preparación del examen oral.

Relacionado con las respuestas anteriores, se hicieron unas preguntas cerradas (si/no) para determinar si los vídeo clips y las autoevaluaciones habían ayudado a los estudiantes a (a) **preparar y desarrollar mejor las sesiones prácticas** y **(b) reducir el tiempo de preparación del examen oral.** Los resultados se presentan en la Tabla 1.

Tabla 1: Respuestas relacionadas con la utilidad de los vídeo clips y las autoevaluaciones

	Vídeo Clips				**Autoevaluaciones**			
	Entender las sesiones del lab.		**Reducir el tiempo de preparación del examen oral**		**Entender las sesiones del lab**		**Reducir el tiempo de preparación del examen oral**	
	2013/14	**2014/15**	**2013/14**	**2014/15**	**2013/14**	**2014/15**	**2013/14**	**2014/15**
Si	98%	93%	55%	46%	40%	38%	100%	97%
No	2%	7%	45%	54%	60%	62%	0%	3%

Los resultados obtenidos confirman la mejora que las herramientas e-learning han tenido en la asignatura: casi todos los estudiantes (100% en 2013/14 y 97% en 2014/15) consideran que las pruebas de autoevaluación son el recurso más útil para reducir el tiempo de preparación para el examen oral, y 98 % de los estudiantes (93% en el curso 2014/15) consideran que los vídeos son el recurso más útil para prepararse y desarrollar mejor las sesiones de laboratorio. Por tanto, estos datos apoyan la hipótesis de que los recursos ayudan a los estudiantes a alcanzar dos de los principales resultados del aprendizaje: la competencia específica, en el caso de los clips de vídeo; y la competencia nuclear, en el caso de los métodos de autoevaluación. Sin embargo, en contraste con nuestras suposiciones iniciales, los resultados también muestran que las pruebas de autoevaluación no ayudan a los estudiantes a comprender y llevar a cabo las sesiones de laboratorio, por lo que podemos concluir que los Are you Ready? (Preguntas de la autoevaluación para antes de cada sesión) no son consideradas útiles para el alumno para la adquisición de la competencia específica. Son, pues, un objetivo futuro de mejora.

4. Conclusiones

Se ha presentado una estrategia docente basada en un sistema "blended-learned" para la asignatura de laboratorio de Elasticidad y Resistencia de Materiales del Grado en Ingeniería Mecánica. Los vídeo clips introducidos mejoran el proceso de enseñanza y aprendizaje junto con otras técnicas docentes interactivas como métodos de autoevaluación. Los resultados obtenidos con la implantación del sistema son altamente satisfactorios: incremento notable del número de aprobados y bajada notable del número de no-presentados. Además, mediante una encuesta de satisfacción, constatamos una clara aceptación por parte de los alumnos, considerando estas mejoras como muy útiles tanto para la compresión global de la asignatura como para la preparación del examen oral. Hay que destacar que este proyecto ha recibido el premio a la Calidad Docente otorgado el *Consell Social* de la Universitat Rovira i Virgili (2015) y por la Generalitat de Catalunya con la Distinción Jaume Vicens Vives a la Calidad Docente Universitaria (2015). Además, la difusión de los vídeos a través del canal YouTube de la URV en los diferentes idiomas en los que se han desarrollado (inglés, español y catalán) contribuyen de manera notable a la difusión de la enseñanza y de la URV. También ha servido de base para ser implantando en otros laboratorios docente del GEM de similar metodología, como el Laboratorio de Tecnología Mecánica en 3er curso.

5. Referencias

[1] E. Márquez Lepe, M.L. Jiménez-Rodrigo. Project-based learning in virtual environments: a case study of a university teaching experience, RUSC. Universities and Knowledge Society Journal. 11(1), 2014, 76–90.

[2] B. Kramarski, T. Michalsky. Investigating preservice teachers' professional growth in self-regulated learning environments. Journal of Educational Psychology. 101(1), 2009, 161-175.

[3] V. Gámiz Sánchez, R. Montes Soldado, M.C. Pérez López. Self-assessment via a blended-learning strategy to improve performance in an accounting subject. RUSC. Universities and Knowledge Society Journal, 11(2), 2014, 43.

[4] A. Colombo, M. Gómez Pradas. SIMULACRE: A proposal for practical training in e-learning environments. RUSC. Universities and Knowledge Society Journal, 11(3), 2014, 4-20.

[5] E. Molina, P. Iranzo, M. C. Lopez, M.A. Molina. Procedimientos de análisis, evaluación y mejora de la formación práctica. Revista de Educación, 346, 2008, 335-361.

[6] S. De la Flor, F. Ferrando, A. Fabregat-Sanjuan. Learning/training vídeo clips: an efficient tool for improving learning outcomes in Mechanical Engineering. International J. of Educational Technology in Higher Education, 13(6) (2016) 1-13.

[7] M. Ćukušić, Ž. Garača, M. Jadrić. Online self-assessment and students' success in higher education institutions. Computers & Education, 72, 2014, 100-109.

[8] S. Manca, M. Ranierit. Is it a tool suitable for learning? A critical review of the literature on Facebook as a technology-enhanced learning environment. Journal of Computer Assisted Learning, 29(6), 2013, 487-504.

BLOQUE IV

DINÁMICA DE SISTEMAS MULTICUERPO

Observador de estados basado en modelo multicuerpo aplicado a un vehículo automóvil

E. Sanjurjo Maroño[1], E. Sinigaglia[2], M.Á. Naya Villaverde[1]

[1]*Laboratorio de Ingeniería Mecánica. Universidad de A Coruña. {emilio.sanjurjo, minaya}@udc.es*

[2]*Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali, University of Padua. edoardo.sinigaglia@studenti.unipd.it*

Este trabajo trata la aplicación de un filtro de Kalman a un modelo multicuerpo de vehículo. La ventaja de emplear modelos multicuerpo en observadores de estados es que proveen un marco sistemático con el que diseñar los modelos dinámicos de los filtros de Kalman. El mayor inconveniente de esta técnica es que la estructura matemática del filtro de Kalman y la de las simulaciones multicuerpo es bastante diferente, por lo que su combinación no es trivial. En este caso se ha propone un filtro de Kalman indirecto, en el que se estiman los errores de posición y velocidad de la simulación multicuerpo para luego corregirlos. Esta técnica permite el aprovechamiento de modelos existentes sin realizar cambios a la formulación ni al integrador, a la vez que su coste computacional es menos elevado que otras alternativas más convencionales.

1. Introducción

Cada año mueren más de 1.2 millones de personas en accidentes de tráfico en el mundo, siendo además la primera causa de muerte en personas de 15 a 29 años [1]. Este hecho ha motivado un gran esfuerzo de investigación en los últimos años para mejorar la seguridad activa y pasiva de los automóviles.

Los sistemas de seguridad activa ayudan al conductor a controlar el vehículo en situaciones de emergencia. Los vehículos autónomos van un paso más allá: no se ayuda al conductor, sino que éste es sustituido.

Tanto los sistemas de ayuda a la conducción como los vehículos autónomos necesitan de información del vehículo y de su entorno. Cuando es posible, esta información se toma de sensores, pero existen magnitudes que no pueden ser medidas directamente por limitaciones técnicas y/o económicas. En ese caso se emplean observadores de estados, habitualmente basados en el filtro de Kalman, que combinan la información procedente de sensores con un modelo simplificado del sistema en estudio para obtener la información deseada. Cuanto más completo sea el modelo, más información se puede obtener del mismo, pero realizar modelos detallados a medida puede resultar muy complejo. Por ese motivo resulta conveniente emplear las técnicas sistemáticas de realización de modelos multicuerpo, ya que permiten acelerar el proceso de desarrollo de modelos complejos. El inconveniente surge por su estructura matemática, que es diferente a la asumida por el filtro de Kalman, por lo que previamente se han estudiado distintas opciones para combinarlos de la mejor manera posible [2]. En este trabajo, el mejor método de los propuestos en [2] se aplica al modelo multicuerpo de un vehículo completo.

2. Prototipo empleado



Figura 1: Vehículo empleado.

Para este trabajo se ha empleado un prototipo de vehículo (Figura 1) construido en el Laboratorio de Ingeniería Mecánica, de la Universidad de A Coruña. Al ser un vehículo de fabricación propia se conocen mejor sus propiedades (dimensiones, masas, inercias, etc.) y el funcionamiento de cada componente del vehículo, permitiendo una caracterización más precisa de los subsistemas.

Este vehículo cuenta con un chasis multitubular de acero y un motor de gasolina con caja de cambios automática situada en la parte trasera, que transmite la fuerza de propulsión al eje trasero. Los frenos son de disco en ambos ejes. Aunque el vehículo cuenta con servomotores que permiten actuar de forma autónoma los mandos de acelerador, freno y dirección, en este trabajo el vehículo se ha utilizado conduciéndolo de forma completamente manual.

Para la toma de datos realizada en este trabajo se ha empleado la sensorización disponible a bordo del vehículo (véase Tabla 1), muestreada a través del sistema de adquisición de datos (modelo DAP 4200a), que se conecta al ordenador central del vehículo. La única excepción a esta norma es el receptor de GPS, que se conecta directamente al ordenador a través de un puerto serie.

Las magnitudes monitorizadas en el vehículo se emplean en dos fases diferentes: algunas de ellas son empleadas como entradas para los modelos de fuerzas aplicados al modelo multicuerpo, mientras que otros sensores se emplean para corregir el estado del modelo.

Tabla 1: Sensores instalados en el vehículo.

Magnitud	Sensor
Aceleración del chasis (X,Y,Z)	Acelerómetros
Velocidad angular del chasis (X,Y,Z)	Giróscopos
Inclinación del chasis en parado (cabeceo, balanceo)	Inclinómetro
Ángulo de rotación de las ruedas	Sensores de efecto Hall
Presión del circuito de frenos	Sensor de presión
Ángulo de volante y de la cremallera de dirección	Codificadores angulares
Velocidad de rotación del motor	Sensor de efecto Hall
Par de la cremallera de dirección	Sensor de par
Ángulo del pedal del acelerador	Codificador angular
Par transmitido a la rueda trasera derecha	Sensor de par
Posición, velocidad y curso	GPS

3. Modelo multicuerpo

El modelo multicuerpo del vehículo empleado en este trabajo es similar al que se describe en [3], aunque se han hecho una serie de modificaciones para mejorar la precisión y el rendimiento de la simulación.

El modelo ha sido realizado en coordenadas naturales, aunque se han añadido algunas coordenadas relativas para facilitar la introducción de fuerzas, como distancias para caracterizar el movimiento de las suspensiones, o ángulos para caracterizar el giro de las ruedas con respecto a las manguetas. Los principales puntos y vectores de la modelización empleada se muestran en la Figura 2.

Las modificaciones del modelo con respecto al descrito en [3] se detallan a continuación.

En primer lugar, el modelo de freno se ha modificado, habiéndose caracterizado el coeficiente de rozamiento entre las pastillas de freno y los discos experimentalmente, y ajustando el modelo de fuerza normal de la pastilla sobre el disco. Todo el proceso de caracterización del freno se detalla en [4].

La resistencia a la rodadura también ha sido determinada experimentalmente lanzando el vehículo por una pendiente de inclinación conocida y comparando la aceleración real con la que obtendría el modelo sin considerar la resistencia a la rodadura, pero considerando los efectos de los errores geométricos, como las desalineaciones de las ruedas. De esta comparación se obtiene el coeficiente de resistencia a la rodadura. El proceso también se describe con más detalle en [4].

Por último, la mejora más importante realizada en el modelo ha sido la eliminación de vectores giratorios en la rueda. En lugar de ello, los vectores que antes estaban fijos a la rueda ahora son solidarios a la mangueta. Aunque dichos vectores siguen formando parte del modelo, con la nueva configuración son mucho más fáciles de integrar, ya que su movimiento es mucho más lento. Para caracterizar el movimiento de la rueda en esta nueva configuración se emplea el ángulo de giro relativo entre la rueda y la mangueta. El inconveniente de este enfoque

es que la matriz de masas deja de ser constante, por lo que las fuerzas dependientes de la velocidad tienen que ser calculadas explícitamente, lo que supone un pequeño aumento de complejidad y de coste computacional, pero que se compensa con creces por estabilidad y velocidad que le aporta al proceso de integración [5].

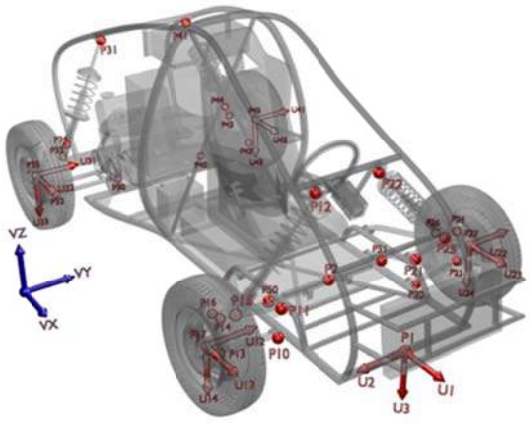


Figura 2: Principales puntos y vectores del modelo de vehículo.

3.1. Entorno de simulación

Para conseguir que el modelo multicuerpo de un vehículo se comporte de manera realista, además de la calidad del modelo, también es muy importante el entorno de simulación, principalmente la topografía del suelo.

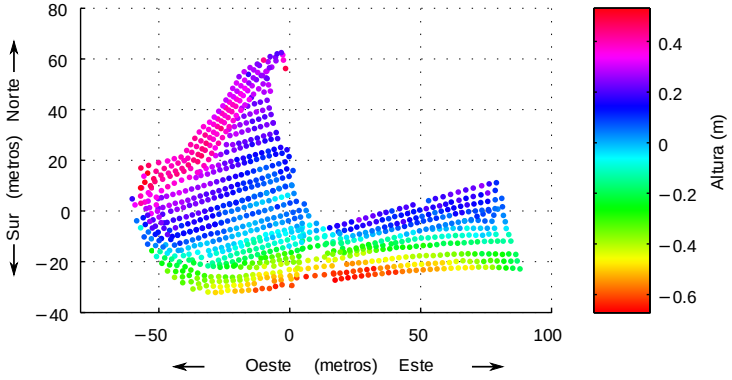


Figura 3: Puntos tomados del levantamiento topográfico.

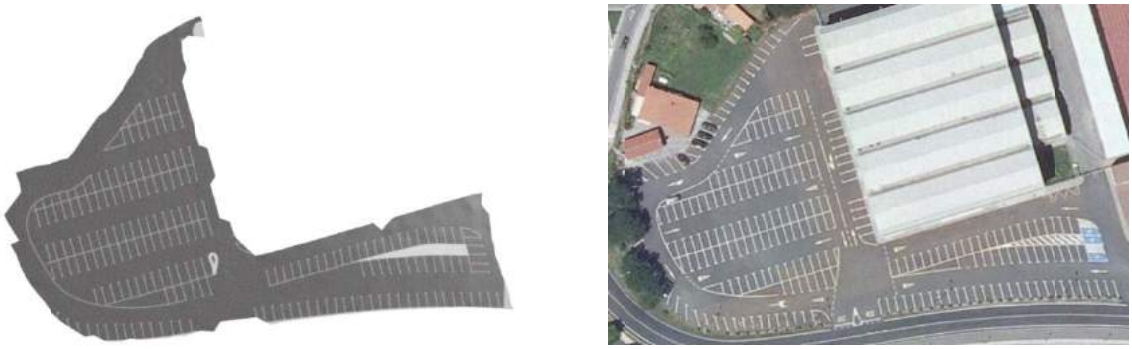


Figura 4: Modelo de la pista de pruebas (izquierda), ortofoto de la pista real (PNOA cedida por © Instituto Geográfico Nacional), (derecha).

En este trabajo se ha empleado un aparcamiento como pista de pruebas. Dicha pista se ha caracterizado mediante un levantamiento topográfico realizado con GPS en el que se han tomado 957 puntos de la pista (ver Figura 3). A partir de los datos tomados se realiza una malla de triángulos, empleada tanto para la detección de colisiones con

el neumático, como para crear el objeto gráfico empleado en las simulaciones, que ayuda a una primera verificación visual de los resultados. Para la creación del objeto gráfico definitivo se añadió una textura de asfalto, y se han dibujado las principales líneas del aparcamiento a partir de una ortofoto de la zona (Figura 4).

3.2. Formulación multicuerpo

En este trabajo se ha empleado una formulación de Lagrange aumentado de índice 3 con proyecciones ortogonales en velocidad y aceleración [6], [7], [8]. La ecuación del movimiento tiene la siguiente forma:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{\Phi}_\mathbf{q}^\mathrm{T}\boldsymbol{\alpha}\mathbf{\Phi} + \mathbf{\Phi}_\mathbf{q}^\mathrm{T}\boldsymbol{\lambda}^* = \mathbf{Q} \tag{1}$$

en donde $\mathbf{M}$ es la matriz de masas del sistema, $\ddot{\mathbf{q}}$ son las aceleraciones, $\mathbf{\Phi}_\mathbf{q}$ es la matriz jacobiana del sistema, $\boldsymbol{\alpha}$ es la matriz de penalizadores, $\mathbf{\Phi}$ es el vector de restricciones, $\boldsymbol{\lambda}^*$ son los multiplicadores de Lagrange y $\mathbf{Q}$ son las fuerzas generalizadas del sistema.

Los multiplicadores de Lagrange se obtienen según el siguiente proceso iterativo:

$$\boldsymbol{\lambda}_{i+1}^* = \boldsymbol{\lambda}_i^* + \boldsymbol{\alpha}\mathbf{\Phi}_{i+1} \tag{2}$$

El integrador empleado es la regla trapezoidal implícita de paso simple, que presenta la siguiente forma:

$$\dot{\mathbf{q}}_{k+1} = \frac{2}{\Delta t}\mathbf{q}_{k+1} + \hat{\dot{\mathbf{q}}}_k, \quad \text{con} \quad \hat{\dot{\mathbf{q}}}_k = -\left(\frac{2}{\Delta t}\mathbf{q}_k + \dot{\mathbf{q}}_k\right) \tag{3}$$

$$\ddot{\mathbf{q}}_k = \frac{4}{\Delta t^2}\mathbf{q}_{k+1} + \hat{\ddot{\mathbf{q}}}_k \quad \text{con} \quad \hat{\ddot{\mathbf{q}}}_k = -\left(\frac{4}{\Delta t^2}\mathbf{q}_k + \frac{4}{\Delta t}\dot{\mathbf{q}}_k + \ddot{\mathbf{q}}_k\right) \tag{4}$$

en donde Δt es el paso de tiempo de integración. Nótese que los subíndices i se refieren a iteraciones dentro de un mismo paso de tiempo, mientras que los subíndices k hacen referencia a los distintos pasos de tiempo. Las ecuaciones del movimiento se discretizan introduciéndolas en las ecuaciones del integrador. La solución del sistema no lineal resultante se obtiene utilizando el método de Newton-Raphson. Finalmente, se realizan las proyecciones ortogonales en velocidad y aceleración, que garantizan el cumplimiento de las restricciones en velocidad $\dot{\mathbf{\Phi}} = \mathbf{0}$, y aceleración $\ddot{\mathbf{\Phi}} = \mathbf{0}$.

4. Observadores de estados basados en modelos multicuerpo

El observador de estados empleado en este desarrollo pertenece a la familia de los filtros de Kalman [9], [10], un algoritmo ampliamente utilizado para implementar observadores de estados y sistemas de fusión de datos. Para sistemas lineales, el filtro de Kalman proporciona un algoritmo simple y eficiente que permite combinar de forma óptima las predicciones de un modelo imperfecto con medidas ruidosas procedentes de sensores. Uno de los problemas que surgen cuando se intenta aplicar el filtro de Kalman a un sistema real es que la mayoría de los sistemas reales no son lineales, como sucede en este caso, en el que se desea emplear un filtro de Kalman para corregir un modelo multicuerpo.

Cuando se pretende aplicar el filtro de Kalman a un sistema no lineal hay varias alternativas, aunque todas ellas implican un mayor coste computacional y la pérdida de la optimalidad del algoritmo. Si las no linealidades del sistema no son muy importantes con respecto al ruido de la planta y/o de las mediciones, se suelen obtener buenos resultados con el filtro de Kalman extendido (EKF), que es la aplicación de un filtro de Kalman a un sistema linealizarlo en la trayectoria estimada. Sin embargo, a veces este método no converge, y los matrices jacobianas en la linealización no siempre son fáciles de obtener para sistemas reales.

Cuando la linealización en la trayectoria estimada no representa adecuadamente al sistema, es necesario emplear métodos de mayor orden. Una de las estrategias más empleadas para conseguir solventar estos problemas son los métodos basados en muestreos deterministas [11], en los que se seleccionan varios puntos que representan la distribución de probabilidad de la estimación de estado. Esos puntos se propagan a través del modelo del sistema y del modelo de medición, para finalmente reconstruir las propiedades estadísticas de la estimación a través de las muestras propagadas. Cada una de estas muestras se suele denominar como “sigma-point” en la literatura. Existen diferentes estrategias para seleccionar los “sigma-points”, y según la que se emplee dan lugar a distintos filtros, tales como el unscented Kalman filter (UKF), el spherical simplex unscented Kalman filter (SSUKF), etc. Sin embargo, el resto del algoritmo es idéntico en todos ellos, produciendo resultados similares. La ventaja de estos métodos es su mayor precisión y facilidad de implementación con respecto al filtro de Kalman extendido,

pero su coste computacional suele ser mayor, ya que el modelo del sistema tiene que ser evaluado tantas veces como "sigma-points" haya.

Los modelos multicuerpo son, en general, sistemas no lineales, por lo tanto hay que emplear alguna de las técnicas anteriormente descritas para poder emplearlos en un filtro de Kalman. Además de esto, todavía hay que destacar dos inconvenientes más a la hora de combinar estas dos técnicas: el primero es que los modelos multicuerpo son sistemas de segundo orden, mientras que los filtros de Kalman están formulados para sistemas de primer orden. Este inconveniente es fácilmente solucionable duplicando variables: los estados están formados por las posiciones y las velocidades del mecanismo en estudio, de modo que el vector de estados del observador tiene el doble de tamaño que el vector de coordenadas del modelo multicuerpo.

La última posible discrepancia es que los sistemas multicuerpo, en general, están formulados con coordenadas dependientes, entre las que hay ecuaciones de restricción que hay que cumplir. Sin embargo, el filtro de Kalman asume que las coordenadas son independientes entre sí. Para solucionar esta discrepancia cabe considerar dos opciones: o se emplea una formulación multicuerpo en coordenadas independientes, como la de matriz R [12], o bien se introducen las restricciones en el filtro de Kalman, lo que puede ser conseguido por varios métodos [13].

Una última opción es que el estado del filtro no sean las variables deseadas, sino el error que el modelo multicuerpo comete al estimar las mismas. De esta manera, primero se ejecuta el modelo multicuerpo, que comete un cierto error, y después se ejecuta el filtro, que estima dicho error. Finalmente, los errores estimados son introducidos en la simulación del modelo multicuerpo. Este tipo de filtro es empleado habitualmente cuando se combinan sensores inerciales con otros sensores de posición [14], y se conoce como formulación indirecta.

Se han estudiado varias de estas opciones en [2], poniendo especial atención en el coste computacional y en la precisión obtenida por los algoritmos. En concreto, las formulaciones estudiadas han sido un filtro de Kalman extendido en tiempo continuo (CEKF), un filtro de Kalman extendido en tiempo discreto (DEKF), un filtro de Kalman de la familia de los "sigma-point" (UKF), dos filtros de Kalman extendidos con variables dependientes incluyendo las restricciones como medidas perfectas (SCKF, y DIEKFpm), y el método indirecto estimando errores (errorEKF). Los mecanismos estudiados con estos filtros han sido un cuadrilátero articulado y un pentalátero articulado, lo que ha posibilitado estudiar como aumenta el coste computacional de los métodos al aumentar el tamaño del problema. Se ha visto que el método que proporciona los mejores resultados es el UKF, pero su coste computacional es muy alto, por lo que sería imposible emplearlo en tiempo real en un sistema tan grande como el modelo de vehículo empleado en el presente trabajo. El método más eficiente ha resultado ser el errorEKF, que además también ha logrado obtener unos buenos resultados en cuanto a precisión en la mayoría de los experimentos realizados, por lo que éste ha sido el candidato seleccionado para ser implementado con el vehículo. La implementación de estos métodos, realizada en Matlab®, ha sido liberada como código libre[1].

5. Observador de estados del vehículo

De todas las opciones consideradas en [2], el método seleccionado ha sido el errorEKF por su equilibrio entre coste computacional y precisión. Una ventaja adicional del método elegido es que su implementación no interfiere con la del modelo, de modo que el filtro de Kalman puede ser añadido a un modelo existente sin modificar el código del mismo. Esto ha resultado particularmente ventajoso en este caso, dado que ya había disponible un modelo multicuerpo del vehículo instalado a bordo del vehículo capaz de ejecutarse en tiempo real empleando los datos de los sensores del vehículo como entradas [5].

Los filtros de Kalman convencionales tienen dos etapas, la predicción y la actualización con medidas de los sensores. El errorEKF, al ser un filtro indirecto, tiene una fase adicional, la corrección del modelo multicuerpo.

En la etapa de predicción, el filtro estima los errores de los grados de libertad a nivel de posición, $\Delta\mathbf{z}$, y errores a nivel de velocidad, $\Delta\dot{\mathbf{z}}$. El error en velocidad evoluciona según un modelo de camino aleatorio ("random walk"), mientras que para el error de posición se considera una integración con el método Euler explícito ("forward Euler"):

$$\Delta\mathbf{z}_k = \Delta\mathbf{z}_{k-1} + \Delta\dot{\mathbf{z}}_{k-1}\Delta t \tag{5}$$

$$\Delta\dot{\mathbf{z}}_k = \Delta\dot{\mathbf{z}}_{k-1} \tag{6}$$

Escribiendo el modelo de la predicción en forma matricial, se obtiene lo siguiente:

[1] https://github.com/MBDS/mbde-matlab

$$\begin{bmatrix}\Delta\mathbf{z}\\ \Delta\dot{\mathbf{z}}\end{bmatrix}_k^- = \begin{bmatrix}\mathbf{I} & \Delta t\mathbf{I}\\ \mathbf{0} & \mathbf{I}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\Delta\mathbf{z}\\ \Delta\dot{\mathbf{z}}\end{bmatrix}_{k-1}^+ \Rightarrow \mathbf{x}_k^- = \mathbf{F}\mathbf{x}_{k-1}^+ \tag{7}$$

donde $\mathbf{x}$ es el vector de estados, los superíndices – y + indican estimación antes y después de las medidas de los sensores, respectivamente, y $\mathbf{I}$ es la matriz identidad.

La matriz de covarianza del error de estimación $\mathbf{P}$ también se propaga en esta fase:

$$\mathbf{P}_k^- = \mathbf{F}\mathbf{P}_{k-1}^+\mathbf{F}^T + \mathbf{\Sigma}^P \tag{8}$$

en donde $\mathbf{\Sigma}^P$ es la matriz de covarianza del ruido de la planta.

Una vez finalizada la fase de predicción, se aplican las medidas de los sensores. En este caso, a cada paso de tiempo del modelo multicuerpo, que se realiza a 250 Hz ($\Delta t = 4\text{ms}$), hay disponibles medidas de la mayoría de los sensores empleados en esta fase: acelerómetros, giróscopos y medidas de los ángulos girados por las ruedas. Sin embargo, el GPS se actualiza a menor frecuencia, unos 50 Hz, de modo que la mayoría de los pasos de tiempo no hay correcciones procedentes del GPS. Además, el GPS provee de medidas en posición, velocidad y curso (la dirección de la velocidad), pero estas últimas sólo son fiables cuando la velocidad está por encima de un cierto umbral. Por ese motivo, la fase de actualización se hace de forma secuencial, aplicando las medidas de los sensores una a una, y sólo se aplican en cada paso de tiempo los sensores que están disponibles. Esta metodología, además de permitir una mayor flexibilidad a la hora de considerar diversas configuraciones de los sensores, es más eficiente computacionalmente que la misma operación realizada de modo matricial, aunque el método secuencial solo se puede aplicar si los ruidos de cada sensor no dependen de los ruidos de los otros sensores, es decir, si la matriz de covarianza del ruido de los sensores es diagonal [10]. El proceso de actualización es el siguiente:

$$\mathbf{K}_k^i = \frac{1}{\mathbf{h}_{\mathbf{x},k}^i\mathbf{P}_k^{i-1}\left(\mathbf{h}_{\mathbf{x},k}^i\right)^T + \mathbf{\Sigma}^{S,i}}\mathbf{P}_k^{i-1}\left(\mathbf{h}_{\mathbf{x},k}^i\right)^T \tag{9}$$

$$\mathbf{P}_k^i = \mathbf{P}_k^{i+1} - \mathbf{K}_k^i\mathbf{h}_{\mathbf{x},k}^i\mathbf{P}_k^i \tag{10}$$

$$\mathbf{x}_k^i = \mathbf{x}_k^{i-1} + \mathbf{K}_k^i\left(\mathbf{o}_k^i - \mathbf{h}^i(\mathbf{x}_k^{i-1})\right) \tag{11}$$

donde $\mathbf{K}$ es la ganancia de Kalman, $\mathbf{h}$ y $\mathbf{h}_\mathbf{x}$ es el modelo de medición y su jacobiano con respecto a los estados, $\mathbf{\Sigma}^S$ es la matriz de covarianza de ruido de los sensores y $\mathbf{o}$ es el vector de medidas. El superíndice i indica la medida aplicada en cada momento. De esta manera, $\mathbf{h}_\mathbf{x}^i$ es la iésima fila de la matriz $\mathbf{h}_\mathbf{x}$, $\mathbf{\Sigma}^{S,i}$ es el iésimo elemento de la diagonal de $\mathbf{\Sigma}^S$ y $\mathbf{o}^i$ es la iésima medida aplicada. Las variables intermedias $\mathbf{P}^i$ y $\mathbf{x}^i$ se inicializan de la siguiente manera:

$$\mathbf{P}_k^0 = \mathbf{P}_k^- \tag{12}$$

$$\mathbf{x}_k^0 = \mathbf{x}_k^- \tag{13}$$

Una vez que se han aplicado todas las medidas disponibles en un instante dado, $\mathbf{P}^i$ y $\mathbf{x}^i$ se convierten en las estimaciones a posteriori de ese instante de tiempo $\mathbf{P}_k^+$ y $\mathbf{x}_k^+$.

La última fase del algoritmo consiste en corregir el estado del modelo multicuerpo. Como los estados del observador son los errores de los grados de libertad del mecanismo (o de algunos de ellos si no hay información sobre todos), para poder corregir el vector de posiciones y velocidades de la simulación multicuerpo hay que resolver los problemas cinemáticos de posición y velocidad para obtener unos nuevos vectores de posición y velocidad que cumplan las restricciones. En general, la forma correcta de hacer esto es incrementar el valor de los grados de libertad en posición y velocidad, y resolver ambos problemas cinemáticos. Sin embargo, si la formulación multicuerpo empleada puede corregir pequeños errores a nivel de posición, y si las correcciones proporcionadas por el filtro son pequeñas, se puede hacer una simplificación que reduce el coste computacional del algoritmo. En lugar de incrementar el valor de los grados de libertad y luego resolver el problema de posición, que es iterativo, se puede resolver el problema de velocidad imponiendo como velocidades de los grados de libertad los errores en posición del mecanismo. De esta manera se obtiene una aproximación de los incrementos que hay que aplicar a las coordenadas dependientes para corregir su estado. Por último, una vez que

el estado del modelo multicuerpo ha sido corregido, la estimación del error se pone a cero, y se empieza el siguiente paso de tiempo.

En el caso concreto del observador de estados del vehículo no se ha aplicado porque algunas de las correcciones procedentes del GPS son demasiado grandes y es preferible resolver el problema de posición sin simplificaciones.

La selección de los estados a incluir en el observador se hace en función de la observabilidad de los mismos. Si no hay sensores que aporten información sobre alguna coordenada, la covarianza asociada a esa magnitud se desestabiliza, y con ello se desestabiliza el filtro. Por ello se dejan únicamente los grados de libertad que son observables. Los demás no se corrigen directamente, aunque se ven afectados por las correcciones de las otras coordenadas a través de las ecuaciones de la dinámica durante la ejecución de la simulación multicuerpo.

En este caso, el modelo de vehículo tiene 14 grados de libertad: 6 grados de libertad del chasis como sólido rígido, 4 desplazamientos de las suspensiones, y 4 giros de las ruedas. El movimiento de la dirección no es un grado de libertad porque se impone con una restricción de guiado cinemático. El movimiento del chasis está definido por los sensores inerciales y el GPS, y giro de las ruedas se mide con los sensores de efecto Hall instalados en las mismas. Sin embargo, no se realiza ninguna medición del recorrido de las suspensiones, por lo que su movimiento no es conocido. Por ello, el vector de estados del filtro tiene 20 componentes: los errores en posición y velocidad de todos los grados de libertad excepto las suspensiones.

6. Resultados

Se ha realizado una maniobra con el prototipo, y se han grabado los datos de todos los sensores, para poder ejecutar el observador de estados posteriormente. En la Figura 5 se muestran los resultados de los valores de posición y velocidad obtenidos en esa maniobra. Se puede comprobar que el modelo multicuerpo sin corrección se aparta de la trayectoria real en pocos segundos, mientras que el observador de estados consigue corregir la posición y la velocidad hasta solaparse con los datos del GPS, con la ventaja de que el observador de estados proporciona datos a 250 Hz, mientras que el GPS lo hace a 50 Hz. En cuanto a la velocidad, además de la misma ganancia en frecuencia que en el caso de la posición, el observador de estados proporciona una solución menos ruidosa que la dada por el GPS.

A falta de un estudio más detallado, se puede decir que el método presentado se ejecuta más rápido que tiempo real en esta maniobra en un ordenador de sobremesa (Intel Core i5 650 @ 3.20 GHz, 4 GB RAM).

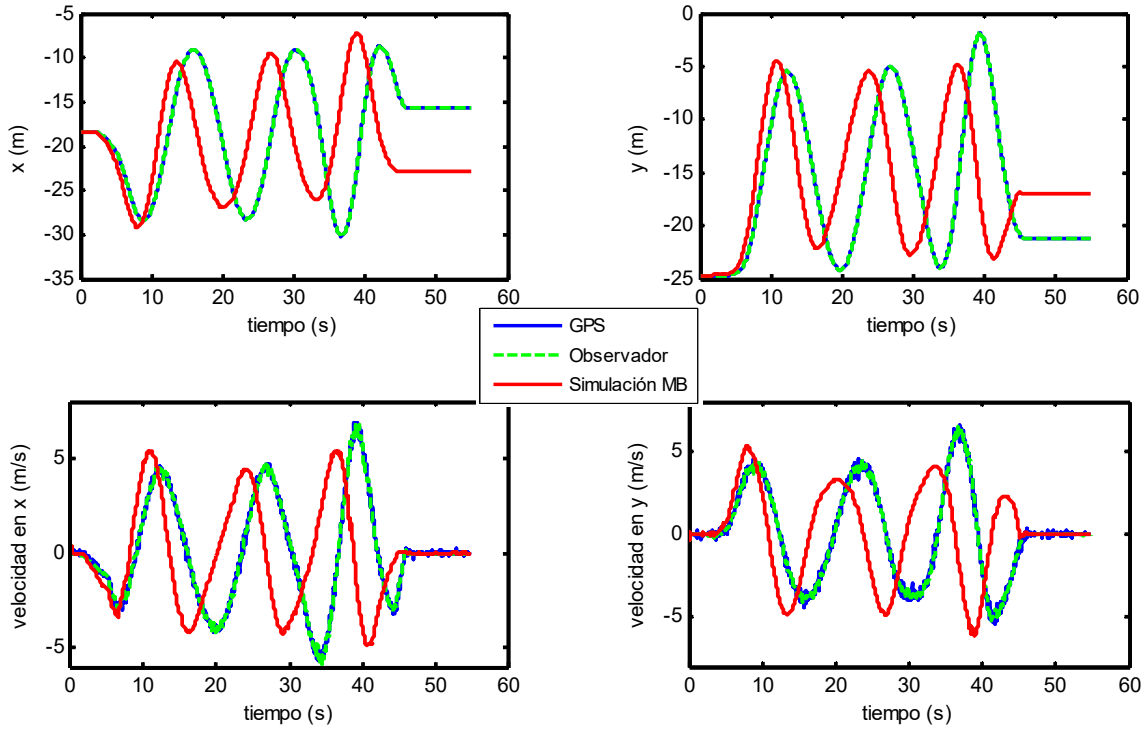


Figura 5: Resultados de posicionamiento y velocidad de una maniobra realizada con el vehículo.

7. Conclusiones y trabajo futuro

En este artículo se presenta la aplicación de un filtro de Kalman indirecto a un modelo multicuerpo de vehículo. Este método permite aprovechar el código de simulación ya existente con cambios mínimos, lo que supone una gran ventaja con respecto a los filtros de Kalman directos. El coste computacional del método también es menor que el de otros métodos estudiados para combinar modelos multicuerpo con filtros de Kalman, aunque falta por realizar estudio en el que se compruebe el tiempo empleado en cada paso de integración.

En cuanto al trabajo futuro, se estudiarán situaciones con sensores GPS de menor precisión y con menor frecuencia de muestreo, así como situaciones en las que el GPS no esté disponible durante un cierto tiempo. También se pretende estudiar el comportamiento de variables de las que no se disponen medidas. Para ello hay que añadir la sensorización necesaria al prototipo y realizar nuevas maniobras.

8. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad a través del proyecto “Observadores de estados y entradas basados en modelos multicuerpo detallados aplicados al control de vehículos” (TRA2014-59435-P). El trabajo de Emilio Sanjurjo Maroño ha sido financiado por la beca predoctotral BES-2013-063598 del Gobierno de España.

9. Referencias

[1] Organización Mundial de la Salud. Global Status Report on Road Safety 2015, (2015).

[2] E. Sanjurjo, J.L. Blanco, J.L Torres, M.Á. Naya. Testing the Efficiency and Accuracy of Multibody-Based State Observers, ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics, Barcelona, España, (2015).

[3] R. Pastorino. Experimental Validation of a Multibody Model for a Vehicle Prototype and its Application to Automotive State Observers, Tesis Doctoral, Universidad de A Coruña, Ferrol, (2012).

[4] E. Sanjurjo, A. Varela, M.Á Naya. Modelización de los Subsistemas de Tracción y Frenado de un Automóvil para su Uso en un Simulador, XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, España, (2014).

[5] E. Sanjurjo, R. Pastorino, P. Gallo, M.Á. Naya. Implementation Issues of an on Board Real-Time Multibody Model, 3rd Joint Int. Conference on Multibody System Dynamics (IMSD) and 7th Asian Conference on Multibody Dynamics (ACMD 2014), Busan, Corea, (2014).

[6] J.Cuadrado, R. Gutiérrez, M.Á. Naya, P. Morer. A Comparison in Terms of Accuracy and Efficiency Between a MBS Dynamic Formulation with Stress Analysis and a Non-Linear FEA Code, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 51, (2001), 1033-1052.

[7] J. Cuadrado, D. Dopico, M.Á. Naya, M. González. Penalty, Semi-Recursive and Hybrid Methods for MBS Real-Time Dynamics in the Context of Structural Integrators, Multibody System Dynamics, 12, (2004), 117-132.

[8] D. Dopico, F. González, J. Cuadrado, J. Kövecses. Determination of Holonomic and Nonholonomic Constraint Reactions in an Index-3 Augmented Lagrangian Formulation With Velocity and Acceleration Projections, Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 9, (2014), 041006 (9 páginas).

[9] D. Simon. Optimal State Estimation: Kalman, H Infinity, and Nonlinear Approaches, Wiley, (2006). ISBN: 978-0-471-70858-2.

[10] M.S. Grewal, A.P. Andrews. Kalman Filtering: Theory and Practice Using Matlab®, Wiley, (2008). ISBN: 978-0-470-17366-4.

[11] S.J. Julier, J.K. Uhlmann. Unscented Filtering and Nonlinear Estimation, Proceedings of the IEEE, 92, (2004), 401-422.

[12] J. García de Jalón, E. Bayo. Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems: The Real-Time challenge, Springer-Verlag, (1994). ISBN: 0-387-94096-0.

[13] D. Simon, T.L. Chia. Kalman filtering with state equality constraints, IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 38, (2002), 128-136.

[14] P.D. Groves. Principles of GNSS, Inertial, and Multisensor Integrated Navigation Systems, Artech House, (2013). ISBN: 978-1-60807-005-3

Modelo Dinámico de una Motocicleta con Rigidez Lateral

G. Urkullu[1], V. García[2], A. Olabarrieta[3], I. Fernández de Bustos[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea. gorka.urkullu@ehu.eus*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea. vanessa.garcia@ehu.eus*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea.*

aolabarrieta003@ikasle.ehu.eus

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea.*

igor.fernandezdebustos@ehu.eus

Se presenta un modelo dinámico multi-cuerpo de cinco grados de libertad de una motocicleta; desplazamiento de la suspensión vertical, desplazamiento de la suspensión lateral, el giro sobre el eje longitudinal (camber) y las deformaciones radial y axial del neumático que proporcionan el punto exacto de contacto con el firme. A su vez el sistema se compone de tres cuerpos; rueda trasera, basculante y una masa puntual que representa el resto de la estructura, unidos mediante pares cinemáticos. Las fuerzas en el neumático se determinan mediante la "Formula Mágica" de Pacejka aplicando algunas modificaciones para adaptarla al comportamiento de un neumático de moto. Las ecuaciones de movimiento resultan de la aplicación de los teoremas de cantidad de movimiento y momento cinético sobre cada cuerpo, las cuales se resuelven mediante métodos de análisis numérico. El objetivo de este modelo es poder evaluar la influencia de este tipo de suspensión en la adherencia.

1. Introducción

Como es sabido, una motocicleta solamente cuenta con dos ruedas para transmitir los esfuerzos al firme. Este hecho hace que al trazar una curva, la fuerza lateral generada por el giro del manillar sea insuficiente para compensar las fuerzas de inercia y haya que inclinar la moto hacia el interior de la curva para mantener la estabilidad del vehículo. Esta inclinación, que puede alcanzar los 60 grados, genera un nuevo estado de equilibrio que afecta directamente al sistema de suspensión del vehículo.

Como consecuencia de esta inclinación parte de la carga normal en el contacto rueda-carretera no está alineada con el sistema de suspensión de la motocicleta y debe ser absorbida por otros componentes del vehículo, principalmente por el conjunto chasis-basculante. Esta circunstancia puede provocar una deficiente disipación de energía y una disminución de la adherencia entre el neumático y la carretera. Si se introduce un sistema de suspensión que actué sobre el plano lateral se debería poder conseguir que la carga normal sea más constante de manera que se mejora la adherencia en el contacto. Ideas a este respecto se pueden ver en la bibliografía.

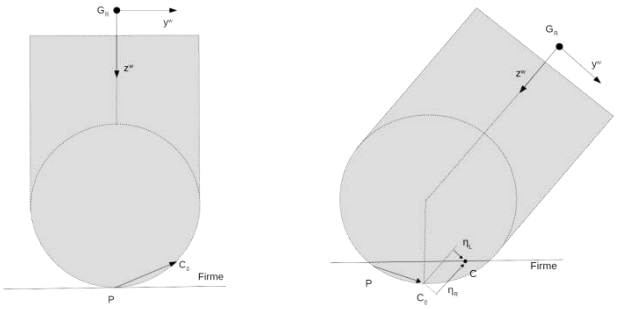
Tomando como referencia modelos previos [1-5], en este trabajo se ha desarrollado un modelo dinámico multi-cuerpo de una motocicleta de cinco grados de libertad y tres cuerpos; rueda, basculante y una masa puntual. En la mayoría de los modelos presentados hasta la fecha no se suele introducir la rigidez lateral lo que debería llevar a un error sensible, ya que las irregularidades del asfalto no sólo afectan en el plano de la moto, sino también en dirección perpendicular, debido a la inclinación del vehículo. Esta componente de la fuerza se disipa en parte a través de la flexibilidad lateral del basculante y/o del chasis, lo que permite plantear la posibilidad de emplear una suspensión lateral para disipar de forma eficiente esta energía [6]. Una ventaja adicional de este tipo de sistemas es que el movimiento de la rueda sería fundamentalmente paralelo a su eje, lo que elimina la variación en la dirección y magnitud de las fuerzas de contacto en la rueda provocada por el efecto de torsión y flexión que habitualmente se da en los basculantes convencionales.

Un primer paso para el desarrollo de un sistema de este tipo es la modelización matemática de esta configuración. Para ello, se ha desarrollado un modelo dinámico simplificado que incluye el tren trasero de una motocicleta equipada con un sistema de suspensión lateral. El objetivo es, una vez completado este modelo, llevar a cabo diferentes simulaciones variando la velocidad de rotación del sistema respecto del un sistema de referencia fijo situado en el centro de curvatura de la trayectoria, introduciendo irregularidades de distintos tipos en el firme (perfiles sinusoidales, obstáculos puntuales,..). Esto permitirá predecir el comportamiento del sistema en función de los parámetros que definen la suspensión.

2. Modelización del contacto

Probablemente el neumático sea el componente más importante de la moto, no sólo porque tenga que mantener el peso del vehículo sino porque la respuesta ante las indicaciones del piloto está altamente influenciada por el estado y las características de los neumáticos. De esta manera, un buen diseño puede ofrecer un comportamiento deficiente si los neumáticos no son los adecuados. Además, los neumáticos aportan confort al conductor, y ya que es el primer elemento en contacto con la carretera, se puede decir que es del primer elemento del sistema de suspensión.

Se va a suponer que el punto de aplicación de las fuerzas se encuentra en el centro de la huella contacto. Para ello, se ha modelizado el neumático introduciendo el valor de la rigidez correspondientes a los grados de libertad radial y axial debido a la deformación elástica sufrida por el material [1]. Por lo tanto, la situación del punto de contacto C, es una suma de desplazamientos, primero por la inclinación de la rueda y luego por la deformación del conjunto carcasa-neumático como se muestra en la figura 1(a) y (b).



(a) (b)

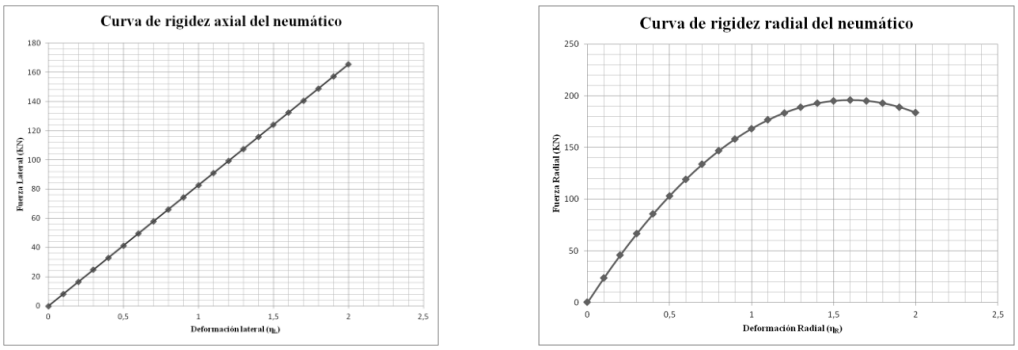
Figura 1: Punto de contacto debido a la inclinación de la rueda y a la deformación del neumático.

Si se sitúa un triedro de referencia en el centro de masas de la rueda que se desplaza solidario a ésta, las coordenadas del punto de C (0, y_1, z_1) serían.

$$y = r_w sen(\alpha_{x1}) + \eta_L \quad (1)$$

$$z = R_0 + r_w cos(\alpha_x) + \eta_R \quad (2)$$

A continuación se muestran las curvas de rigidez del neumático donde es interesante observar que la deformación no depende del ángulo de inclinación de la moto.



(a) (b)

Figura 2: Curvas de rigidez del neumático.

La curva de rigidez lateral sigue un patrón lineal mientras que la rigidez radial tiene una componente de segundo orden que hace que decrezca a medida que aumenta la deformación.

$$F_R = k_R \eta_R (1 - \alpha \eta_R) \quad (3)$$

$$F_L = k_L \eta_L \quad (4)$$

3. Fuerzas y momentos en el neumático

La generación de fuerzas en la superficie de contacto entre el neumático y la carretera es un fenómeno donde intervienen fuerzas de fricción y fuerzas elásticas. El neumático rueda sobre la superficie y genera una huella en la cual existen al mismo tiempo zonas de adherencia y de deslizamiento. Esto puede sonar extraño, ya que el

hecho de que haya áreas donde el neumático deslice puede inducir a creer que se pierde el control del vehículo, sin embargo, no es así. El deslizamiento ocurre cuando las fuerzas elásticas generada en la zona de adhesión son demasiado grandes y superan el límite de fricción, lo cual no quiere decir que toda la rueda este derrapando.

Existen diversos modelos matemáticos que intentan obtener el valor de estos esfuerzos basados en diferentes técnicas los cuales son igualmente válidos dependiendo del nivel de precisión requerido para cada situación. En este trabajo se ha empleado un modelo semi-empírico conocido como "Fórmula Mágica de Pajecka" [2]. Se basa en un proceso experimental que reproduce con bastante exactitud el comportamiento real del neumático.

Este planteamiento se desarrolló inicialmente para neumáticos de coches, en cuyo contexto, ha tenido un uso dominante. Su empleo en neumáticos de motos ha sido relativamente reciente y será necesario realizar algunas modificaciones para adaptarlo a las características propias de este vehículo [3]. En cualquier caso, la "Fórmula Mágica" es un conjunto de ecuaciones que relaciona la carga (F_z), el slip longitudinal (κ), el slip lateral (λ) y el ángulo camber (φ) con la fuerza longitudinal (F_x), lateral (F_y) y el momento de autoalineado (M_z), introduciendo restricciones en los parámetros para evitar comportamientos inestables en las condiciones de uso.

3.1. Fuerza longitudinal para slip longitudinal puro (λ=0)

Para el caso de puro slip longitudinal la expresión de la fuerza longitudinal es la siguiente:

$$df_z = (F_z - F_{z0})/F_{z0} \tag{5}$$

$$F_{x0} = D_x \sin[C_x \arctan\{B_x\kappa - E_x(B_x\kappa - \arctan(B_x\kappa))\}] \tag{6}$$

$$D_x = (p_{Dx1} + p_{Dx2}df_z)F_z \tag{7}$$

$$E_x = (p_{Ex1} + p_{Ex2}df_z + p_{Ex3}df_z^2)\cdot(1 - p_{Ex4}sgn(\kappa)) \tag{8}$$

$$K_{x\kappa} = F_z(p_{Kx1} + p_{Kx2}df_z)\cdot \exp(p_{Kx3}df_z) \tag{9}$$

$$B_x = K_{x\kappa}/(C_xD_x) \tag{10}$$

Cuyas restricciones deben satisfacer $D_x > 0$ y $E_x < 1$.

Tabla 1: Valor de los parámetros para obtener F_{y0}.

C_x	p_{Dx1}	p_{Dx2}	p_{Ex1}	p_{Ex2}	p_{Ex3}	p_{Ex4}	p_{Kx1}	p_{Kx2}	p_{Kx3}
1.6064	1.2017	-0.0922	0.0263	0.27056	-0.0769	1.1268	25.94	-4.233	0.3369

3.2. Fuerza lateral para slip lateral y camber (κ=0)

Igual que en el caso anterior la fuerza lateral para slip lateral y camber se calcula con la siguiente expresión:

$$F_{y0} = D_y \sin[C_y \arctan\{B_y\lambda - E_y(B_y\lambda - \arctan(B_y\lambda))\} + C_\varphi \arctan\{B_\varphi\varphi - E_\varphi(B_\varphi\varphi - \arctan(B_\varphi\varphi))\}] \tag{11}$$

$$D_y = F_z p_{Dy} \exp(p_{Dy2}df_z)/(1 + p_{Dy3}\varphi^2) \tag{12}$$

$$E_y = p_{Ey} + p_{Ey2}\varphi^2 + p_{Ey4}\varphi sgn(\lambda) \tag{13}$$

$$K_{y\alpha} = p_{Ky} F_{z0} \sin\left[p_{Ky2} \arctan\left\{\frac{F_z}{(p_{Ky3} + p_{Ky4}\varphi^2)F_{z0}}\right\}\right] / (1 + p_{Ky5}\varphi^2) \tag{14}$$

$$B_y = K_{y\alpha}/(C_yD_y) \tag{15}$$

$$K_{y\varphi} = (p_{Ky6} + p_{Ky7}df_z)F_z \tag{16}$$

$$B_\varphi = K_{y\varphi}/(C_\varphi D_y) \tag{17}$$

Cuyas restricciones deben satisfacer $C_y + C_\varphi < 2$, $C_y > 0$, $D_y > 0$, $E_y < 1$, $C_g > 0$, y $E_g < 1$.

Tabla 2: Valor de los parámetros para obtener F_{y0}.

C_y	p_{Dy1}	p_{Dy2}	p_{Dy3}	p_{Ey1}	p_{Ey2}	p_{Ey4}	p_{Ky1}
0.93921	1.1524	-0.01794	-0.06531	-.94635	-0.9845	-1.6416	26.601
p_{Ky2}	p_{Ky3}	p_{Ky4}	p_{Ky5}	C_φ	p_{Ky6}	p_{Ky7}	E_φ
1.0167	1.4989	0.52567	-0.24064	0.50732	0.7667	0	-4.7481

3.3. Momento autoalineado para slip lateral y camber (κ=0)

El momento autoalineado (M_z) en puro lateral slip y camber:

$$M_z = M_{zt0} + M_{zr0} \tag{18}$$

$$M_{zt0} = -D_t \cos\left[C_t \arctan\left\{B_t\lambda - E_t(B_t\lambda - \arctan(B_t\lambda - \arctan(B_t\lambda))\right\}\right] / \sqrt{1+\lambda^2} \cdot F_{y0,\varphi=0} \tag{19}$$

$$M_{zr0} = D_r \cos\left[\arctan\left(B_r(\lambda + S_{Hr})\right]\right. \tag{20}$$

$$S_{Hr} = (q_{Hz3} + q_{Hz4} df_z)\varphi \tag{21}$$

$$B_t = (q_{Bz} + q_{Bz2} df_z)(1 + q_{Bz5}|\varphi| + q_{Bz6}\varphi^2) \tag{22}$$

$$D_t = F_z\left(\frac{R_0}{F_{z0}}\right)(q_{Dz1} + q_{Dz2} df_z)(1 + q_{Dz3}|\varphi| + q_{Dz4}\varphi^2) \tag{23}$$

$$E_t = (q_{Ez1} + q_{Ez2} df_z)\left\{1 + q_{Dz5}\varphi\left(\frac{2}{\pi}\right)\arctan(B_t C_t \lambda)\right\} \tag{24}$$

$$B_r = q_{Bz9} + q_{Bz10} B_y C_y \tag{25}$$

$$D_r = F_z R_0\{(q_{Dz8} + q_{Dz9} df_z)\varphi + (q_{Dz10} + q_{Dz} df_z)\varphi|\varphi|\} / \sqrt{1+\lambda^2} \tag{26}$$

Cuyas restricciones deben satisfacer $B_t > 0$, $C_t > 0$ y $E_t < 1$.

Tabla 3: Valor de los parámetros para obtener M_{z0}.

C_t	p_{Bz1}	p_{Bz2}	p_{Bz5}	p_{Bz6}	p_{Bz9}	p_{Bz10}
1.3115	10.354	4.3004	-0.34033	-0.13202	10.118	-1.0508
q_{Dz1}	q_{Dz2}	q_{Dz3}	q_{Dz4}	q_{Dz8}	q_{Dz9}	q_{Dz10}
0.20059	0.05282	-0.21116	-0.15941	0.30941	0	0.10037
q_{Dz11}	q_{Ez1}	q_{Ez2}	q_{Ez5}	q_{Hz3}	q_{Hz4}	
0	-39247	10.809	0.9836	-0.04908	0	

3.4. Fuerzas y momento combinando slips

Existe una pérdida de fuerza longitudinal debido al slip lateral, Pacejka la describe como una función de perdida. Se va a suponer que el neumático es simétrico ($S_{Hx\alpha}$=0) y que el camber de la rueda no afecta a la pérdida de fuerza longitudinal (r_{Bx3}=0).

$$F_x = cos[C_{x\alpha} \arctan(B_{x\alpha}\lambda)]\, F_{x0} \tag{27}$$

$$B_{x\alpha} = r_{Bx} \cos\left[\arctan(r_{Bx2}\kappa)\right] \tag{28}$$

Tabla 4: Valor de los parámetros para obtener F_x.

r_{Bx1}	r_{Bx21}	Cxα
13.476	11.354	1.1231

Donde $F_x > 0$ y $B_{x\alpha} > 0$.

De la misma manera, la pérdida de fuerza lateral debido al slip longitudinal se modeliza con la siguiente ecuación.

$$F_y = \cos\left[C_{y\kappa} \arctan\left(B_{y\kappa}\kappa\right)\right] F_{y0} \tag{29}$$

$$B_{y\kappa} = r_{By} \cos\left[\arctan\left\{r_{By2}\left(\lambda - r_{By3}\right)\right\}\right] \tag{30}$$

Tabla 5: Valor de los parámetros para obtener Fy.

r_{By1}	r_{By2}	rBy3	Cyκ
7.7856	8.1697	-0.05914	1.0533

Con $F_y > 0$ y $B_{y\kappa} > 0$.

Para el cálculo del momento autoalineado se considera nulo el término $s \cdot F_x$, siendo s igual a cero, debido a que el punto de aplicación del momento es el punto real de contacto en cada instante.

$$M_z = -D_t \cos\left[C_t \arctan\left\{B_t\lambda_y - E_t(B_t\lambda_t - \arctan(B_t\lambda_t))\right\}\right] / \sqrt{1+\lambda^2} \cdot F_{y,\varphi=0} + M_{zr} \tag{31}$$

$$F_{y,\varphi=0} = \cos\left[C_{y\kappa}\arctan\left(B_{y\kappa}\kappa\right)\right]\cdot F_{y0,\varphi=0} \tag{32}$$

$$M_{zr} = D_r\cos\left[\arctan(B_r\lambda_r)\right] \tag{33}$$

$$\lambda_t = \sqrt{\lambda^2 + \left(\frac{K_{x\kappa}\kappa}{K_{y\alpha,\varphi=0}}\right)^2}\,sgn(\lambda) \tag{34}$$

$$\lambda_r = \sqrt{(\lambda + S_{Hr})^2 + (K_{x\kappa}\kappa/K_{y\alpha,\varphi=0})^2}\,sgn(\lambda + S_{Hr}) \tag{35}$$

4. Modelo dinámico

Basándose en modelos previos [4,5] se ha desarrollado un modelo dinámico para cuantificar la mejora de la adherencia en el contacto al introducir un sistema de suspensión lateral. El modelo se compone de tres cuerpos; rueda trasera, basculante y masa y, posee cinco grados de libertad correspondientes al movimiento de las suspensiones, la inclinación de la moto y a las deformaciones del neumático. En la figura 3 se puede ver un diagrama del modelo.

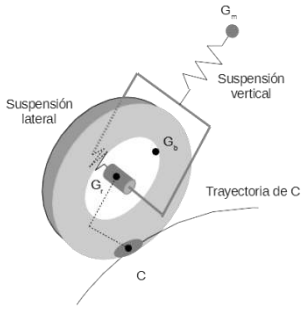


Figura 3: Modelo dinámico de una motocicleta con suspensión lateral.

La ecuaciones que rigen el movimiento del sistema se obtienen aplicando los teoremas de cantidad de movimiento y del momento cinético a cada cuerpo. Éstas se expresan en un triedro de referencia ligado a cada solido de manera que los momentos de inercia permanecen constantes. Ya que las condiciones cinemáticas del punto de C son impuestas, las aceleraciones se calculan a partir de C.

$$\sum F = m_G \cdot a_G \tag{36}$$

$$\sum N_G = {}^{dH_G}/_{dt} \tag{37}$$

$$a_G = a_C + \alpha \times CG + \omega \times \omega \times CG + a_{Grel/C} + 2(\omega \times V_{Grel/C}) \tag{38}$$

$${}^{dH_G}/_{dt} = {}^{dH_G}/_{dt}\Big|_{SRI} + \omega \times H_G \tag{39}$$

Donde a_G es la aceleración del centro de masa, α es la aceleración angular, ω la velocidad angular y H_G es el momento cinético respecto el centro de masas.

Se considera, inicialmente, que cada sólido posee seis grados de libertad cuyas restricciones debidas a los enlaces se incluirán más adelante como condiciones de contorno. Como resultado de aplicar los teoremas de la dinámica a cada sólido libre se obtienen 18 ecuaciones.

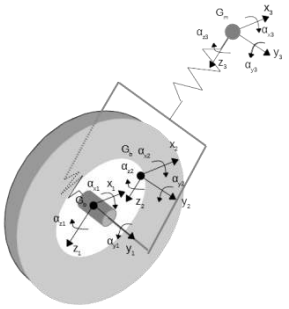
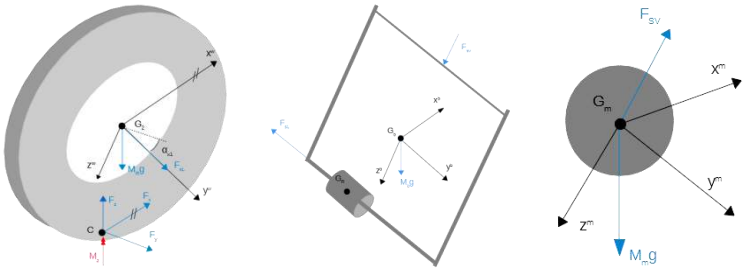


Figura 4: Triedros de referencia de cada solido junto con los grados de libertad previos a introducir los enlaces.

Las fuerzas aplicadas a cada sólido se pueden clasificar entre fuerzas de contacto entre el firme y la rueda, los pesos, la acción de los sistemas de suspensión y las fuerzas provenientes de los enlaces. En las figuras 5 (a), (b) y (c) se representas cada una de ellas. Se han omitido las fuerzas de enlace.



(a) (b) (c)

Figura 5: Fuerzas y momentos en cada cuerpo.

En el contacto rueda-firme existen tres grados de libertad (y_1, z_1, α_{x1}). El enlace rueda-basculante permite un desplazamiento lateral (y_2) mientras que ente la masa y el basculante un desplazamiento vertical (z_3).

$$GdL = 6(N-1) - P_{III} - 2 \times P_V = 18 - 3 - 10 = 5 \tag{40}$$

Por lo tanto, el número de ecuaciones de restricción es 13.

$$n = 6 \times (N-1) - GdL = 13 \tag{41}$$

5. Método de resolución de la ecuaciones

Las ecuaciones se organizan de forma matricial dando lugar a la expresión de equilibrio del modelo completo (39). La matriz [M] es la matriz de masa del sistema. La matriz [H] es la matriz giratoria y aparece cuando el sistema posee movimiento de rotación de velocidad variable. La matriz de rigidez centrifuga [Z] es consecuencia de una velocidad de rotación no nula mientras que la matriz [K] es la matriz de rigidez. La matriz de coriolis [G] es consecuencia de la velocidad relativa del sistema y la matriz [C] es la matriz de amortiguamiento. El vector x(t) es el vector de desplazamiento de los grados de libertad.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + ([C] + [G])\{\dot{x}(t)\} + ([K] + [H] + [Z])\{x(t)\} = F(t) \tag{42}$$

Las condiciones de contorno se incluyen en la matriz de restricciones R incluyendo las restricciones debidas a los enlaces. Se trata de una matriz de 13 filas (ecuaciones de restricción, n) y 18 columnas, formando el siguiente sistema de ecuaciones.

$$[R]\{x(t)\} = \{b(t)\} \tag{43}$$

$$[R]\{\dot{x}(t)\} = \{\dot{b}(t)\} \tag{44}$$

$$[R]\{\ddot{x}(t)\} = \{\ddot{b}(t)\} \tag{45}$$

Para tener todas las posibles soluciones del sistema original, es necesario tener una solución cualquiera y el conjunto de las posibles soluciones a la ecuación homogénea. Por lo tanto, la solución del sistema se trata de una solución particular y el subespacio nulo.

$$\{x(t)\} = x_p + N(R)\alpha(t) \tag{46}$$

Sustituyendo (46) en (42).

$$[M]\{\ddot{x}_p + N\ddot{\alpha}\} + ([C] + [G])\{\dot{x}_p + N\dot{\alpha}\} + ([K] + [H] + [Z])\{x_p + N\alpha\} = F(t) \tag{47}$$

Agrupando y reorganizando las matrices.

$$N^t[M_e]N\{\ddot{\alpha}\} + N^t[C_e]N\{\dot{\alpha}\} + N^t[K_e]N\{\alpha\} =$$
$$= N^tF(t) - N^t[M_e]\{\ddot{x_p}\} - N^t[C_e]\{\dot{x}_p\} - N^t[K_e]\{x_p\} \tag{48}$$

Donde los vectores x_p son conocidos. Se ha optado por un sistema de diferencias centradas para integrar el sistema de ecuaciones. Si se denomina F_e a la expresión:

$$F_e = N^tF(t) - N^t[M_e]\{\ddot{x_p}\} - N^t[C_e]\{\dot{x}_p\} - N^t[K_e]\{x_p\} \tag{49}$$

Se obtiene la siguiente ecuación recursiva:

$$\left(\frac{[M_e]}{(\Delta t)^2}+\frac{[C_e]}{2\Delta t}\right)\{\alpha(t+\Delta t)\}=\{F_e(t)\}+\left(\frac{[C_e]}{2\Delta t}-\frac{[M_e]}{(\Delta t)^2}\right)\{\alpha(t-\Delta t)\}-\left([K_e-2\frac{[M_e]}{(\Delta t)^2}\right)\{\alpha(t)\} \quad (50)$$

A continuación, con el fin de resolver el sistema se introducen:

$$[A]=\left(\frac{[M_e]}{(\Delta t)^2}+\frac{[C_e]}{2\Delta t}\right) \quad (51)$$

$$[B]=\left(\frac{[C_e]}{2\Delta t}-\frac{[M_e]}{(\Delta t)^2}\right) \quad (52)$$

$$[B_2]=\left([K_e-2\frac{[M_e]}{(\Delta t)^2}\right) \quad (53)$$

Las ecuaciones son las habituales en este tipo de sistemas, pero, en este caso, las matrices son dependientes del tiempo debido a la no linealidad del sistema por lo que deberán calcularse en cada iteración.

Si el número de puntos de cálculo es superior al de grados de libertad del sistema resulta rentable obtener la inversa de [A], lo que lleva finalmente a:

$$\{\alpha(t+\Delta t)\}=[A]^{-}\ (\{F_e(t)\}+[B]\{\alpha(t-\Delta t)\}-[B_2]\{\alpha(t)\}) \quad (54)$$

De donde se obtiene α para mediante la ecuación (46) calcular {x(t)}.

6. Conclusiones y Líneas Futuras

Se ha desarrollado un modelo dinámico para evaluar el comportamiento de un sistema de suspensión doble que incluya no sólo la suspensión convencional de una motocicleta, sino también un elemento lateral que permita absorber la energía derivada de la componente de las irregularidades del firme perpendiculares al plano de la moto cuando esta está en inclinación. Este trabajo preliminar es necesario para poder predecir de forma correcta el comportamiento del sistema y diseñar un prototipo con unos parámetros de suspensión iniciales lo más adecuados que sea posible. Este modelo se ha realizado con un grado de simplificación suficiente de manera que se pueda programar de forma sencilla, pero dando un resultado con una precisión adecuada.

Este modelo se está programando actualmente en un software de cálculo numérico. Se evaluará el comportamiento del sistema en distintas condiciones variando el perfil de la carretera y para distintas configuraciones de la suspensión, de manera que se obtendrá una relación entre los parámetros de la suspensión lateral y las fuerzas en el contacto, y a su vez, se verá como diferentes valores de rigidez afectan a la adherencia. Con los resultados obtenidos se equipará un prototipo para correlar estos resultados y evaluar el comportamiento del sistema en pista. En cuanto el modelo este validado se realizará diferentes simulaciones. Posteriormente, se desarrollará el modelo añadiendo los restantes sistemas de la motocicleta, que hasta ahora se habían simplificado, de manera que se llegue a tener el modelo dinámico de una motocicleta completo.

7. Agradecimientos

Los autores desean agradecer al ministerio de Economía y Competitividad por la financiación de este trabajo a través del proyecto.

8. Referencias

[1] R. Lot. A Motorcycle Tire Model for Dynamic Simulation: Theorical and Experimental Aspects, Meccanica, 39, (2004), 207-220.

[2] H. Pacejka. Tire and Vehicle Dynamics. Ed, Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN: 978-0080970165.

[3] R. S. Sharp, S. Evangelou, D. J. N. Limebeer, Advances in the modelling of Motorcycle Dynamics, Multibody System Dynamics, 12, (2004), 251-283.

[4] V. Cossalter, R. Lot, A Motorcycle Multi-Body Model for Real Time Simulations Base don the Natural Coordinates Approach, Vehicle system Dynamics, 37:6, (2002), 423-447.

[5] C. Koenen. The Dynamic Behaviour of a Motorcycle when Running Stright Ahead and when Cornering, Doctoral Disetation, Delft University, (1983).

[6] T. Foale. Motorcycle Handling and Chasis Design. Ed, Tony Foale Design, (2003). ISBN: 84-933286-1-6.

Formulaciones dinámicas en coordenadas naturales para la aproximación basada en Ecuaciones de Grupo

M. Saura Sánchez[1], P. Segado Cabezos[1], D. Dopico Dopico[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. msaura.sanchez@upct.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. pablo.segado@upct.es.es*

[3]*Laboratorio de Ingeniería Mecánica. Universidad de A Coruña. ddopico@udc.es*

El análisis cinemático y dinámico de sistemas multicuerpo se ha convertido en una herramienta cada vez más extendida para el análisis, diseño, simulación y control de sistemas mecánicos. Algunos de los problemas a los que la dinámica computacional puede dar respuesta demandan un coste computacional cada vez más elevado: aplicaciones de tipo Hardware o Human In the Loop, exigen análisis en tiempo real; problemas de diseño óptimo, de análisis de sistemas con sólidos flexibles o simulaciones con elevada carga de representación gráfica, son solo algunos ejemplos. Lanzar estas aplicaciones en centros de cálculo de altas prestaciones no es la solución más apropiada; por ello, interesa el estudio de formulaciones dinámicas y métodos computacionales cada vez más eficientes. El objetivo de este trabajo es doble: presentar un método de análisis dinámico directo de sistemas multicuerpo que explota la estructura cinemática del mecanismo para formar las ecuaciones del movimiento, y comprobar si este método es más eficiente que un método global trabajando, ambos, con el mismo tipo de coordenadas y la misma formulación dinámica. En el método propuesto se determina la estructura cinemática del sistema a estudio aplicando la ley de formación de Grupos Estructurales (GE); como resultado se obtiene la división del sistema mecánico en un conjunto ordenado de cadenas desmodrómicas (GE) que se analizan en cada instante de tiempo, en el orden establecido por su estructura cinemática, para obtener su contribución a los vectores y matrices que forman las ecuaciones del movimiento de todo el sistema. El método propuesto se ha implementado para la modelización de sistemas 3D en coordenadas naturales y ofrece solución al análisis cinemático y dinámico directo mediante las formulaciones dinámicas: Penalizadores y Matriz de Complemento Ortogonal. Se compara la eficiencia computacional de este método con la de un método global aplicado al mecanismo manivela- biela-corredera espacial escalable. Los resultados obtenidos muestran una precisión similar para ambos métodos y una reducción del esfuerzo computacional del orden del 80% en el análisis cinemático y un porcentaje de reducción que varía entre el 27% y el 80% en problemas de 19 y 4009 ecuaciones de restricción respectivamente.

1. Introducción

El análisis dinámico computacional de sistemas multicuerpo está ampliamente extendido como herramienta utilizada en el diseño, simulación y control de sistemas mecánicos. A partir de un modelo matemático de los elementos que componen el mecanismo, de las fuerzas que actúan sobre ellos y de las limitaciones al movimiento impuestas por sus uniones, la dinámica computacional permite predecir, simular y controlar su comportamiento a lo largo del tiempo, así como diseñar las uniones y los sólidos del sistema para que sean capaces de resistir los esfuerzos a los que se verán sometidos durante su ciclo de trabajo.

El amplio abanico de problemas a los que la dinámica computacional puede, hoy en día, dar solución, exige el desarrollo de métodos computacionales eficientes y de formulaciones cinemáticas y dinámicas que sean generales, eficientes, robustas y precisas. Las formulaciones llamadas globales no explotan la topología del sistema mecánico; por ello, sea cual sea el sistema a estudiar, su modelización y análisis cinemático o dinámico se puede llevar a cabo de forma muy sistemática. La ventaja que supone la modelización automática del sistema en las formulaciones globales se ha asociado, tradicionalmente, a una pérdida de eficiencia debido a la necesidad de emplear un elevado número de coordenadas en la definición del modelo y a que el sistema de ecuaciones diferenciales del movimiento se extiende a todo el conjunto de coordenadas. Las formulaciones topológicas, por el contrario, sí explotan la topología del mecanismo, por lo que permiten generar un modelo matemático con un menor número de coordenadas; además, el sistema de ecuaciones del movimiento se extiende solo a un número de coordenadas igual en número a los grados de libertad (GDL) del mecanismo; esto las hace más eficientes que

las globales, pero menos generales ya que la topología considerada inicialmente puede cambiar a lo largo del tiempo. El método basado en Ecuaciones de Grupo que se propone en este trabajo utiliza la teoría del análisis estructural para descomponer con métodos grafo-analíticos [1] o computacionales [2] un sistema multicuerpo dado en un conjunto ordenado de subsistemas de menor tamaño cuya solución ha resultado ser más eficaz que abordar directamente la solución del sistema completo [3-5]. La mejor eficiencia de la formulación basada en Ecuaciones de Grupo se ha demostrado en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo, siendo el objetivo fundamental de este trabajo el determinar si estas mejoras se mantienen en la solución al problema dinámico directo.

Para ello se implementa, en este trabajo, la dinámica computacional de sistemas multicuerpo basada en Ecuaciones de Grupo a partir de distintas formulaciones dinámicas conocidas [6]: Penalizadores y Matriz R y se aplican al mecanismo manivela-biela-corredera 3D escalable con la finalidad de evaluar su eficiencia y precisión, comparándolas entre sí y con una solución global; esto es, sin descomposición ordenada del sistema mecánico en subsistemas. Para centrar el foco del problema en la solución basada en ecuaciones de grupo y en las formulaciones dinámicas implementadas, los análisis se llevarán a cabo considerando exclusivamente la modelización de los sistemas multicuerpo en coordenadas naturales.

2. Formulaciones dinámicas: aproximación global

El análisis cinemático y dinámico computacional de un sistema multicuerpo requiere de la selección de un conjunto de coordenadas [**q**] que permitirán identificar, en cualquier instante de tiempo, la posición y orientación de todos los sólidos del sistema. Si el número de coordenadas *n* empleado para definir el sistema es mayor que su número de grados de libertad *g*, se hace necesario introducir un vector de ecuaciones de restricción **Φ**, de dimensión $m = n - g$ que relacionen las coordenadas del modelo entre sí (1).

$$\boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q}, \mathrm{t}) = \mathbf{0} \tag{1}$$

2.1. Análisis cinemático

Una vez seleccionado el conjunto de coordenadas y definido el vector de ecuaciones de restricción mediante (1) se puede llevar a cabo el análisis cinemático del sistema, el cual consiste en resolver los problemas de posición, velocidad y aceleración de las coordenadas dependientes a partir de valores conocidos para la posición, velocidad y aceleración de las coordenadas independientes, **z**, subconjunto del vector **q** que representa los movimientos de los grados de libertad del sistema. El problema de posición se suele abordar mediante un esquema iterativo basado en el método de Newton-Raphson (2) según el cual, partiendo de los valores conocidos de las coordenadas independientes **z** y de unos valores estimados para las coordenadas dependientes, se obtienen, en cada iteración, nuevas aproximaciones al valor exacto de las coordenadas dependientes. En (2) la matriz $\boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{q}}$ representa la matriz Jacobiana de las ecuaciones de restricción.

$$\boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{q}}(\boldsymbol{q}_i)(\mathbf{q}_{i+1} - \boldsymbol{q}_i) = -\boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q}_i) \tag{2}$$

Resuelto el problema de posición, se pueden abordar los de velocidad (3) y aceleración (4), mediante la resolución de los correspondientes sistemas de ecuaciones lineales que se obtienen al derivar respecto al tiempo una y dos veces las ecuaciones de restricción.

$$\dot{\boldsymbol{\Phi}}(\mathbf{q}, \mathrm{t}) = \mathbf{0} \rightarrow \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{q}}(\mathbf{q}, \mathrm{t})\dot{\mathbf{q}} = -\boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{t}} \tag{3}$$

$$\ddot{\boldsymbol{\Phi}}(\mathbf{q}, \mathrm{t}) = \mathbf{0} \rightarrow \boldsymbol{\Phi}_{\mathrm{q}}(\mathbf{q}, \mathrm{t})\ddot{\mathbf{q}} = -[\dot{\boldsymbol{\Phi}}_{\mathrm{q}}(\mathbf{q}, \mathrm{t})\dot{\mathbf{q}} + \dot{\boldsymbol{\Phi}}_{\mathrm{t}}] \tag{4}$$

2.2. Análisis dinámico

El análisis dinámico permite relacionar el movimiento de un sistema con el conjunto de fuerzas que actúan sobre él. En un sistema mecánico definido en coordenadas dependientes, las ecuaciones dinámicas que permiten determinar la respuesta del sistema (5) se deben resolver junto con sus correspondientes ecuaciones de restricción (1), dando lugar a un sistema de $n + m$ ecuaciones diferenciales-algebraicas (DAE's).

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \boldsymbol{\Phi}_{\mathbf{q}}^{\mathbf{T}}\boldsymbol{\lambda} &= \mathbf{Q}(\mathbf{t}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) \\ \boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q}, \mathrm{t}) &= \mathbf{0} \end{aligned} \tag{5}$$

Siendo $\mathbf{M}(\mathbf{q}) \in \mathrm{R}^{n \times n}$ la matriz de masas del sistema, $\mathbf{Q}(\mathbf{t}, \mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}})$ el vector de fuerzas generalizadas y $\boldsymbol{\lambda} \in \mathrm{R}^{m}$ un vector de multiplicadores de Lagrange asociado a las ecuaciones de restricción que definen el modelo. Existen diversas formulaciones dinámicas que permiten expresar el sistema de ecuaciones (5) como un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias (ODE), lo que permite el uso de métodos numéricos consolidados y muy

rigurosamente descritos en [6]. En este trabajo se han implementado tres formulaciones distintas para evaluar la eficacia de la aproximación topológica basada en ecuaciones de grupo: Penalizadores y matriz R, cuyos fundamentos se introducen aquí solo para una mejor comprensión de cómo implementar la solución basada en ecuaciones de grupo.

El método de **penalizadores** se basa en estimar el valor de los multiplicadores de Lagrange según (6), de manera que ya no forman parte del vector de incógnitas del sistema (5). En (6), el parámetro α actúa como penalizador sobre la violación de las restricciones de posición, velocidad y aceleración: $\boldsymbol{\Phi}, \dot{\boldsymbol{\Phi}}, \ddot{\boldsymbol{\Phi}}$ y se le suele asignar el valor 10^6 ó 10^7 y los parámetros $\xi = 1, \omega = 10$ se eligen para que, en caso de producirse, la violación de las restricciones sea armónica y amortiguada.

$$\boldsymbol{\lambda} = \alpha(\ddot{\boldsymbol{\Phi}} + 2\xi\omega\dot{\boldsymbol{\Phi}} + \boldsymbol{\omega^2\Phi}) \tag{6}$$

Sustituyendo (5) en (6) y ésta última en (5) las ecuaciones dinámicas que definen el comportamiento del sistema se reducen al sistema lineal de ecuaciones ODE (7) del que se puede calcular el vector de aceleraciones e integrarlo para determinar el de velocidades y posiciones de todo el sistema en función del tiempo.

$$\left(\mathbf{M} + \alpha\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}\boldsymbol{\Phi}_\mathrm{q}\right)\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q} - \alpha\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}(\dot{\boldsymbol{\Phi}}_\mathrm{q}\dot{\mathbf{q}} + 2\xi\omega\dot{\boldsymbol{\Phi}} + \boldsymbol{\omega^2\Phi}) \tag{7}$$

La formulación basada en la matriz de complemento ortogonal, conocido como **matriz R,** trata de expresar el sistema (5) en términos de un conjunto de coordenadas independintes **z** reduciendo, con ello, la dimensión del sistema a resolver a un ODE de tamaño 'g'. Para ello se expresan las velocidades de las coordenadas dependientes como combinación lineal de las velocidades que se han seleccionado como independientes (8); la derivada temporal de estas relaciones permite, a su vez, expresar las aceleraciones de las coordenadas del modelo en función de las aceleraciones y de las velocidades de las independientes (9).

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}\dot{\mathbf{z}} \tag{8}$$

$$\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{R}\ddot{\mathbf{z}} + \dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}} \tag{9}$$

Sustituyendo las aceleraciones $\ddot{\mathbf{q}}$ en (5), premultiplicando ambos términos por $\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}$ y considerando que $\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}\mathbf{R} = \mathbf{0}$, el sistema de ecuaciones que define el comportamiento dinámico del sistema se reduce a (10).

$$\mathbf{R}^\mathrm{T}\mathbf{M}\mathbf{R}\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{R}^\mathrm{T}(\mathbf{Q} - \mathbf{M}\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}) \tag{10}$$

Esta formulación exige el cálculo de la matriz **R** y del vector resultante del producto $\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}$; para ello resulta imprescindible resolver, en cada instante de tiempo, los problemas de posición y velocidad, lo que garantiza el cumplimiento de las correspondientes ecuaciones de restricción y, con ello, un resultado más exacto y unos sistemas ODE mejor condicionados y más fáciles de integrar numéricamente. Dado que la matriz **R** permite definir las velocidades $\dot{\mathbf{q}}$ como combinación lineal de las independientes $\dot{\mathbf{z}}$, se pueden determinar, en cada instante de tiempo, los valores de los elementos de cada una de sus columnas $\mathbf{R}(:, \mathrm{i})$, $i = 1{:}\,g$, resolviendo g problemas de velocidades (8) asignando: $\dot{\mathbf{z}}_i^* = 1;\ \dot{\mathbf{z}}_j^* = 0, i \neq j$.

Por su parte, el producto $\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}$ se puede resolver determinando las aceleraciones $\ddot{\mathbf{q}}^*$ del sistema, en cada instante de tiempo, resolviendo el problema de aceleraciones (9) una sola vez, considerando nulas las aceleraciones independientes ($\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{0}$).

3. Formulaciones dinámicas: aproximación basada en Ecuaciones de grupo

La aproximaión topológica basada en ecuaciones de grupo ha mostrado una gran eficiencia en el análisis cinemático computacional de sistemas multicuerpo. En [3, 5] se describe con detalle el análisis cinemático basado en ecuaciones de grupo y las reducciones de tiempo conseguidas frente a formulaciones globales y en [4] se describen las ventajas obtenidas con esta aproximación al emplear técnicas de computación paralela.

3.1. Análisis estructural

Esta aproximación cinemática explota la topología del sistema multicuerpo a través de su estructura cinemática la cual, obtenida por métodos grafo-analíticos o computacionales [1,2] determina qué cadenas cinemáticas (Grupos Estructurales), cinemáticamente determinadas forman el sistema multicuerpo y en qué orden se debe abordar su análisis. Un claro ejemplo es el mecanismo cuadrilátero articulado de la Figura 1, formado por dos grupos estructurales: SG-I (manivela) y SG-II (biela-balancín). Si el grado de libertad (GDL) conocido es el giro de la manivela θ_1, se puede resolver su cinemática y determinar la posición, velocidad y aceleración de la articulación A; seguidamente se puede resolver la cinemática del GE biela-balancín, lo que permitirá obtener la posición, velocidad y aceleración de la articulación C.

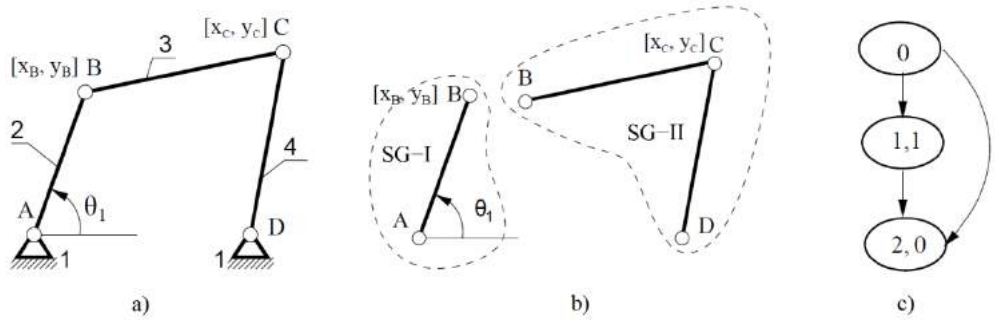


Figura 1: El cuadrilátero articulado (a) se puede descomponer en dos grupos estructurales (GE) (b): manivela SG-I y diada SG-II, de forma que el análisis cinemático del mecanismo completo se puede abordar resolviendo los GE que forman su estructura cinemática (c): primero la manivela, con un sólido y un grado de libertad (1,1) y posteriormente la diada formada por dos sólidos con movilidad nula (2,0).

3.2. Análisis cinemático

Una vez obtenida la estructura cinemática del sistema mecánico, el análisis se lleva a cabo resolviendo, en el orden indicado por ésta, la cinemática de los GE que lo componen. En [3] se presentan distintas formulaciones cinemáticas para resolver un GE dado. Resumidamente, el GE se modeliza mediante un vector de coordenadas $\mathbf{q}_G$ que se puede partir en dos subconjuntos de coordenadas: dependientes $\boldsymbol{\varphi}$ e independientes $\mathbf{h}$. Estas coordenadas se relacionan entre sí mediante las correspondientes ecuaciones de restricción (ecuaciones de grupo) similares a (1). Las coordenadas independientes corresponden a GDL del sistema o a coordenadas calculadas de GE que, por su posición en la estructura cinemática, han sido ya resueltos. El análisis de posición sigue el esquema de Newton-Raphson mostrado en (2), el de velocidades según (3) y el de aceleraciones según (4), extendidos solo a las coordenadas de grupo. Conviene destacar que, en esta aproximación, el reducido tamaño de los GE permite generar las matrices y los vectores necesarios para en análisis ($\boldsymbol{\Phi}, \boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}, \boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}$, etc.) mediante programas de cálculo simbólico, a los que se puede acceder llamando a la subrutina correspondiente.

Otra opción para resolver la cinemática de un GE es utilizar matriz **R**. Para ello se obtienen las matrices Jacobianas $\boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}, \boldsymbol{\Phi}_\mathbf{h}$ de las ecuaciones de grupo respecto a los vectores de coordenadas dependientes e independientes y se determina $\mathbf{R}_{\boldsymbol{\varphi h}}$ mediante (11 izda). Dado que las $\mathbf{R}_{\boldsymbol{hz}}$ se han obtenido en la solución de GE anteriores, se pueden calcular los elementos de $\mathbf{R}_{\boldsymbol{\varphi z}}$ mediante (11 dcha).

$$\boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}\mathbf{R}_{\boldsymbol{\varphi h}} = \boldsymbol{\Phi}_\mathbf{h}; \qquad \mathbf{R}_{\boldsymbol{\varphi z}} = \mathbf{R}_{\boldsymbol{\varphi h}} \cdot \mathbf{R}_{\mathbf{hz}} \tag{11}$$

Las velocidades de las coordenadas dependientes se pueden obtener mediante (9). Para el cálculo de las aceleraciones según (4) se puede utilizar el método de partición de coordenadas (12).

$$\boldsymbol{\Phi}_{\boldsymbol{\varphi}}\ddot{\boldsymbol{\varphi}} = -\left[\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{h} \cdot \ddot{\mathbf{h}} + \dot{\boldsymbol{\Phi}}_{\mathbf{q}_G} \cdot \dot{\mathbf{q}}_G\right] \tag{12}$$

3.3. Análisis dinámico

Al igual que en el método global, el análisis dinámico se puede abordar mediante diferentes formulaciones dinámicas. En primer lugar, se asume que la modelización del sistema se lleva a cabo en coordenadas naturales con suficiente número de entidades como para considerar que la matriz de masas del sistema **M** en (5) es constante y se puede obtener mediante el ensamblaje de las contribuciones que cada uno de los sólidos de cada GE hace a la misma. Su ensamblaje, así como el del vector de fuerzas generalizadas **Q** constantes se realiza en una etapa inicial, previa a la del análisis dinámico.

En la formulación basada en **penalizadores** las aceleraciones $\ddot{\mathbf{q}}$ a integrar en cada instante de tiempo se obtienen llamando a subrutinas específicas que analizan los GE en el orden indicado en su estructura cinemática; para cada GE se calculan: $\boldsymbol{\Phi}, \boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}, \dot{\boldsymbol{\Phi}}$ $\dot{\boldsymbol{\Phi}}_{\mathbf{q}_G}\dot{\mathbf{q}}_G, \boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}$ y con ellas se generan $\bar{\mathbf{M}}$ y $\bar{\mathbf{Q}}$ (13) de ámbito global. Las contribuciones de los sólidos de cada GE permiten actualizar $\bar{\mathbf{M}}$ y $\bar{\mathbf{Q}}$ de forma que cuando se hayan resuelto todos los GE que componen el sistema se podrá resolver (13) para obtener e integrar las aceleraciones.

$$\left(\mathbf{M} + \alpha\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}\boldsymbol{\Phi}_\mathrm{q}\right)\ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{Q} - \alpha\boldsymbol{\Phi}_\mathbf{q}^\mathbf{T}\left(\dot{\boldsymbol{\Phi}}_\mathrm{q}\dot{\mathbf{q}} + 2\xi\omega\dot{\boldsymbol{\Phi}} + \boldsymbol{\omega}^\mathbf{2}\boldsymbol{\Phi}\right) \quad \rightarrow \quad \bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} = \bar{\mathbf{Q}} \tag{13}$$

En la formulación matriz **R** las aceleraciones $\ddot{\mathbf{z}}$ a integrar en cada instante de tiempo también se obtienen fácilmente llamando a subrutinas específicas que resuelven los distintos GE, desde las que se actualizan $\mathbf{R}, \mathbf{Q}, \dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}$ considerados de ámbito global; analizados todos los GE de la estructura cinemática se resuelve el sistema (10) y

las aceleraciones se integran para obtener velocidades y posiciones. Dado que es preciso resolver el problema de posición y velocidad en cada instante, la matriz **R** se obtiene según (11). El vector **Q** se evalúa sumando al de términos constantes las fuerzas variables del modelo, que serán dependientes de posiciones y velocidades conocidas para cada instante de tiempo. Por último, el vector $\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}$ se corresponde con el valor de las aceleraciones del sistema cuando se considera $\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{0}$. De modo que es suficiente con calcular y almacenar, en la llamada a cada GE, el valor de las aceleraciones de las coordenadas de grupo $\dot{\mathbf{q}}_G^*(\ddot{\mathbf{z}} = \mathbf{0})$ mediante el uso de (12), lo que solo supone un análisis de aceleración adicional para cada GE.

4. Material y métodos

Para estudiar la eficiencia del método basado en ecuaciones de grupo se compara su precisión y tiempo de cálculo respecto al método global en el análisis cinemático y dinámico directo del mecanismo manivela-biela-corredera espacial mostrado en la figura 2.

4.1. Manivela biela corredera 3D

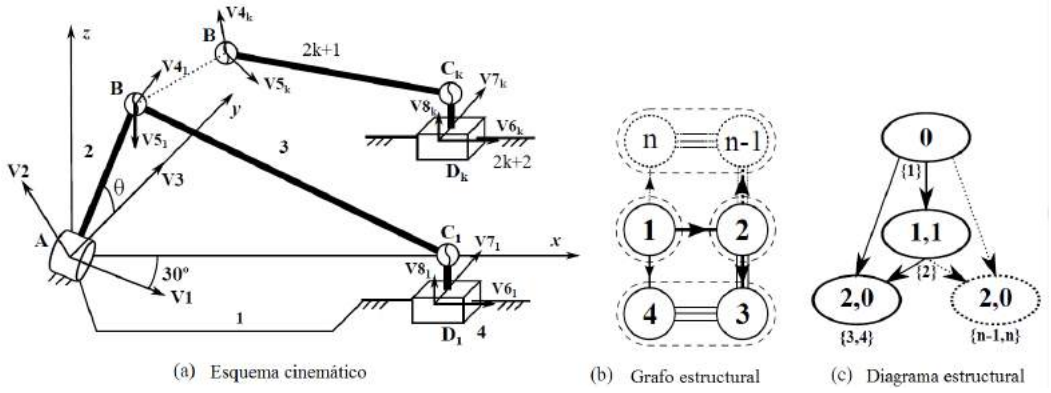


Figura 2: Esquema cinemático, grafo estructural y diagrama estructural del sistema manivela-biela-corredera espacial escalable sometido a estudio cinemático y dinámico directo.

Este mecanismo consiste en un bastidor {1}, el cuerpo {2} es una una manivela que rota respecto al bastidor en una dirección inclinada ($\vec{v}_1$forma respecto al eje x del sistema global un ángulo fijo β= 30º) y un número creciente 'k' de diadas (cadena cinemática de dos cuerpos y movilidad nula) formadas por otros dos sólidos: biela {2k+1}, unidas a la manivela mediante junta esférica *B* y corredera {2k+2}, unidas a sus respectivas bielas mediante junta esférica C_k y trasladándose respecto al bastidor en una dirección fija (por simplicidad se ha considerado como tal el eje x del sistema global) . La longitud de la manivela es 2 m y la de todas las bielas es 6 m. El sistema tiene movilidad g = 1 cuando se fija la rotación de cada biela respecto a su propio eje longitudinal. En cuanto a su estructura cinemática, el diagrama estructural en la figura (2.c) indica que primero debe resolverse la manivela y posteriormente las distintas diadas sin importar el orden, ya que existe independencia cinemática entre ellas.Las masas de los sólidos son: manivela (1 kg), biela (3 kg) y corredera (1kg). El cdg de los sólidos coincide con su centro geométrico y sus tensores de inercia [I_x, I_y, I_z, $-P_{xy}$, $-P_{xz}$, $-P_{yz}$] respecto al centro de gravedad, en ejes locales, son: manivela (0.05,0.0098,0.008,0,0,0), biela (0.002,0.0012,0.0234,0,0,0) y corredera (0.002,0.0012,0.0234,0,0,0).

4.2. Parámetros del análisis

Los dos métodos: global y topológico utilizan coordenadas naturales para modelizar el sistema. Para el análisis cinemático se asigna una velocidad constante $\dot{\theta} = 24\, rad/s$ a la manivela que parte de una orientación incial $\theta = 0\, rad$ y realiza $n = 2000$ vueltas, resolviéndose el problema de posición, velocidad y aceleración cada $\Delta\theta = 30º$, de modo que se realizan 24000 análisis. El número de ecuaciones de restricción que definen el modelo es $nEq = 9 + 10 \cdot k$, el de coordenadas $DIM = 7 + 9 \cdot k$ y el número de diadas consideradas en el análisis es: $k = [1, 9, 18, 36, 72, 144, 288, 400]$.

En la solución del problema dinámico directo se emplean las formulaciones: penalizadores y matriz R. Ambas formulaciones emplean un integrador implícito basado en regla trapezoidal con tamaño de paso fijo: $dt = 0.005$ durante un intervalo de tiempo $\Delta t = 120\, s$, lo que da un total de 24.000 cálculos (los mismos que en el análisis cinemático). La tolerancia para el problema de posición es: $tolNR = 1E-10$ y para el bucle corrector del integrador: $tolIntegr = 1E-5$. Para la formulación basada en penalizadores se emplea un penalizador: $\alpha = 1e7$ si bien, también se lanza un análisis para $k = 10;\ dt = 0.01; \alpha = 1e6$.

El método topológico utiliza una combinación de librerías de álgebra lineal: solver MKL para matrices densas en la solución de los distintos GE y solver MA28 para matrices dispersas no simétricas en la resolución del sistema de ecuaciones (13). El global utiliza exclusivamente el solver MA28. La librería MKL (Math Kernel Library) es un *LAPACK* (Linear Algebra PACKage) optimizado [7] y las subrutinas *MA28 (Harwell Subroutine Library)* han sido desarrolladas por Numerical Analysis Group at the Rutherford Appleton Laboratory [8]).

En cada análisis se define el número de diadas a considerar, el tipo de problema (cinemático / dinámico) la formulación (matrizR / Lagrange Aumentado) el tamaño de paso (dt) y el valor del penalizador (α). Se realizan análisis previos con 10, 18 y 36 diadas para comprobar que no hay errores en la generación y resolución de los modelos. En estas comprobaciones se almacena en fichero el valor de la variable tiempo y de un resultado de interés (en cinemática, el desplazamiento, velocidad y aceleración de una de las correderas y en dinámica el giro de la manivela y el número de iteraciones en el bucle corrector). Hechas las comprobaciones, se lanzan tres análisis para cada escenario en los que no se almacena ni se muestra ningún parámetro por pantalla, más que el tiempo total de CPU, cuyo valor se anota en hoja de cálculo para obtener su media aritmética y utilizarla a efectos comparativos de los dos métodos. El tiempo CPU se registra solo para las opciones con $dt = 0.005\ s$.

Las soluciones global y topológica se han implementado en el lenguaje de programación Fortran 90, compilados con MS Visual Studio en el modo Release y ejecutados en un PC Intel Core i5-2400 CPU 3.10 GHz, RAM 16 GB, bajo Windows7 SP1 64 bits. El tiempo de cálculo CPU se obtiene mediante la función CPU_TIME de fortran y se limita a los cálculos que se ejecutan durante el bucle de tiempos, quedando fuera tareas previas como la propia generación del modelo.

5. Resultados y discusión

La figura 3 muestra, a modo de ejemplo, los resultados obtenidos en uno de los ensayos de comprobación (10 diadas) para ambos métodos y con las dos formulaciones consideradas. En la leyenda: GLOB identifica el método global, TOP el topológico, matR y penaliz la formulación dinámica, el valor 0005 ó 001 identifica el tamaño del paso de integración y el sufijo P6 ó P7 identifica el valor del penalizador (1E6 ó 1E7). Se representa el ángulo girado por la manivela en función del tiempo y se observa cómo se obtienen resultados muy similares para los seis análisis. La figura 3 (derecha) muestra la ampliación de la zona marcada con recuadro en azul, entorno a los 9 segundos, en la figura de la izquierda. En este detalle se puede comprobar que los resultados obtenidos para GLOB_matR0005 y TOP_matR0005 son idénticos. Los resultados para el método global con penalizador (GLOB_penaliz) dan disipación de energía, como cabía esperar, respecto a matrizR; ligeramente mayor con la opción 0005P7 que con 001P6. Por otro lado, el método topológico con penalizador (TOP_penaliz) da resultados muy próximos a matrizR para la opción 001P6 y algo más alejados para la opción 0005P7. Este último resultado aconseja una revisión más profunda de los resultados obtenidos mediante esta formulación para descartar errores de cálculo o de programación, así como para analizar la posibilidad de que el propio método de resolución basado en ecuaciones de grupo sea el que reduce el efecto de la disipación de energía asociado a la formulación dinámica mediante penalizadores.

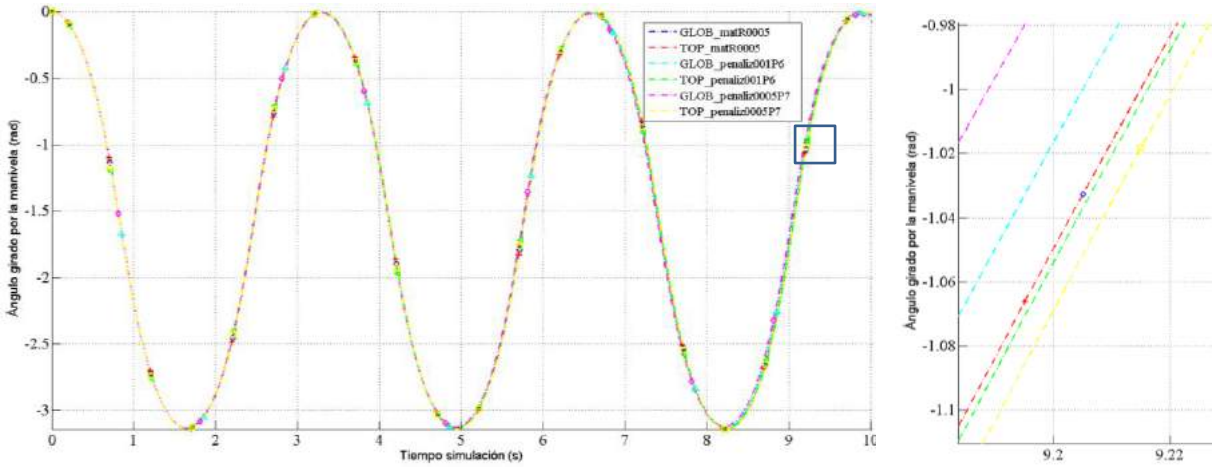


Figura 3: Izda) Ángulo girado por la manivela (rad) en función del tiempo de simulación para el mecanismo de manivela-biela-corredera 3D. Resultados para 10 diadas, formulaciones global (GLOB) y topológica (TOP) con matrizR y penalizadores. Dcha) detalle de las variaciones en resultados cambiando el parámetro de penalización.

La tabla 1 muestra los tiempos CPU obtenidos para el análisis cinemático (KIN) y dinámico (DIN) con los métodos y parámetros descritos en el apartado de material y métodos. Se puede comprobar que la evolución del tiempo CPU es perfectamente lineal para todos los análisis, excepto para el dinámico con método global y formulación penalizadores (GLOB_DIN Penalty). El crecimiento exponencial en el tiempo CPU registrado para esta solución se podría explicar si la dependencia entre el número de no ceros de la matriz del sistema sparse no es proporcional a la dimensión del problema, efecto al que es más sensible el método global que el topológico.

Para el análisis cinemático la solución topológica ofrece reducciones de tiempo que aumentan conforme lo hace el número de diadas, variando entre el 11.01% para *k = 1* y el 60.5% para *k = 400*. En este tipo de análisis, con el mismo valor de tolerancia considerada en la solución del sistema no lineal de ecuaciones del problema de posiciones (1.E-10) se deben obtener, partiendo de la mismos valores iniciales estimados para las variables que definen el problema, exactamente el mismo resultado sobre las variables cinemáticas analizadas. Este resultado se observa en la figura 4 donde, a modo de ejemplo se muestra que la diferencia en el valor de aceleración lineal obtenida para la corredera del mecanismo, analizado con el método global y el topológico es del orden de 10^{-12}. Sin embargo, la misma tolerancia sobre el error en lal solución del problema de posición no implica el mismo número de iteraciones en el método global que en el topológico; de hecho se ha observado que si se define una velocidad de la manivela cada vez más elevada en el problema cinemático, lo que provoca incrementos mayores en su orientación absoluta, se requiere un mayor número de iteraciones en el método global que en el topológico.

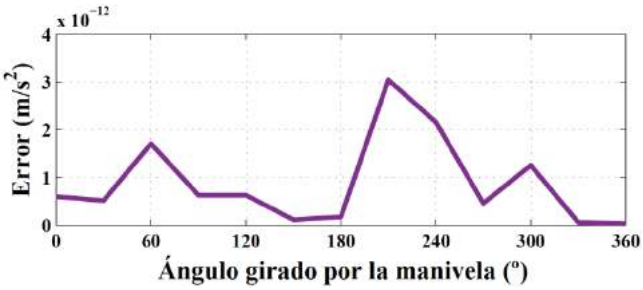


Figura 4: Error en la aceleración lineal de la corredera en función del giro de la manivela obtenido al comparar soluciones global y topológica (observe escala: $1 \cdot 10^{-12}$).

Comparando tiempos para el análisis cinemático y el dinámico directo mediante matriz R, con el mismo número de análisis en ambos casos (24.000) se observa que ambos métodos: global y topológico obtienen menores tiempos en cinemática que en dinámica. Este resultado era el que cabía esperar ya que en la formulación matriz R, además de resolver el análisis de posición y velocidad, así como el de aceleración para obtener el vector $\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}}$, también se deben obtener las matrices y vectores $\mathbf{R}^T\mathbf{M}\mathbf{R}$ y $\mathbf{R}^T(\mathbf{Q} - \mathbf{M}\dot{\mathbf{R}}\dot{\mathbf{z}})$ y resolver el sistema ODE. En ambos casos (global y topológico) el aumento de tiempo del análisis dinámico sobre el cinemático ronda el 27%.

En el caso del análisis dinámico mediante penalizadores, las reducciones en tiempo CPU que ofrece el método topológico varían desde un 27% en la solución con una sola diada, hasta un 84.6% para 400 diadas. Para descartar que la diferencia de tiempos se deba a que ambos métodos realizan un número de iteraciones distinto en el bucle iterativo 'corrector' asociado al integrador trapezoidal, se ha comprobado que la solución global realiza solo un 0.8% más (21 sobre 2559) iteraciones que la topológica (tiempo de análisis tfin=10 segundos).

En la solución al problema dinámico mediante matriz R se observa una precisión muy elevada en ambos métodos y una reducción del tiempo de CPU que aumenta desde el 32% con una diada hasta el 45% con 400.

Tabla 1: Tiempos de CPU (en s) para análisis cinemático (KIN) y dinámico (DIN) del mecanismo manivela-biela-corredera 3D con formulaciones global (GLOB) y topológica (TOP). En dinámica se utilizan penalizadores (Penalty) y matriz R (matR). Datos de análisis con incremento de paso de tiempo dt=0.005s (_0005 en la gráfica)

Número diadas	nEq	DIM	GLOB_KIN	TOP_KIN	GLOB_DIN Penalty	TOP_DIN Penalty	GLOB_DIN matR	TOP_DIN matR
1	19	16	0.354	0.315	0.390	0.285	0.696	0.473
9	99	88	2.583	1.844	3.198	1.783	3.785	2.574
18	189	169	5.171	3.564	7.691	4.654	7.233	4.898
36	369	331	10.607	7.004	19.266	10.582	14.607	9.922
72	729	655	22.508	13.883	64.324	24.445	31.065	18.923
144	1449	1303	50.431	27.642	202.359	56.815	64.355	37.482
288	2889	2599	122.757	55.161	672.505	130.391	134.275	75.574
400	4009	3607	194.205	76.564	1256.135	193.53	191.720	104.848

6. Conclusiones

En este trabajo se ha descrito cómo se puede implementar el método topológico basado en ecuaciones de grupo al problema dinámico directo de sistemas multicuerpo. Además se ha implementado la metodología descrita en lenguaje de programación FORTRAN 90 y se ha aplicado a la solución cinemática y dinámica de un mecanismo manivela-biela-corredera espacial escalable definiendo problemas de tamaño entre 19 y 4009 ecuaciones de restricción. Se han implementado las formulaciones dinámicas: matriz de complemento ortogonal (matriz R) y penalizadores para modelización en coordenadas naturales del mecanismo a estudio. La metodología descrita es aplicable a cualquier otro sistema multicuerpo, plano o espacial.

Se han lanzado análisis cinemáticos y dinámicos con la formulación basada en ecuaciones de grupo y los resultados obtenidos se han comparado en precisión y eficiencia respecto a las soluciones ofrecidas por un método global. El método global de referencia está implementado en el mismo lenguaje de programación y con el mismo tipo de coordenadas (naturales).

Los resultados analizados muestran una precisión muy elevada en la solución al problema cinemático y dinámico mediante matriz R con ambos métodos: global y topológico basado en ecuaciones de grupo. En la formulación dinámica basada en penalizadores se observan valores muy próximos de las variables analizadas (posición de la manivela en función del tiempo) a los obtenidos mediante matriz R, pero con pequeñas diferencias que muestran disipación de energía en la solución global y un muy reducido aumento de energía en la solución basada en ecuaciones de grupo.

En el análisis cinemático, elevar el incremento del valor con que se actualizan las posiciones de las coordenadas independientes del modelo en cada instante de tiempo influye negativamente en el número de iteraciones necesaro para resolver el problema de posición en la solución global. Esta incidencia es mucho menor en la solución basada en ecuaciones de grupo.

El aumento de la dimensión del problema también afecta más negativamente a la solución global. Considerando estos dos efectos se ha comprobado que, en el análisis cinemático, la solución basada en ecuaciones de grupo ofrece reducciones de tiempo de CPU respecto a la global que oscilan entre un 30% y un 55%.

En cuanto a la solución al problema dinámico directo se observan reducciones de tiempo CPU que aumenta con el número de diadas considerado (desde 9 hasta 400) entre el 27% y el 84.6% con penalizadores y entre el 32% y el 45% con matrizR.

7. Bibliografía y referencias

[1] M. Z. Kolovsky, A. N. Evgrafov, Y. A. Semenov, and A. V. Slousch, Advanced theory of mechanism and machines. Springer, 2000.

[2] M. Saura, A Celdran, D. Dopico and J. Cuadrado. Computational structural analysis of planar Multibody Systems with lower and higher kinematic Pairs. Mechanism and Machine Theory, Vol. 71, pp.79-92, 2014.

[3] M. Saura, P. Segado, B. Muñoz, D. Dopico, and J. Cuadrado, "Multibody kinematics. a topological formulation based on structural-group coordinates," in Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics, (Barcelona, Spain), June 29 - July 2, 2015

[4] P. Segado, J.C Cano, J. Cuenca, D. Giménez, M. Saura, P.Martínez. Eficiencia de la paralilización multihilo en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo basado en Ecuaciones de Grupo, XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Elche, España, (2016).

[5] M. Saura, J. Cuadrado, D. Dopico and A Celdran. Computational Kinematics of Multibody Systems: The advantages of a Topological Method Based on its Kinematic Structure, ECCOMASThematic Conference on Multibody Dynamics 2013, Zagreb, Croatia, (2013).

[6] J. García de Jalón, E. Bayo. Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems. Springer-Verlag New York (1994). ISBN 978-1-4612-2600-0.

[7] Intel® Math Kernel Library (Intel® MKL), https://software.intel.com/en-us/mkl-reference-manual-for-fortran (2015)

[8] HSL, a collection of fortran codes for large-scale scientific computation, http://www.hsl.rl.ac.uk/ (2015).

BLOQUE V

FIABILIDAD Y MANTENIMIENTO

Detección y localización automática de defectos en rodamientos basada en WPT y SVM

M.J. Gómez García[1], C. Castejón Sisamón[1], J.C. García-Prada[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mjggarci@ing.uc3m.es

La detección de defectos en rodamientos juega un papel crítico en mantenimiento y monitorización de estado. En el presente trabajo se propone una técnica automática y fiable para monitorizar la condición de rodamientos de bolas durante su funcionamiento, ya que estos elementos son los más comunes en maquinaria industrial. Las señales vibratorias utilizadas fueron obtenidas de un banco de ensayos, y están disponibles en la base de datos de la Universidad de Case Western Reserve. Las medidas se tomaron bajo diferentes condiciones de defectos (en cuanto a tamaño y localización), cargas y velocidades en estado estacionario. Las condiciones de defecto ensayadas fueron rodamiento sano, defecto en pista interna, defecto en pista externa, defecto en bola, y defecto en jaula. En primer lugar, se analizaron las señales en el dominio de la frecuencia, y los resultados eran pobres. Posteriormente, se utilizó la transformada en paquetes Wavelet, que trabaja tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia. La energía calculada utilizando esta técnica se utilizó para entrenar diferentes configuraciones de máquinas de Soporte Vectorial, modificandosus parámetros para optimizar los resultados de clasificación. El método propuesto ofrece muy buenos resultados tanto en la detección como en la localización de los defectos ensayados. Las tasas de acierto obtenidas se acercan al 100% con un coste computacional muy moderado.

1. Introducción

En cualquier proceso industrial se persiguen varios objetivos: producir con la mayor calidad, reducir los ratios de productos no válidos y cumplir con unas normas de seguridad y de medio ambiente que cada vez son más estrictas. Para la consecución de estos objetivos, es necesario manejar correctamente los defectos que aparecen en las máquinas industriales. Es por ello que el mantenimiento industrial cobra gran importancia y cada vez se invierte más dinero y recursos tanto en su ejecución como en su desarrollo e innovación.

El mantenimiento industrial se puede definir como el control constante de las instalaciones y/o componentes, así como del conjunto de trabajos de reparación y revisión necesarios para garantizar el funcionamiento regular y el buen estado de conservación de las máquinas. Hoy en día es de vital importancia la mantenibilidad de un sistema mecánico, entendiendo ésta como la capacidad o viabilidad de un sistema mecánico de ser mantenido con la menor duración, coste y esfuerzo de las tareas de mantenimiento [1].

Los rodamientos son los elementos de apoyo más comunes en maquinaria industrial. Su misión es, además de reducir la fricción y soportar el eje, ejercer de fusible mecánico. Es por ello que la diagnosis de rodamientos ha abarcado gran interés de la comunidad científica en los últimos años, y muchos trabajos están de acuerdo en el uso de señales vibratorias como la mejor herramienta para este fin, debido a la gran cantidad de información que contienen.

Debido a la complejidad de esta información, es necesario realizar un procesamiento adecuado de las señales vibratorias, de forma que se puedan extraer parámetros computacionalmente sencillos de manejar, y que a la vez contengan información relativa al defecto que se quiere diagnosticar. Precisamente, la selección del procesamiento y los parámetros adecuados que cumplan estos requisitos es una de las tareas más complicadas en mantenimiento predictivo.

El procesamiento de señales vibratorias es comúnmente clasificado en tres tipos: parámetros en el dominio del tiempo, normalmente parámetros estadísticos [2,3], parámetros en el dominio de la frecuencia [4,5], y parámetros que trabajan tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia, como la transformada Wavelet (WT) [6-8], y la transformada de Hilbert-Huang (HHT) [5].

La diagnosis basada en parámetros estadísticos ha mostrado poca efectividad cuando se aplica a defectos incipientes, o cuando el sistema es expuesto a bajos niveles de carga [9]. Las herramientas basadas en el dominio

de la frecuencia constituyen las técnicas clásicas para detectar defectos en maquinaria rotativa. En el caso de rodamientos, las frecuencias características de todos los defectos son bien conocidas, y dependen de la geometría del rodamiento y de la velocidad de giro. Específicamente, el análisis de la envolvente es la técnica más popular para diagnosis de rodamientos. Este tipo de análisis implica la extracción de cicloestarionareidad de segundo orden (CS2) que aparece cuando existe un defecto en un rodamiento [10]. Sin embargo, esta técnica se ve seriamente afectada por el ruido, especialmente en fases incipientes de la aparición del defecto. Para solventar este problema, en ocasiones esta técnica ha sido combinada con otras, como la WT [11]. Otra herramienta utilizada comúnmente para examinar el dominio de la frecuencia de las señales es la descomposición empírica en modos (EMD), utilizada para obtener las funciones de modo intrínsecas (IMF), como en los trabajos [12,13].

Normalmente, cuando se trabaja con maquinaria rotativa, se obtienen señales no estacionarias. Es por esto que las técnicas que solamente trabajan en el dominio de la frecuencia no son recomendables ya que no proveen información sobre el dominio de la frecuencia, perdiéndose efectos transitorios e introduciendo errores. Las técnicas que trabajan tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia, como la HHT o la WT, son más adecuadas. La HHT es una herramienta de ambos dominios basada en la EMD, y ha sido aplicada para la diagnosis de rodamientos ofreciendo una fiabilidad muy elevada, como en el caso de [14]. Por su parte, el análisis multirresolución (MRA), basado en la WT, ha sido aplicado con muy buenos resultados, como en el caso de [7]. En los últimos años, la WT ha sido una de las técnicas más utilizadas para procesamiento de señal para la diagnosis de maquinaria rotativa. Hoy en día, la transformada en paquetes Wavelet (WPT) constituye el último avance de la WT.

Por otra parte, una vez que se lleva a cabo el procesamiento de señal, es necesario un sistema de clasificación para automatizar la salida o decisión del estado del elemento. Existen numerosos tipos de sistemas de clasificación inteligente desarrollados para sistemas de monitorización de estado, como lógica difusa [15], algoritmos genéticos [16], y los más usados, redes neuronales [17] y máquinas de soporte vectorial (SVM) [18].

El objetivo es conseguir un diagnóstico fiable del estado del rodamiento mediante la adquisición, tratamiento y la posterior clasificación de las señales obtenidas de la máquina, teniendo en cuenta tanto los posibles tipos de defecto que pueda tener como la gravedad de los mismos, para así poder prever cuando reemplazarlo. El presente trabajo detalla una técnica de diagnóstico de rodamientos basada en la energía de las señales vibratorias calculada con la WPT, y utilizando SVM como sistema de clasificación inteligente. Las señales vibratorias utilizadas en este trabajo fueron obtenidas a diferentes condiciones de velocidad de giro y de defectos en los rodamientos.

2. Sistema experimental

Los datos utilizados en el presente trabajo provienen de una base de datos proporcionada por la Case Western Reserve University [19]. El banco de ensayos se muestra en la figura 1, y consiste consiste en un motor (parte izquierda), un convertidor de par/encoder (parte central), un dinamómetro (parte derecha) y un control electrónico (no aparece en la imagen).

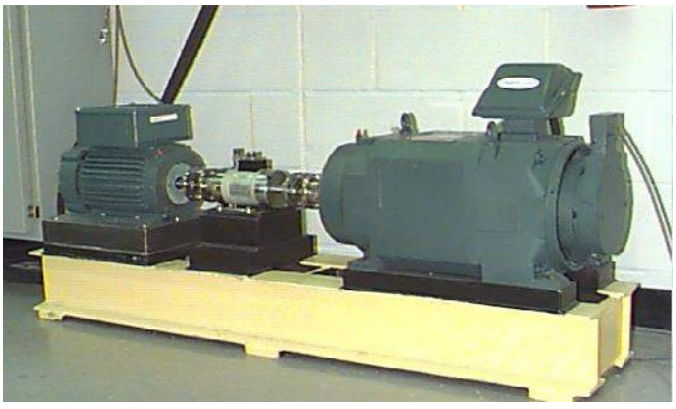


Figura 1: Banco de ensayos de la Case Western Reserve University [22].

Los rodamientos del ensayo utilizados son el modelo 6205-2RS JEM SKF y soportan el eje del motor. Un único punto de defecto es introducido a los rodamientos usando una máquina de electroerosión (EDM) con unos diámetros de defecto de 7 milésimas de pulgada, 14 milésimas de pulgada, 21 milésimas de pulgada y 28 milésimas de pulgada.

Las especificaciones del rodamiento del extremo del motor, incluyendo sus dimensiones y frecuencias de defectos en función de la velocidad de giro del motor, están reflejadas en la tabla 1.

Tabla 1: Dimensiones y frecuencia de defecto del rodamiento 6205-2RS JEM SKF

Rodamiento del extremo del motor: 6205-2RS JEM SKF, Rodamiento de bolas. Dimensiones en milímetros.				
Diámetro interior	***Diámetro exterior***	***Espesor***	***Diámetro de las bolas***	***Diámetro de la pista***
25,0012	51,9988	15,0012	7,9400	39,0398
Frecuencias de defecto(múltiplos de la velocidad de giro en Hz).				
Pista interna	***Pista externa***	***Defecto en jaula***	***Defecto en bola***	
5,4152·w	3,5848·w	0,39828·	4,7135·w	

Los ensayos se realizan a 4 velocidades de giro diferentes que se muestran en la tabla 2.

Tabla 2: Cargas del motor y velocidad de giro en r.p.m.

Carga del motor (HP)	***Velocidad del motor aproximada w (rpm)***
0	1797
1	1772
2	1750
3	1730

La cadena de medida se compone de tres acelerómetros uniaxiales, un acondicionador de señal (filtro+amplificador), una tarjeta de adquisición que mediante el software adecuado envía los datos al ordenador, tal y como se muestra en la figura 2.

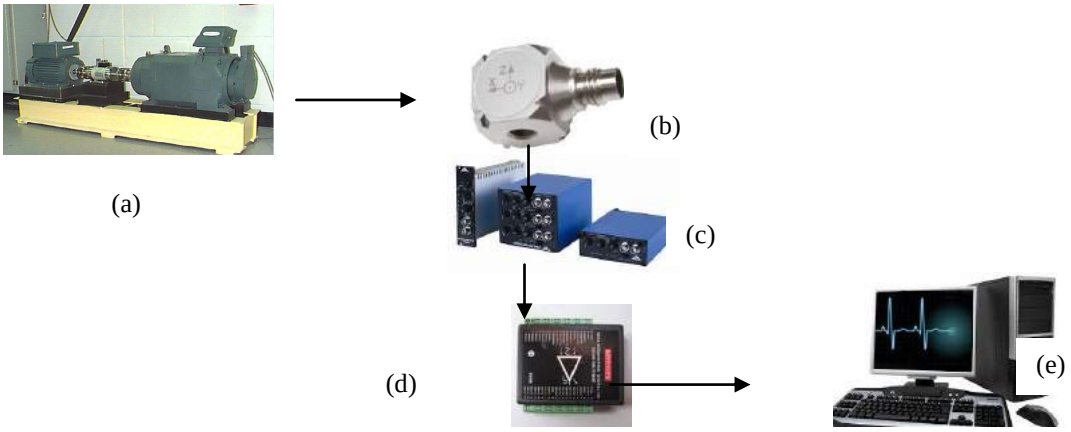


Figura 2: Cadena de medida (a) banco de ensayos, (b) Acelerómetro, (c) Acondicionador de señal y (d) Ordenador

Se sitúan dos acelerómetros unidos a la carcasa del motor mediante bases magnéticas, uno en el extremo conductor del motor, y el otro en el extremo del ventilador. Un tercer acelerómetro se sitúa en el soporte de la base del motor (bancada).

Las señales de vibración se recogen mediante un recolector de 16 canales y se postprocesan en MATLAB®. Todos los archivos de datos están en formato Matlab (*.mat). Los datos digitales son recogidos a 12000 muestras por segundo y a 48000 muestras por segundo para el acelerómetro del extremo conductor del motor (más cercano al rodamiento). Los datos de velocidad y potencia se obtienen usando un convertidor de par/encoder y se toman a mano.

3. Procesamiento de señal

En primer lugar, se verifica si la información obtenida mediante la FFT y la FFT de la envolvente en las frecuencias teóricas de fallo es una información útil, que pueda ser utilizada como entrada o patrón para el entrenamiento de sistemas de clasificación inteligente.

Cuando se intenta identificar una correlación entre la amplitud de los picos de frecuencia, en las frecuencias teóricas de fallo, y el tamaño de defecto, no se encuentra en ningún caso. Cuando el defecto se encuentra en la bola, ni siquiera es posible identificar la frecuencia teórica de fallo en el espectro. Para descartar que estos malos resultados sean consecuencia de la presencia de un alto nivel de ruido en la señal, se calcula la envolvente de la señal mediante la transformada de Hilbert, y se analiza el espectro de la señal resultante mediante la FFT. Los resultados observados son idénticos que para el caso del análisis del espectro en la señal original.

3.1. Extracción de patrones mediante WPT

La transformada en paquetes Wavelet (WPT) es una herramienta que trabaja tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia. La WPT consiste en el cálculo de los coeficientes de correlación entre la señal original y una señal seleccionada denominada wavelet madre. Los coeficientes de correlación se calculan por tramos o paquetes. La metodología de cálculo consiste en la descomposición iterativa de la señal temporal original, mediante filtros, en dos señales de igual banda de frecuencia, que es la mitad que la original. En cada iteración, se descompone la señal utilizando filtros paso alto y paso bajo de igual banda de frecuencia. Los filtros utilizados están relacionados con la función wavelet madre utilizada. Por tanto, antes de aplicar esta transformación, es necesario seleccionar tanto la wavelet madre como el nivel de descomposición deseado, que determinará el número de paquetes resultantes. En el presente trabajo se utiliza la WPT como herramienta para la extracción de patrones utilizando como wavelet madre la función "Daubechies 6" debido a los buenos resultados que ha proporcionado con otros sistemas de clasificación en trabajos como [20-24]. Concretamente, se utiliza la energía calculada a partir de los coeficientes calculados mediante WPT, para su análisis como vector de características y posterior clasificación.

En cuanto a la selección del nivel de descomposición, no existe una metodología estándar aunque sí existen algunas propuestas en la bibliografía, como se revisa en [25]. El requisito fundamental del patrón seleccionado suele ser que proporcione unos resultados de clasificación fiable con el menor coste computacional posible, y en mayor medida en la aplicación que se pretende en este trabajo, debido a que se trata de una aplicación en tiempo real. Cuanto mayor sea el nivel de descomposición seleccionado, mayor será el número de paquetes obtenido y mayor será la dimensión del vector de características utilizado para el entrenamiento. Por otra parte, cuanto mayor sea el número de paquetes, menor será la banda de frecuencias que cubre cada uno, por lo que existirá menor influencia de ruido.

Para la selección del nivel de descomposición se ha realizado un estudio preliminar analizando niveles de descomposición desde 8 (256 paquetes resultantes) hasta 3 (8 paquetes resultantes). Para el nivel de descomposición 3, se ha observado que es posible definir todos los estados de defecto diferentes solamente con 5 de los 8 paquetes resultantes de la descomposición, tal y como se muestra en la figura 3. Además, se ha observado que al trabajar con esos cinco paquetes obtenidos a nivel de descomposición 3, es posible realizar una clasificación fiable. Por tanto, los paquetes 1, 2, 3, 4 y 7 obtenidos a nivel de descomposición 3 serán los que conformen el vector de características que se utilizará como patrón para el entrenamiento y posterior clasificación de las máquinas de soporte vectorial (SVM).

4. Sistema de clasificación (SVM)

Actualmente, el uso de las SVM está muy extendido y se emplea en campos como el reconocimiento de textos o escritura [26], recuperación de información, identificación de voz, identificación de matrículas [27], etc.

El objetivo de las SVM es clasificar correctamente un conjunto de muestras. Para ello es preciso realizar una primera etapa de aprendizaje. Para ello, se mapean los puntos de entrada a un espacio de características de una dimensión mayor. Esta operación hace que sea más fácil encontrar el hiperplano que los separe y maximice el margen entre las diferentes clases de datos. Esta teoría lleva a buscar el hiperplano que denominamos $\mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0}$ que sea capaz de maximizar la separación de un conjunto de datos $\mathbf{X} \in \mathfrak{R}^{\mathbf{d}}$ según la clase $\mathbf{Y} \in \{-\mathbf{1}, \mathbf{1}\}$ a la que pertenecen. El hiperplano $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ estará a la misma distancia de los ejemplos más cercanos entre ellos de cada categoría. Puesto que el hiperplano $\boldsymbol{h}(\boldsymbol{x})$ debe estar a la misma distancia de ambas clases, se trata de un problema de optimización para el cual se utilizan técnicas de programación cuadrática. Los datos utilizados para obtener el hiperplano son denominados vectores de entrenamiento. A partir de los datos de entrada, la SVM proporciona su clase según la regla de clasificación $\boldsymbol{f}(\boldsymbol{x_i}) = \boldsymbol{signo}(\boldsymbol{h}(\boldsymbol{x_i}))$.

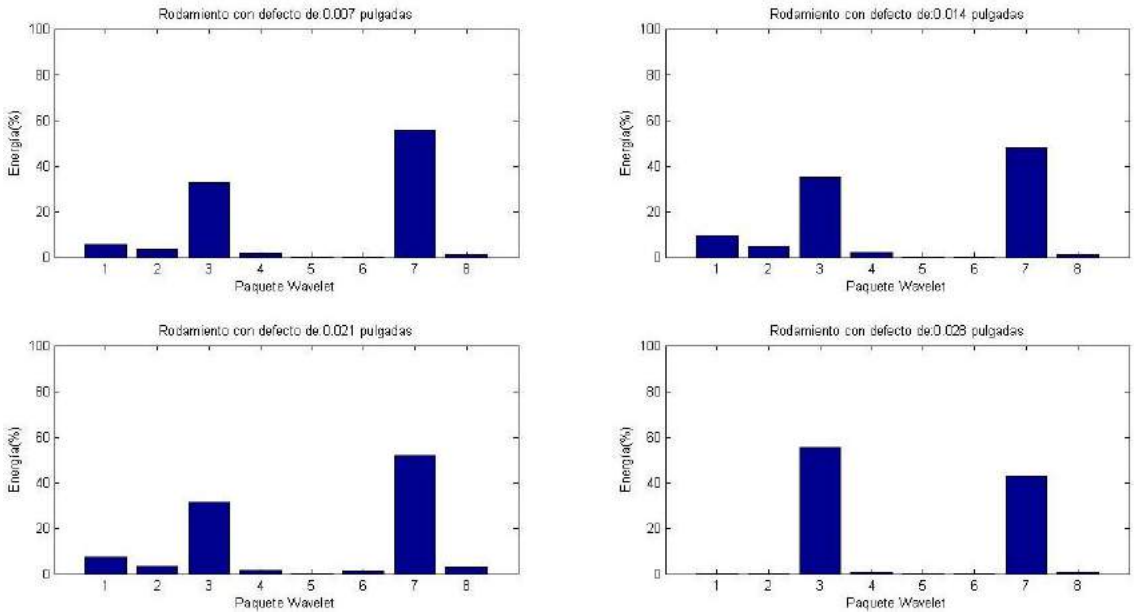


Figura 3: Energías WPT a nivel de descomposición 3 para señal con defecto en bola y distinto tamaño de defecto para una misma velocidad de giro.

Habitualmente, de la muestra de datos total de que se dispone se separa, aproximadamente, el 25% para poder validar el modelo tras el entrenamiento. Por ello, tras la fase de aprendizaje se utiliza ese conjunto de datos al que denominados conjunto de test con el que se comprueba la fiabilidad del hiperplano separador obtenido.

Cuando los datos de entrada no son separables linealmente, es necesario transformar los datos a un espacio de características de mayor dimensión en el que los datos si puedan ser separados linealmente por un hiperplano. En este caso, al volver a pasar los datos al espacio de entrada, el hiperplano de separación no será lineal, sino que puede ser una función polinómica, gaussiana, o sigmoide, entre otras.

Por otra parte, las funciones que se utilizan para la transformación de los datos de entrada a un espacio de dimensión mayor se denominan funciones núcleo o kernel. Representan el producto vectorial en el espacio de características. Generalmente la función gaussiana es la que mejor se adapta a los datos y es la que se recomienda usar [28] para obtener buenos resultados, por lo que es la que se utiliza en el presente trabajo. La función gaussiana tiene la forma de la ecuación 1, y su parámetro de control es Gamma.

$$K(x, x') = exp\left(\frac{-\|x - x'\|^2}{2\sigma^2}\right) \qquad con\ \sigma > 0 \tag{1}$$

Además, en el presente trabajo, se utilizará una clasificación binaria basada en la clasificación uno contra uno, donde se hacen comparaciones de las clases de dos en dos de manera que al final se comparan todas las clases entre sí. Se utiliza este tipo de clasificación por ofrecer mejores resultados que la clasificación uno contra el resto.

Puede ocurrir que existan datos atípicos o etiquetados incorrectamente, lo que puede condicionar mucho la obtención del hiperplano separador al poder ejercer de vector soporte. Debido a ello, se introducen unas variables de holgura ξ en el problema de optimización. El parámetro C es el que controla el número de errores de clasificación permitidos en la etapa de entrenamiento. por lo que calibrar el valor de C es esencial para una correcta clasificación. En el presente trabajo se utiliza un margen blando para conseguir un modelo correcto y se busca el valor de C que nos permita una mejor clasificación posterior.

Todos los entrenamientos y validaciones se han realizado utilizando la librería específica Libsvm para MATLAB®. Para todos los casos, se utiliza el 75% de los datos para entrenamiento y el 25% restante para test o validación.

4.1. Clasificación uno contra uno de margen blando

En este tipo de clasificación, que ha ofrecido los resultados óptimos, se enfrentan cada clase contra cada una de las demás por separado, considerando la buscada positiva y cada una de las enfrentadas negativas, como se muestra en la figura 4.

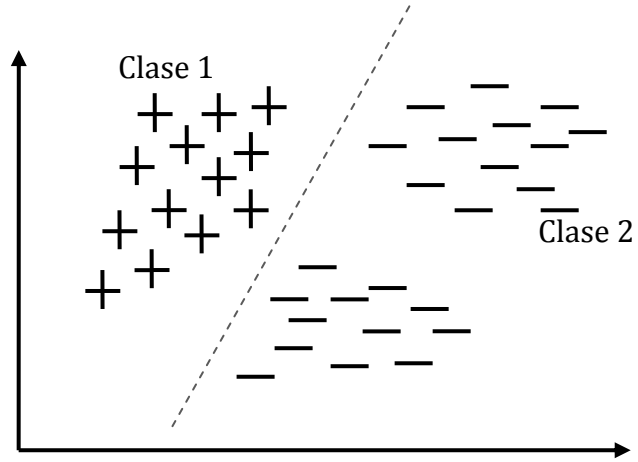


Figura 4: Representación de las muestras en el entrenamiento y su hiperplano separados para la clasificación uno contra uno.

En primer lugar se buscan los parámetros óptimos para la clasificación. Para ello se estudian las combinaciones de los parámetros gamma y C de manera que se consigue visualizar cuáles serán los valores óptimos para que la clasificación obtenga los mejores resultados posibles.
Posteriormente se analizan las señales enfrentándolas mediante la clasificación "uno contra uno" (1-vs-1) optimizando los valores de los parámetros Gamma y C. En las tablas 3, 4, y 5 se muestran las tasas de acierto obtenidas en las diferentes clasificaciones.

Tabla 3: Tasas de acierto obtenidas al enfrentar muestras con defecto en bola y distinto tamaño de defecto con clasificación uno contra uno

Defecto en bola:	***Tamaño de defecto para entrenamiento***		
Tamaño de defecto para test	0,007"|0,014"	0,007"|0,021"	0,007"|0,028"
0,007"	100%	100%	100%
	0,014"|0,007"	0,014"|0,021"	0,014"|0,028"
0,014"	60%	100%	100%
	0,021"|0,007"	0,021"|0,014"	0,021"|0,028"
0,021"	40%	60%	100%
	0,028"|0,007"	0,028"|0,014"	0,028"|0,021"
0,028"	100%	100%	100%

Tabla 4: Tasas de acierto obtenidas al enfrentar muestras con defecto en pista interna y distinto tamaño de defecto con clasificación uno contra uno

Defecto en pista interna:	***Tamaño de defecto para entrenamiento***		
Tamaño de defecto para test	0,007"|0,014"	0,007"|0,021"	0,007"|0,028"
0,007"	100%	100%	100%
	0,014"|0,007"	0,014"|0,021"	0,014"|0,028"
0,014"	80%	60%	80%
	0,021"|0,007"	0,021"|0,014"	0,021"|0,028"
0,021"	100%	100%	100%
	0,028"|0,007"	0,028"|0,014"	0,028"|0,021"
0,028"	100%	80%	100%

Tabla 5: Tasas de acierto obtenidas al enfrentar muestras con defecto en pista externa y distinto tamaño de defecto con clasificación uno contra uno

Defecto en pista externa:	*Tamaño de defecto para entrenamiento*	
Tamaño de defecto para test	0,007"|0,014"	0,007"|0,021"
0,007"	100%	100%
	0,014"|0,007"	0,014"|0,021"
0,014"	100%	100%
	0,021"|0,007"	0,021"|0,014"
0,021"	100%	100%

Para el caso de la detección del tipo de defecto, los resultados que obtenemos se muestran en la tabla 6.

Tabla 6: Tasas de acierto obtenidas al enfrentar muestras con distinto defecto con clasificación uno contra uno

Datos para test: / ***Datos para entrenamiento***	***Bola/Pista interna***	***Pista externa/Pista Interna***	***Bola/Pista Externa***
Bola	100%	-	100%
Pista Interna	100%	100%	-
Pista Externa	-	100%	100%

5. Conclusiones

Como objetivos generales, se propusieron el análisis de señales mediante técnicas en el dominio de la frecuencia y en el dominio tiempo-frecuencia, además del uso de las máquinas de soporte vectorial como sistema de clasificación para el correcto diagnóstico de rodamientos de bola.

La conclusión que se puede extraer del desarrollo del presente trabajo es que, el uso de técnicas sofisticadas en el dominio tiempo-frecuencia, en este caso el uso de la WPT para la extracción de vectores característicos de las señales, es capaz de devolver valores representativos de cada clase a diferenciar, lo que la hace una herramienta muy capacitada para ser utilizada junto a sistemas de clasificación inteligente. Este tipo de técnicas ofrecen mejores resultados que las técnicas clásicas que trabajan únicamente en el dominio de la frecuencia.

En cuanto a las máquinas de soporte vectorial, se ha desarrollado un sistema de clasificación probando los diferentes análisis disponibles en las librerías utilizadas. Los resultados obtenidos muestran que las máquinas de soporte vectorial son capaces de separar correctamente los vectores característicos extraídos de las señales de rodamientos con diferentes tipos de defecto y tamaño de defecto, con porcentajes de acierto elevados, utilizando una función núcleo o kernel RBF y modificando el parámetro del margen blando C.

6. Referencias

[1] M.J. Gómez García. Metodologías de selección de indicadores óptimos para el análisis y diagnosis del estado de la máquina: aplicación a elementos mecánicos rotativos. Tesis doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. 2014

[2] V. Sugumaran, K. Ramachandran. Fault diagnosis of roller bearing using fuzzy classifier and histogram features with focus on automatic rule learning, Expert Systems with Applications, 38, (2011), 4901–4907.

[3] B. Muruganatham, M. Sanjith, B. Krishnakumar, S. S. Murty. Roller element bearing fault dianosis using singular spectrum analysis, Mechanical Systems and Signal Proccessing, 35, (2013), 150–166.

[4] T. Harris. Rolling Bearing Analysis, John Wiley and Sons, 1991.

[5] V. Rai, A. Mohanty. Bearing fault diagnosis using FFT of Intrinsic Mode Functions in Hilbert-Huang transform, Mechanical Systems and Signal Processing, 21, (2007), 2607–2615.

[6] X. Lou, K. Loparo. Bearing fault diagnosis based on Wavelet Transform and fuzzy inference, Mechanical Systems and Signal Processing, 18(5), (2004), 1077–1095.

[7] C. Castejón, O. Lara, J. García-Prada. Automated diagnosis of rolling bearings using MRA and Neural Networks, Mechanical Systems and Signal Processing, 24, (2010), 289–299.

[8] K. Al-Raheem, W. Abdul-Karem. Rolling bearing fault dianostics using Artificial Neural Networks based on laplace wavelet analysis, International Journal of Engineering, Science and Technology, 2, (2010), 278–290.

[9] J. Keller, Vibration Monitoring of UH-60A Main Transmission Planetary Carrier Fault, U.S. ARMY AMCOM. Aviation Engineering Directorate.

[10] R. Randall, J. Antoni, S. Chobsaard, A comparison of cyclostationary and envelope analysis in the diagnositcs of rolling element bearings, in: ICASSP'00 Proceedings of the Acoustics, Speech, and Signal Processing, 2000, pp. 3882–3885.

[11] M. Barakat, M. E. Badaoui, F. Guillet, Hard competitive growing neural network for the diagnosis of small bearing faults, Mechanical Systems and Signal Processing. URL http://dx.doi.org/10.1016/j.ymssp.2012.11.002

[12] X. Zhong, C. Zhao, H. Dong, X. Liu, L. Zeng, Rolling bearing fault diagnosis using sample entropy and dimension spectrum based on EMD, Applied Mechanics and Materials 278-280 (2013) 1027–1031.

[13] Y. Zhang, H. Zuo, F. Bai, Classification of fault location and performance degradation of a roller bearing, Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, 46, (2013), 1178–1189.

[14] L. Jiang, B. Li, X. Li, An imporved HHT method and its application in fault diagnosis of roller bearing, Applied Mechanics and Materials, 273, (2013), 264–268.

[15] H. Liu, Q. Lin, M. Ren, Fault diagnosis and cause analysis using fuzzy evidential reasoning approach and dynamic adaptive fuzzy petri nets, Computers & Industrial Engineering, 66(4), (2013), 899–908.

[16] J. Xiang, Y. Zhong, X. Chen, Z. He, Crack detection in a shaft by combination of wavelet-based elements and genetic algorithm, International Journal of Solids and Structures, 45(17), (2008), 4782–4795.

[17] G. Bin, J. Gao, X. Li, B. Dhillon, Early fault diagnosis of rotating machinery based on wavelet packetsempirical mode decomposition feature extraction and neural network, Mechanical Systems and Signal Processing, 27, (2012), 696–711.

[18] S. Yuan, F. Chu, Fault diagnostics based on particle swarm optimisation and support vector machines, Mechanical Systems and Signal Processing, 21(4), (2007) 1787–1798.

[19] Bearing Data Center. Case Western reserve University. http://csegroups.case.edu/bearingdatacenter/home (Última visita 09/06/2015)

[20] M.J. Gómez, C. Castejón, J.C. García-Prada. Analysis of the influence of crack location for diagnosis in rotating shafts based on 3 x energy. Mechanism and Machine Theory, 2016. http://dx.doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2016.05.006

[21] M.J. Gómez, C. Castejón, J.C. García-Prada. Automatic condition monitoring system for crack detection in rotating machinery. Reliability Engineering & System Safety, 152, (2016) 239-247.

[22] M.J. Gómez, C. Castejón, J.C. García-Prada. Crack detection in rotating shafts based on the 3x energy. Analytical and experimental analysis. Mechanism and Machine Theory, 96, (2016) 94-106.

[23] J.C. García-Prada, C. Castejón, M.J. Gómez, and J. Meneses. Automated detection of cracked rotors combining multirresolution analysis and artificial neural networks. Journal of Vibration and Control, 21(15), (2015) 3047-3060.

[24] C. Castejón, M.J. Gómez, J. C. García-Prada, A. Ordoñez and H. Rubio. Automatic selection of the WPT decomposition level for condition monitoring of rotor elements based on the sensitivity analysis of the wavelet energy. International Journal of Acoustics and Vibration, 20(2), (2015) 95-100.

[25] M.J. Gómez, C. Castejón, J.C. García-Prada. Review of Advances in the Application of the Wavelet Transform to Cracked Rotors Diagnosis. Algorithms,9, (2016) 19-32.

[26] H. Cisneros Carrillo. "Conversión de texto manuscrito a formato digital utilizando máquinas de soporte vectorial." Proyecto fin de Master. Instituto Politécnico Nacional. Méjico. 2007.

[27] E. Gutiérrez Alonso. "Aplicación de las máquinas de soporte vectorial para el reconocimiento de matrículas". Proyecto fin de carrera. Universidad Pontificia de Comillas. 2007

[28] C.J. Lin, C.W. Hsu, C.C. Chang A practical guide to support vector classification Technical Report, Department of Computer Science and Information Engineering, National Taiwan University (2003)

Mantenimiento necesario en instalaciones de GLP

D. Venegas Vásconez[1], J. Yánez Cabrera[2], S. Celi Ortega[3], C. Ayabaca Sarria[4], L. Tipanluisa Sarchi[5], D. Bastidas Briones[6], M. Arrocha Carrera[7]

[1]Dpto. de Ingeniería de Materiales. Universidad de Concepción. diegofvenegas@udec.cl
[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Internacional SEK. yamandu.yanez@uisek.edu.ec
[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Internacional SEK. santiago.celi@uisek.edu.ec
[4]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Escuela Politécnica Nacional. cesar.ayabaca@epn.edu.ec
[5]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Escuela Politécnica Nacional. luis.tipanluisa@epn.edu.ec
[6]Escuela de Diseño, Ingeniería y Arquitectura Instituto Tecnológico de Monterrey. A01650444@itesm.mx
[7]Dpto. de Ingeniería y Arquitectura PLOPINSA. marisol.arrocha@plopinsa.com

El gas licuado de petróleo GLP es un combustible que proporciona energía a múltiples equipos y maquinarias que se utilizan en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales.

Para abastecer del combustible a dichos equipos y maquinarias se deben realizar instalaciones que puedan satisfacer la demanda cuando se requiera.

Estas instalaciones constan de tanques, tuberías, accesorios, equipos de medición y control, los cuales tienen una vida útil determinada por los fabricantes, por las condiciones de uso y el entorno que rodea a los mismos.

Llegar al fin de la vida útil de un elemento de una instalación de GLP puede llevar consigo varios problemas relacionados con la seguridad tanto de las personas como de las edificaciones y entorno a la instalación.

Con el fin de incrementar el estándar de seguridad que debe brindar una instalación de GLP. El presente trabajo da los lineamientos generales que se deben tomar en cuenta para el mantenimiento preventivo y correctivo de los elementos involucrados en una instalación de GLP. Se toman recomendaciones dadas por Normas Técnicas internacionales de instalaciones de GLP para llevar a cabo un mantenimiento preventivo y correctivo idóneo de una instalación de GLP.

1. Antecedentes

El uso del GLP como combustible es muy frecuente para varias aplicaciones en sistemas residenciales, comerciales e industriales.

NFPA es un organismo americano que se encarga de realizar normativas sobre aspectos relacionados con la protección de sistemas contra el fuego, siendo una parte muy importante de estas normas aquellas relacionadas con el uso y manejo del GLP (gas licuado de petróleo).

Estas normas son realizadas y revisadas por grupos de expertos en las diferentes áreas, y sirven como base para la elaboración de normas nacionales en diferentes países.

Para el uso y manejo del GLP, NFPA ha elaborado algunas normas, siendo las más importantes la NFPA 54 [1] y la NFPA 58 [2].

Como complemento se darán también algunos lineamientos adicionales de seguridad, de acuerdo a la expériencia adquirida durante algunos añpos como director de proyectos de GLP, y de las recomendaciones comtempladas en normativas nacionales como: Norma Técnica Ecuatoriana INEN 2260:2010 [3], y Norma Técnica Peruana NTP 321.123 [4].

El mantenimiento se puede definir como: “Un conjunto de actividades que deben realizarse a instalaciones y equipos, con el fin de prevenir o corregir fallas, buscando que estos continuen prestando el servicio para el cual fueron diseñados” [5].

De los cual se desprende que en una instalación de GLP, hay varios elementos a los cuales se les deben dar ciertas atenciones con el fin de que continuen prestando el servicio para el que fueron diseñados.

2. Mantenimiento de una instalación de GLP

Los catálogos de los fabricantes darán las recomendaciones para poder llegar a la vida útil de los equipos.

En una instalación de GLP vamos a determinar tres grupos de elementos a los cuales vamos a dar criterios generales de mantenimiento tanto preventivo como correctivo.

- Instalación de GLP.
- Equipos de consumo de GLP
- Equipos de prevención y mitigación.

2.1. Instalación de GLP

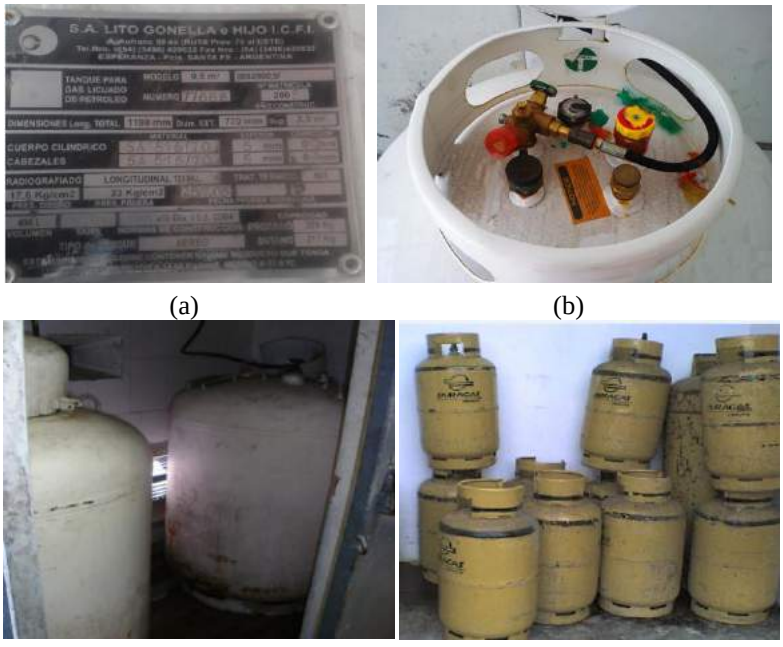
2.1.1. Tanques de almacenamiento

Los tanques son elementos que no están sometidos a cargas de fatiga, razón por la cual no sufren mayores desgastes, sin embargo NFPA 58 recomienda realizar una verificación de los mismos una vez cada 5 años, a partir de su puesta en operación, y hasta 5 veces; es decir que tienen una vida útil de 30 años.

Esta verificación comprende: medición de espesores de paredes y soldadura por ultra sonido, prueba hidrostática según recomendación del fabricante (Figura 1a), prueba de la válvula de seguridad (Figura 1b), verificación del estado de los elementos de control y verificación (multiválvula, control de nivel, valvula de llenado, valvula de alivio de presión, válvula de retorno de presión (Figura 1b).

Se recomienda también inspección visual del estado de la pintura exterior del tanque (Figura 1c), y de ser del caso pintar nuevamente el tanque [6] y señalizar de acuerdo a la Normativa respectiva [7].

En el caso de los cilindros de recambio estos deberán ser inspeccionados en las envasadoras, las cuales tienen protocolos de inspección y criterios establecidos para dar de baja a cilindros que se encuentren en mal estado (Figura 1d).



(a) (b)

(c) (d)

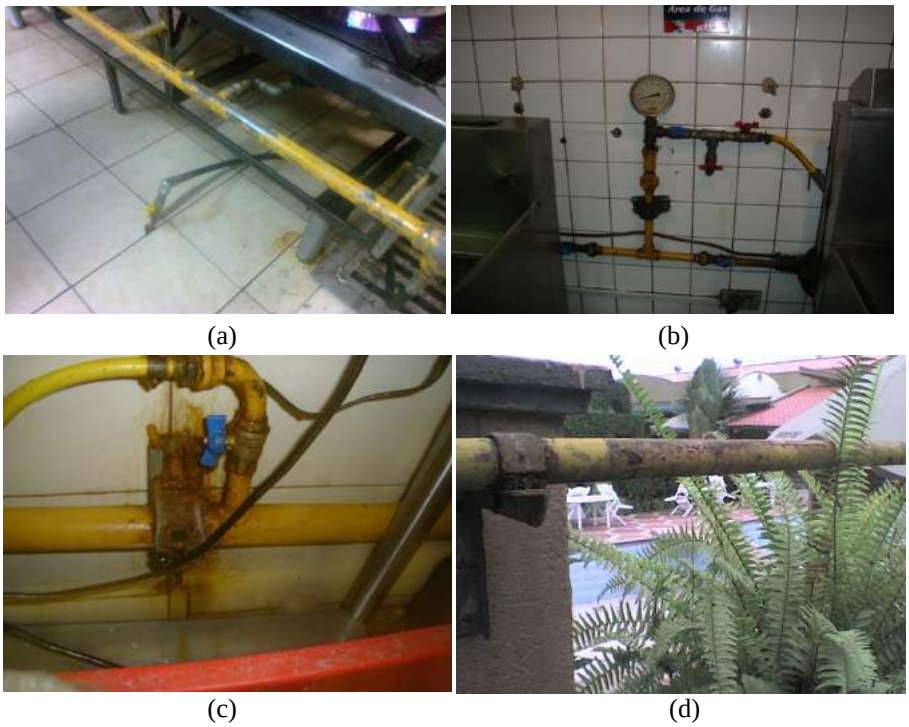
Figura 1: Tanques de almacenamiento de GLP

2.1.2. Tuberías

Las tuberías tampoco son elementos que están sometidos a cargas o esfuerzos, sin embargo se recomienda que cada año verificar el estado general de pintura (Figura 2a) [6], y cada 5 años se realice una prueba de hermeticidad (Figura 3 a y b).

Sobre todo en instalaciones comerciales los ambientes contienen mucha grasa, la cual es un elemento que puede ser un estimulador en caso de un evento con fuego, por ello se recomienda dar limpieza a tubería que se encuentra expuesta a grasa una vez cada 6 meses (Figura 2 b y c).

El medio ambiente puede causar corrosión y por ende disminución de la vida útil de la tubería, por ello se recomienda verificar este aspecto en tuberías que se encuentran a la interperie (Figura 2d).



(a) (b)

(c) (d)

Figura 2: Estado de tuberías de GLP

Como requerimiento obligatorio antes de la puesta en marcha de equipos que consumen el combustible, se deberá verificar la estanqueidad de la instalación, es decir que no existan fugas. Esta prueba se la deberá realizar antes de la puesta en marcha inicial del sitema y siempre que se tenga que hacer una reparación o mantenimiento.

El ensayo de estanqueidad (Figura 3 a y b) se lo podrá realizar en tramos, siempre y cuando existan elementos de corte que seccionen a la instalación.

Para este ensayo se tomará en cuenta estas consideraciones:

- Se realizará con un manómetro con una escala suficiente para medir la presión de ensayo.
- Se realizará con gas inerte, se prohíbe el uso de gas combustible para este ensayo.
- Se realizará a una presión superior a la presión de servicio.
- La presión se mantendrá por un tiempo necesario para la inspección de la instalación y la detección de las fugas.
- Se revisará el conjunto integro, es decir uniones, válvulas, bridas, codos, etc. Para el caso de las válvulas intermedias se las debe maniobrar en las posiciones cerrada y abierta.
- Como complemento al ensayo de estanqueidad, se comprobará con agua jabonosa todas las juntas y accesorios de la instalación.

- Al final de la prueba de hermeticidad se debe levantar un acta con la firma de los resposables de realizar la prueba y los responsables de verificar el trabajo realizado.



(a)



(b)

Figura 3: Pruebas de hermeticidad de tuberías de conducción de GLP

2.1.3. Mangueras

Las mangueras son elementos plásticos, los cuales están a la interperie, por tanto son afectadas directamente por la luz solar. Esto acorta la vida útil de las mismas.

Es necesario verificar la ficha técnica del proveedor para determinar la vida útil de las mangueras, y de ser posible cambiarlas antes que esta termine.

Verificar la presencia de grasa en los extremos de las mangueras (Figura 4a) y en caso de detectar olor a gas, verificar la fuga con agua jabonosa, la presencia de burbujas será una señal de una fuga de combustible (Figura 4b).



(a)



(b)

Figura 4: Pruebas de hermeticidad de tuberías de conducción de GLP

2.1.4. Reguladores de presión

Los reguladores de presión que se instalan en tanques de recambio son elementos que están sometidos a desgaste continuo (acople y desacople) cada vez que los cilindros se vacían.

Este desgaste ocasiona fugas de combustible y mal funcionamiento de los reguladores, razón por la cual al primer síntoma de lo mencionado, estosa deben ser cambiados y no procurar alargar la vida ítul de los mismos (generalmente con métodos no técnicos) (Figura 5a).

El ambiente grasoso también puede afectar la vida útil de los reguladores, razón por la cual se debe verificar su correcto funcionamiento (Figura 5b).



(a)



(b)

Figura 5: Reguladores de presión de GLP en cilindros

2.1.5. Manómetros y contadores

Los manómetros contienen una carátula, la cual en ocasiones puede romperse (Figura 6a), esto puede afectar la vida útil de los mismos, es por ello que se debe verificar su correcta medición, caso contrario cambiarlos.

Los contadores suelen instalarse en ambientes con mucha humedad, lo cual puede afectar al mecanismo tipo relojería que ocasiona su funcionamiento, provocando lecturas erróneas (Figura 6b). Cuando se detecta esto, el cambio debe ser inmediato.



(a) (b)

Figura 6: Manómetros y contadores de GLP

2.2. Equipos de consumo

Como ya se ha mencionado anteriormente y sobre todo en instalaciones comerciales, los equipos de consumo de GLP se encuentran expuestos a ambientes de grasa, lo cual no solo disminuye la vida útil de los mismos, ya que taponan los conductos de salida del combustible, sino que pueden potenciar un evento con presencia de fuego. Es por ello que los equipos que se encuentren con mucha grasa (Figura 7a) deben limpiarse de la misma con agentes propios para el efecto.

Equipos como los calefones (Figura 7b) deben recibir mantenimiento cada 6 meses (limpieza general) y cada 2 años se deben cambiar los diafragmas, que generalmente son los elementos que sufren más desgaste en su operación.



(a) (b)

Figura 7: Cocina y calefón a gas

2.3. Equipos de prevención y mitigación.

2.3.1. Sistema de enfriamiento

Se recomienda la instalación de sistemas de enfriamiento sobre los tanques de almacenamiento, esto con el fin de evitar sobrecalentamiento en ellos en caso que se presente fuego a su alrededor. Este sistema consta de una cisterna de almacenamiento de agua, un sistema de bombeo y presurización, tubería de conducción de agua, rociadores (sobre los tanques). El accionamiento de este sistema debe ser manual. En

el caso ideal, este sistema nunca debería funcionar, ya que no es deseable tener fuego en los alrededores del almacenamiento del combustible, y partiendo de esta premisa, todas sus partes se verían fácilmente deterioradas por no realizar la tarea para la que fueron diseñadas.

Es por esta razón que los sistemas de enfriamiento no deberían operar, por la operatividad de sus elementos, se sugiere hechar a andar los mismos una vez cada mes por un tiempo de 10 minutos (Figura 8 a y b).



(a) (b)

Figura 8: Sistemas de enfriamiento sobre tanques de GLP

2.3.2. Extintores

En las cercanías de los tanques de almacenamiento y de los equipos de consumo se recomienda la instalación de extintores de polvo químico, este polvo químico según sus fabricantes tienen una vida útil de 1 año, y depués del cual debe ser desalojado del extintor, y este debe volver a cargarse (Figura 9).



Figura 9: Extintor de polvo químico seco

2.4. Equipos eléctricos y de extracción de grasas.

Como se ha mencionado anteriormente, la grasa es indeseable en los sistemas de GLP, debido a que puede magnificar un evento con fuego, y en las cercanías de equipos de consumo hay mucha grasa involucrada. Se recomienda hacer limpieza general de la grasa una vez cada tres meses (Figura 10a).

Los extractores son potenciales acumuladores de grasas, se recomienda una limpieza profunda de los mismos una vez cada año (Figura 10b).



(a) (b)

Figura 10: Grasa en las cercanías de equipos de GLP

3. Mantenimientos invisibles en una instalación de GLP

Hay ciertos trabajos de mantenimiento que pueden realizarse en una instalación de GLP, aplicando ciertos principios mínimos de cuidado que se pueden dar a los elementos constitutivos de una instalación. Partiendo del concepto que el GLP es un combustible, y que su manejo genera peligro, el aislar o delimitar una instalación de personas que no contribuyan con el manejo de la instalación puede ser la diferencia al momento de mantener una instalación.

En la Figura 11a se muestra como se delimita el área de almacenamiento, de esta forma se impide que personal no autorizado no ingrese y no pueda manipular el sistema (reguladores, válvulas, entre otros).

Dar protección a elementos como los medidores (y su conjunto de regulación y control) del medio ambiente puede ayudar significativamente a mantenerlos en buen estado (Figura 11b).

En zonas de alto flujo vehícular como los estacionamientos es preferible proteger a tanques y tuberías de posibles colisiones. La Figura 11c muestra como una tubería de GLP puede estar expuesta a golpes en un estacionamiento.

Tuberías que tienen que pasar por esquinas o zonas alejadas, pueden fácilmente ser afectadas por el descuido, y pueden ser zonas de acumulación de desechos (Figura 11d), lo cual debe ser evitado. Las tuberías de conducción de GLP deben estar libres en todo su trayecto.



(a) (b)

(c) (d)

Figura 11: Mantenimiento a instalaciones de GLP con simples mecanismos de protección

4. Responsabilidad de la operación de una instalación de GLP

El usuario final será la responsable de brindar la mayor protección al Sistema Centralizado, de su correcto uso, y del cuidado respectivo que se debe tener al manejar el G.L.P., también es el que deberá estar pendiente de los tiempos de uso de los equipos, para de esa forma planificar los mantenimientos respectivos de los mismos. Sin embargo esto no quiere decir que sea el único responsable por la seguridad que se le deba brindar a una instalación.

El resposable técnico de la instalación es el que debe garantizar el funcionamiento óptimo de la misma, desde el punto de vista de cálculos de almacenamiento, diámetros de conducción del fluido, regulación de presión entre otros.

La empresa comercializadora del combustible y la autoridad competente serán los que verifiquen la idoneidad del sistema y el cumplimiento de las normativas vigentes para suministrar el combustible y dar los permisos de funcionamiento respectivamente.

Los fabricantes de los equipos (reguladores, cocinas, estufas, calentadores, hornos, entre otros) son los responsables del funcionamiento óptimo de los mismos, y deberán reconocer garantías en caso de mala fabricación de ellos.

5. Conclusiones y recomendaciones generales en el manejo de una instalación de GLP

La principal razón de la existencia de las normas técnicas es el dar lineamientos mínimos para el manejo de un determinado sistema. Esto es lo que sucede con las normas de instalaciones de GLP, dan los criterios MÍNIMOS al momento de proyectar, dimensionar, instalar y mantener una instalación.

Por tanto todo lo que sea en pro de la seguridad es bienvenido, y los concepctos de mantenimiento son cada vez más aplicados con responsabilidad y obligatoreidad.

No se ha mencionado anteriormente, pero toda tarea de mantenimiento en una instalación debe ser documentada por escrito, con firma de responsabilidad por parte de las personas responsables de realizar la actividad, y por parte de la persona que fiscaliza la misma.

Los riesgos pueden minimizarse pero nunca eliminarse cuando se tiene almacenado un combustible, por ello hay varios aspectos que se deben tomar en cuenta siempre:

- En caso de detectar olor a gas, no encender aparatos eléctricos ni artefactos que produzcan chispa.
- Sobre todo en instalaciones industriales hacer caso de la señalización.
- Ubicar los elementos de extinción en sitios de fácil acceso.
- No utilizar llamas abiertas, radios, linternas o artefactos que al encenderse produzcan chispa, en las zonas destinadas al almacenamiento de G.L.P.
- Solicitar periódicamente realizar inspecciones al sistema de almacenamiento de G.L.P. por parte de personal calificado para el efecto.
- Por ningún concepto permitir a personas no aptas el manejo del sistema, es decir no manipular los reguladores, las válvulas, etc.
- No acumular materiales inflamables y explosivos cerca del tanque de almacenamiento.
- Tener siempre a la mano los números de teléfono de las instituciones aptas para solucionar siniestros ocasionados por la utilización de G.L.P. (bomberos).
- No realizar trabajos no previstos en la instalación y en la cercanías de sus elementos sin la consulta previa al personal calificado para el efecto.

6. Referencias

[1] NFPA, “NFPA 54 Código Nacional de Gas Combustible Edición 2009,” 2009.
[2] NFPA, “NFPA 58 Código del Gas Licuado de Petróleo Edición 2004,” 2004.
[3] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “NTE INEN 2260:2010 INSTALACIONES DE GASES COMBUSTIBLES PARA USO, INSTALACIONES DE GASES COMBUSTIBLES PARA RESIDENCIAL, COMERCIAL E INDUSTRIAL. REQUISITOS.,” Quito Ecuador, 2010.
[4] INDECOPI, “NORMA TÉCNICA PERUANA GAS LICUADO DE PETRÓLEO . Instalaciones para Consumidores Directos y Redes de Distribución 321.123,” 2012.
[5] L. A. CuartasPerez, “¿ Qué Es El Mantenimiento ?,” Univ. Nac. Medellin, pp. 1–11, 2008.
[6] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “NTE INEN 440:1984 Colores de identificación de tuberías,” 1984.
[7] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “NTE INEN 439:1984 Señalética de Seguridad,” 1984.

Gestión del mantenimiento de equipos biomédicos y producción más limpia en Instituciones de Salud de Medellín, Colombia

W. García Gómez[1], A. Quintero Rodas[2], G. Narvaez Benjumea[3], W.Orozco Murillo[4]

[1]*Dpto. de Ciencias Exactas y Aplicadas. Instituto Tecnológico Metropolitano. willtongarcia1971@correo.itm.edu.co*

[2]*Dpto. de Ciencias Exactas y Aplicadas. Instituto Tecnológico Metropolitano. andresquintero151848@correo.itm.edu.co*

[3]*Dpto. de Ciencias Exactas y Aplicadas. Instituto Tecnológico Metropolitano. gonzalonarvaez@itm.edu.co*

[4]*Dpto. de Eléctrica y afines. Institución Universitaria Pascual Bravo. william.orozco@pascualbravo.edu.co*

Los hospitales de nivel II y IV se caracterizan por contar con tecnologias sanitarias de punta, utilizadas como herramienta en la prevención,tratamiento y dianóstico de las diferentes patologías que a diario se atienden. En este trabajo se presenta un nuevo estudio que viene realizando el Instituto Tecnológico Metropolitano y la Institución Universitaria Pascual Bravo desde el año 2013, en el cual se busca determinar el estado de la gestión del mantenimiento en el servicio de urgencias en clinicas y hospitales del área metropolitana de la ciudada de Medellin, Colombia, en el contexto del proyecto de investigacion de producción más limpia en salud. Los resultados que se presentan se obtienen a partir de la aplicación de la metodología prupuesta en dos hospitales de nivel III. En las instituciones evaluadas se encontraron resultados satisfactorios ya que ambas mostraron un alto cumplimiento en cada uno de los estandares establecidos. En el hospital 1 se encontró que tenía un 86% de cumplimiento en la gestión del mantenimiento, y un cumplimiento en la metrología del 96%. Por otra parte, en el hospital 2 se encontró un 92% de cumplimiento para la gestión del mantenimiento y un 100% de cumplimiento en la metrología. A partir de estos datos se puede concluir que las dos instituciones realizan una adecuada gestión del mantenimiento, lo cual reduce considerablemente el número de paros de emergencia de los equipos y los repuestos utilizados, por lo tanto, se disminuyen los contaminantes y residuos generados por esta actividad, ayudando así a la producción más limpia en el área de la salud y a la conservación del planeta.

1. Introducción

La Organización de las Naciones Unidas para el Desarrollo Industrial (ONUDI), adoptó como definición de producción más limpia "La aplicación continua de una estrategia preventiva integrada para procesos, productos y servicios, para incrementar la eficiencia y reducir riesgos a humanos y al medio ambiente" [1].Además, con la implementación de la producción más limpia se encuentran diferentes beneficios en ahorro y ganancias, para las empresas que lo implementan [2]. Es por esto que se hace necesario que las empresas prestadoras de servicios de salud apliquen este tipo de estrategias para mejorar la calidad de sus servicios y disminuir los impactos negativos a nivel ambiental.

En la literatura se reportan algunos trabajos en los cuales se han evaluado procesos de producción más limpia como el presentado en [3], en el cual se da a conocer el caso de estudio de una empresa de manufactura automotriz en el país de Brazil, en la cual mediante la implementación de diferentes estrategias de producción más limpia, se buscaba mejorar los procesos de manufactura. En este trabajo se logro demostrar que la implementación de diferentes estrategias traen consigo beneficios sociales y económicos. Además, de reducir la exposición del personal a materiales peligrosos y obtener beneficios económicos de US$3.5 millones para la compañía. En el trabajo presentado en [4], se expone la evaluación de estrategias de producción más limpia en diferentes sectores industriales de la India. Se logró evidenciar que mediante la implementación de programas bajo el enfoque de producción más limpia se podian obtener ventajas competitivas frente a otras estrategias de producción. Por otra parte [5], presentan un estudio realizado en el sector Pisco en la región de Coquimbo en Chile, con el objetivo de determinar el impacto de la producción más limpia entre los años 2006 y 2011, encontrando que mediante la implementación de este tipo de estrategias se podían reducir costos por el uso eficiente de sus recursos. Además se pueden encontrar trabajos en salud [6], [7], sector textil [8] , industria farmaceútica[9] entre otros[10]–[13].

Con base en lo planteado anteriormente se hace también necesario realizar este tipo de estudios en el sector salud en la Ciudad de Medellín-Colombia, por esto, desde el 2013 se viene realizando por parte del Instituto Tecnológico Metropolitano-ITM, la Institución Universitaria Pacual Bravo en convenio con la Asociación Colombiana de Ingeniería Sanitaria y Ambiental (ACODAL), Gestión y Servicios Ambientales S.A.S, la aseguradora de riesgos profesionales Colmena, un nuevo estudio acerca del estado de la gestión del mantenimiento en servicios de urgencias en clínicas y hospitales en el contexto del proyecto de investigación de producción más limpia, con el objetivo de determinar su evolución y su aporte desde el modelo de la producción más limpia en las unidades de servicios de salud en los niveles III y IV.

En este trabajo se presenta la evaluación de la gestión del mantenimiento y su integración con la metrología en equipos biomédicos utilizados en el servicio de urgencias en dos hospitales de nivel III, con el objetivo de determinar su contribución a la disminución de los impactos negativos que se generan ambientalmente en los departamentos de ingenería biomédica de dichas instituciones.

2. Materiales y Métodos

Para la recolección de la información, se estableció una metodología basada en una lista de chequeo y visitas a las instituciones de salud, con el fin de obtener una valoración cuantitativa y cualitativa de la gestión del mantenimiento y su articulación con la metrología de los equipos biomédicos usados en el área de urgencias. La metodología propuesta esta basada en la guía sectorial de producción más limpia en salud, establecida mediante el modelo de las Organizaciones de las Naciones Unidas para el desarrollo Industrial (ONUDI). El modelo propuesto se fundamenta en cinco ítems principales: Planificación del mantenimiento, ejecución del mantenimiento, metrología, gestión del mantenimiento, inspección y vigilancia.

Planificación del mantenimiento: determinación de los tipos de mantenimiento que son implementados para la planificación del mantenimiento de los equipos biomédicos. Además de determinar cada cuanto se capacita al personal técnico de ingeniería y al personal de asistencia médica.

Ejecución del mantenimiento: se busca verificar la trazabilidad de los protocolos documentados con los que cuenta la entidad para el mantenimiento de los equipos biomédicos.

Metrología: se busca verificar la articulación entre la metrología de los equipos y la gestión de mantenimiento.

Gestión del mantenimiento: se verifica que el personal encargado de realizar el mantenimiento de los equipos biomédicos tenga la capacitación adecuada para la realización de cada una de sus funciones. También, determinar si se cuenta con planes presupuestales destinados al mantenimiento, reposición y actualización de los equipos.

Inspección y vigilancia: se realiza la revisión del sistema de indicadores para la evaluación de las metas propuestas en el departamento de ingeniería biomédica, además de registrar si la institución cuenta con planes de habilitación, certificación y acreditación

La primera fase de la metodología se basa en la aplicación de la lista de chequeo y una serie de preguntas técnicas al personal profesional encargado del departamento de ingeniería de las entidades participantes, mediante las cuales se busca recolectar información relacionada con la cantidad de equipos con los que cuenta los servicios de urgencias, antiguedad de los mismos, cuáles son los equipos que presentan mayor incidencia de fallas, trazabilidad de los equipos en la institución, que personal admisnistrativo y técnico se encarga de trabajar con los equipos.

Posteriormente se realizan visitas guiadas al área de urgencias, donde se busca comprobar la información brindada por el personal técnico, revisar el estado de los equipos, evidenciar que se cumplan las reglamentaciones establecidas por las entidades reguladoras Colombianas para el manejo de los equipos biomédicos. Como ejercicio adicional, se selecciona de manera aleatoria información de algunos equipos para asegurar que la información plasmada en los equipos es la misma que estaba almacenada en el sistema de información y de gestión del mantenimiento de cada entidad, para determinar la veracidad de dicha información.

El último procedimiento que se realiza es el análisis de la información hallada, mediante la valoración cualitativa y cuantitativa establecida en la tabla 1 y la lista de chequeo de la tabla 2, con el fin de determinar las principales fortalezas del departamento de ingeniería de cada hospital, sus debilidades y procesos que se deben mejorar en cada uno de los items evaluados.

Tabla 1: Valoración cualitativa y porcentual para cada área evaluada

Valoración cualitativa	Valoración Cuantitativa
No se tiene o no se cumple	0 %
Insuficiente	0% - 30%
Aceptable	31% - 50%
Bueno	51% - 70%
Muy bueno	71% - 90%
Excelente	90% - 100%

Tabla 2: Lista de chequeo para el mantenimiento. Donde **C**: cumple, **N.C**: no cumple, **C.P**:cumple parcialmente

Punto		C	N.C	C.P	Observaciones
1	Mantenimiento de los equipos biomédicos usados en el área de urgencias				
2	Metrología de los equipos biomédicos usados en el área de urgencias				

3. Resultados

Al realizar el análisis de la información suministrada por el personal profesional de ingeniería y la verificación visual en campo de los equipos de urgencia, de acuerdo con la metodología planteada se determina el estado en el que se encuentra la gestión del mantenimiento de los equipos biomédicos y su articulación con la metrología de los mismos. Con base en esta información se presentan los resultados obtenidos en dos instituciones de nivel III del área Metropolitana de la ciudad de Medellín Colombia, que según la resolución número 5261 de 1994, son hospitales que presentan servicios de alta complejidad.

En el hospital 1 se encontró que tienen un cumplimiento de 86% en la gestión del mantenimiento, y un cumplimiento en la metrología del 92%. Por otra parte, en el hospital 2 se encontró un 92% de cumplimiento para la gestión del mantenimiento y un cumplimiento en la metrología de 100%. Las falencias en el cumplimiento de la gestión del mantenimiento por parte de las 2 instituciones se ve principlamente reflejada en la no implementación de programas de mantenimiento basados en el Mantenimiento Productivo Total y Mantenimiento basado en Confiabilidad. Aunque en la metrología ambas entidades obtuvieron una valoración alta teniendo en cuenta lo estipulado en la Tabla 1, se evidencia que la entidad 2 presenta un mejor desempeño en el área metrológica.

4. Discusión

En el año 2006 en la ciudad de Medellín-Colombia se inicio el clúster de la salud, el cual cuenta con empresas e instituciones especializadas y complementarias en la actividad de medicina, odontología, educación, producción y comercialización de insumos hospitalarios entre otros. Esto hizo necesario que los gobiernos desarrollen estrategias para crear condiciones para que las empresas de diferentes sectores económicos de producción y prestadoras de servicios adopten sistemas de producción mas limpia.

Con la implementación de la metodología presentada en este trabajo en instituciones de nivel III y IV de la ciudad de Medellín-Colombia, se pretende mostrar como las instituciones evaluadas a través de la implementación de buenas prácticas de la gestión de mantenimiento de los equipos biomédicos y su articulación con la metrología biomédica, contribuyen a la producción más limpia. Esto se logra mediante la adopción de mantenimientos preventivos y predictivos, lo cual disminuye la realización de mantenimientos correctivos no programados, contar con personal calificado, planificación de mantenimientos de acuerdo a los estandares internacionales, que el personal que opera los equipos este bien entrenado y capacitado [14].

Este trabajo tiene un enfoque especial en la resolución 1441 de 2013 del Ministerio de Salud y Protección Social, por medio del cual se definen los procedimientos y condiciones que deben cumplir los Prestadores de Servicios

de Salud para habilitar los servicios y se dictan otras disposiciones [15]. Con esto se logró evidenciar que ambas instituciones cumplen con los requisitos mínimos establecidos para prestar servicios en el área de urgencias.

La gestión de mantenimiento permite la optimización de herramientas existentes, asi como el tiempo de ejecución de las labores realizadas por los operarios, lo cual permite garantizar que los diferentes equipos de ayuda médica reciban los mantenimientos necesarios en el momento indicado [16], lo anterior permite el mejoramiento del rendimiento de los equipos biomédicos lo que conllevará a un incremento en el nivel de calidad de la prestación del servicio de salud [17].

Es importante resaltar que las implicaciones gerenciales y de normatividad vigentes de las instituciones de diferentes niveles de prestación de servicios de salud en Colombia, necesitan tomar conciencia acerca de la importancia que tiene desarrollar estrategias que posibiliten supervisar las actividades realizadas en los departamentos de ingeniería tanto de personal interno como de servicios prestados por empresas externas.

5. Conclusiones

Se presenta una metodología para la evaluación de la gestión del matenimiento y su articulación con la metrología en el marco de la producción más limpia, con base en los equipos biomédicos de alta, media y baja complejidad usados en el servicio de urgencias de ambas instituciones. Los resultados obtenidos en este estudio permitieron la identificación de las fortalezas y debilidades de las entidades intervenidas, siendo esto útil para que las instituciones realicen procesos de mejoramiento y fortalecimiento.

El personal de ingeniería manifiesta que la mayoria de incidentes ocurridos con los equipos biomédicos se debe a la mala operación de los mismos, que puede ser quizas por el alto estrés que se maneja en los servicios de urgencias o por la falta de capacitación en el uso de los equipos adecuado del personal médico.

Tener una buena integración de la gestión del mantenimiento y la metrología permite una atención más rápida y adecuada de los servicios requeridos, ahorrando tiempos muertos (equipos sin usar) de los equipos.

Cabe resaltar que las instituciones de educación superior tienen la responsabilidad de formar profesionales de acuerdo a las necesidades que presente el mercado, además de que se deben realizar convenios donde se unan el área académica y el área industrial tanto público como privado, para que haya una respuesta acelerada a las necesidades que se presentan en el sector de la salud.

En las instituciones intervenidas se evidencia que impelmentan adecuados sistemas de gestión mantenimiento y control metrológico de los equipos biomédicos que son usados en los servicios de urgencias, permitIendo un uso racional de los respuestos, insumos y demás elementos usados en las diferentes actividades de reparación y mantenimiento. Así, se reducen las diferentes emisiones contaminantes generadas mediante dichas acciones, evidenciando que las instituciones realizan procedimientos convenientes de producción más limpia en el entorno de los servicios de salud.

6. Agradecimientos

Se agradece el apoyo a:

Instituto Tecnológico Metropolitano

Institución Universitaria Pascual Bravo

Instituciones que permitieron la recolección de información.

7. Referencias

[1] R. Luken, R. Van, H. Leuenberger, and P. Schwager. A 20-year retrospective of the National Cleaner Production Centres programme, Journal of Cleaner Production , 112, (2016), 1165–1174.

[2] S. Dodic, D. Vucurovic, S. Popov, J. Dodic, and Z. Zavargo. Concept of cleaner production in Vojvodina, Renew. Sustain. Energy Rev, 14, (2010), 1629–1634.

[3] G. Oliveira, O. Vendrametto, I. Naas, N. Palmeri, and W. Lucato. Environmental impact reduction as a result of Cleaner Production implementation: A case study in the truck industry, Journal of Cleaner Production,129, (2016), 681–692.

[4] K. Verma and S. Sangle. Strategy to derive bene fi ts of radical cleaner production , products and technologies : a study of Indian fi rms, Journal of Cleaner Production, 126, (2016), 236–247.

[5] M. Castillo-Vergara, A. Alvarez-Marin, S. Carvajal-Cortes, and S. Salinas-Flores. Implementation of a Cleaner Production Agreement and impact analysis in the grape brandy (pisco) industry in Chile, Journal of Cleaner Production, 96, (2015), 110–117.

[6] S. Unnikrishnan and D. S. Hegde, "An analysis of cleaner production and its impact on health hazards in the workplace," Environ. Int., 32, (2006), 87–94.

[7] N. Smith, S. Ali, C. Bofinger, and N. Collins. Human Health and Safety in Artisanal and Small-Scale Mining: An Integrated Approach to Risk Mitigation, Journal of Cleaner Production, (2016).

[8] L. Ortolano, E. Sanchez-Triana, J. Afzal, C. Ali, and S. Rebellón. Cleaner production in Pakistan's leather and textile sectors. Journal of Cleaner Production., 68, (2014), 121–129.

[9] Z. Boltic, N. Ruzic, M. Jovanovic, M. Savic, J. Jovanovic, and S. Petrovic. Cleaner production aspects of tablet coating process in pharmaceutical industry: Problem of VOCs emission, Journal of Cleaner Production, 44, (2013),123–132.

[10] N. Ibrahim, H. Khalil, and B. Eid. A cleaner production of ultra-violet shielding wool prints, Journal of Cleaner Production, 92, (2015), 187–195.

[11] C. Hicks and R. Dietmar. Improving cleaner production through the application of environmental management tools in China, Journal of Cleaner Production, 15, (2007), 395–408.

[12] N. Duan, Z. Dan, F. Wang, C. Pan, C. Zhou, and L. Jiang. Electrolytic manganese metal industry experience based China's new model for cleaner production promotion, Journal of Cleaner Production, 19, (2011), 2082–2087.

[13] L. Siaminwe, K. Chinsembu, and M. Syakalima. Policy and operational constraints for the implementation of cleaner production in Zambia, Journal of Cleaner Production, 13, (2005), 1037–1047.

[14] W. Orozco, L. Galvis, and D. Cano. Maintenance Management in Biomedical Equipments in the Context of the Research Project Cleaner Production in the Health Cluster of Medellín, Colombia. Revista Ingeniería Biomédica, 9, (2015), 15-19.

[15] MINISTERIO DE SALUD Y PROTECCiÓN SOCIAL . RESOLUCIÓN 1441 DE 2013

[16] C. Vásquez and M. Pérez. Guide for the implementation of the National Techno-surveillance Program at the MedellÍn General Hospital, Revista Ingeniría Biomédica, 5, (2011), 60–78.

[17] W. Orozco Murillo and F. Cortés Mancera, "Caracterización de la gestión del mantenimiento de equipo biomédico en servicios de urgencia de clínicas y hospitales de Medellín en el período 2008-2009, Revista. Ciencias la Salud, 11, (2013), 35–44.

Estimación del estado mecánico de maquinaria agrícola en funcionamiento mediante el análisis automático de vibraciones

R. Ruiz González[1], F.J. Gómez Gil[2], J. Gómez Gil[3], C. Meléndez Pastor[4], F. Feijoo García[5]

[1]*Dpto. de Teoría de la Señal y Comunicaciones e Ingeniería Telemática. E.T.S. Ing. de Telecomunicación, Universidad de Valladolid. rruigon@ribera.tel.uva.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. fjggil@ubu.es*

[3]*Dpto. de Teoría de la Señal y Comunicaciones e Ingeniería Telemática. E.T.S. Ing. de Telecomunicación, Universidad de Valladolid. jgomez@tel.uva.es*

[4]*Dpto. de Teoría de la Señal y Comunicaciones e Ingeniería Telemática. E.T.S. Ing. de Telecomunicación, Universidad de Valladolid. cmelpas@ribera.tel.uva.es*

[5]*Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. ffeijoo@ubu.es*

El objetivo de este artículo es valorar la viabilidad de estimar, en tiempo real, el estado mecánico de ciertos elementos rotantes de maquinaria agroindustrial mientras ésta se encuentra funcionando y en movimiento. Para alcanzar este objetivo se ha empleado la señal de vibración adquirida, empleando un acelerómetro, del chasis de una cosechadora agrícola mientras la misma se encuentra en marcha cosechando. Sobre dicha señal se aplican diferentes etapas de procesado. La primera de ellas consiste en un preprocesado de la señal para lograr retener la información útil, descartando aquellos datos que no aportan información para la tarea objetivo. Tras esta primera etapa se emplea un esquema de procesado basado en extraer información referente a cada elemento rotante, empleando para ello diferentes métricas o características de la señal. Por último, a partir de dichas métricas se aplica un enfoque de machine learning, basado en Support Vector Machines (SVM), que permite clasificar el comportamiento de cada elemento considerado como correcto o defectuoso o bien como encendido o apagado. Las pruebas experimentales realizadas para evaluar el esquema de procesado propuesto ofrecen serios indicios acerca de la viabilidad de estimar con elevada precisión (superior al 80%) el estado mecánico de ciertos elementos de la cosechadora a partir de las vibraciones medidas en el chasis de la misma cuando la máquina se halla en funcionamiento.

1. Introducción

La maquinaria agroindustrial supone una elevada inversión inicial y requiere de un mantenimiento regular para evitar gastos mayores posteriores [1]. La necesidad de aplicar programas de mantenimiento de máquinas es un tema bien conocido en la industria, que se refleja también en la literatura académica asociada [2]. Una detección temprana del mal funcionamiento de un componente mecánico, con el consecuente reemplazo inmediato, evita gastos en reparaciones futuras más costosas.

Hoy en día, son empleadas multitud de técnicas de mantenimiento predictivo con la finalidad de reducir riesgos y posteriores fallos en la maquinaria [1–3]. Según Scheffer *et al*. [4], las principales técnicas de mantenimiento predictivo son: la monitorización de vibraciones, la emisión acústica, el análisis de aceites, el análisis de partículas, la monitorización de la corrosión, la termografía, y la monitorización del rendimiento.

El análisis de vibraciones es un método no intrusivo ampliamente empleado en revisiones del estado de maquinaria, principalmente para equipamiento rotante como los son los motores, turbinas, y compresores, entre otros [4]. En aquellos casos en los que no se han aplicado técnicas de aislamiento de vibraciones en la maquinaria, la señal de vibración se propaga a lo largo de toda su estructura con una atenuación moderada. La propagación de las vibraciones hace posible monitorizar ciertos componentes rotantes colocando un acelerómetro en una localización de la estructura de la máquina alejada del componente bajo análisis [5]. No obstante, la propagación de vibraciones presenta una desventaja, en tanto en cuanto que se transmiten varias señales de vibración procedentes de otros componentes de la maquinaria, además de la señal de interés, junto con ruido, lo que dificulta identificar la señal relevante en esta superposición de señales [6].

Aunque un análisis experto de los espectros de las señales de vibración es posible, con el fin de evitar su uso, se utilizan sistemas automáticos de diagnóstico. Numerosos avances han aparecido en los últimos años centrados en el diagnóstico de fallos de maquinaria basado en la monitorización de vibraciones. Widodo y Yang [7] publicaron una revisión del estado del arte con gran detalle acerca de los últimos avances en el campo del análisis de vibraciones basado en SVM (*Support Vector Machines*) para mantenimiento predictivo.

El objetivo de este artículo es comprobar la viabilidad de estimar el estado de componentes rotantes en maquinaria agroindustrial empleando como entrada una única señal de vibración, adquirida en un solo punto del chasis de la máquina, cuando la maquinaria agroindustrial se encuentra en movimiento y trabajando. Este artículo es una extensión al trabajo realizado en [8, 9] para evaluar la validez del sistema propuesto en [8] cuando la maquinaria se encuentra en movimiento y trabajando en lugar de parada. Los siguientes 5 estados de los componentes de la cosechadora agrícola han sido contemplados en los tests experimentales de este artículo: (*1*) estado de velocidad del motor (máxima velocidad/ralentí); (*2*) estado de operación del cilindro de la trilla (on/off); (*3*) estado de equilibrio del cilindro de la trilla (equilibrado/desequilibrado); (*4*) estado de operación del picador de paja (on/off); y (*5*) estado de equilibrio del picador de paja (equilibrado/desequilibrado).

2. Materiales y Métodos

Las principales etapas de procesado llevadas a cabo en este artículo fueron las siguientes: (*i*) etapa de adquisición de datos (Sección 2.1); (*ii*) etapa de preprocesado (Sección 2.2); (*iii*) etapa de extracción y selección de características (Sección 2.3); (*iv*) etapa de clasificación basada en clasificador SVM (Sección 2.4); y (*v*) etapa de evaluación (Sección 2.5). La Figura 1 resume las principales etapas de procesado con una descripción a alto nivel de los métodos, lo cuáles se explican con mayor detalle en el resto de la Sección.

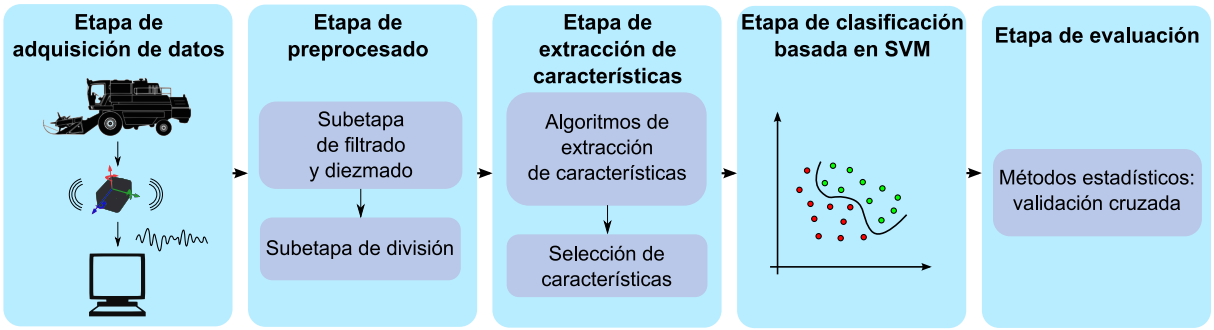


Figura 1: Diagrama de bloques que resume las principales etapas de procesado.

2.1. Etapa de Adquisición de Datos

Los datos de vibración se obtuvieron experimentalmente de una cosechadora agrícola New Holland TC56 con 12 años de antigüedad y algo más de 4000 horas de trabajo. Las señales de vibración se adquirieron en marcha, con la máquina cosechando girasoles. Se emplearon cuatro acelerómetros uniaxiales para medir las vibraciones, concretamente del modelo 4507B-006 del fabricante *Brüel&Kjær*. La localización de los acelerómetros empleados se muestra en la Figura 2. Estos sensores se adhirieron al chasis usando pegamento adhesivo de cianoacrilato para pegar el clip plástico sobre el que va encajado el sensor, siguiendo las directrices indicadas en Scheffer *et al.* [4]. Este método de montaje fue escogido por permitir un análisis de frecuencias preciso hasta los 200 Hz [4]. Las señales de vibración se adquirieron usando el programa *NI LabVIEW SignalExpress* y un sistema de adquisición de datos (DAQ) de *National Instruments* (NI). El sistema de adquisición estaba formado por un módulo de adquisición de datos NI 9234 para entradas analógicas y un chasis compacto NI cDAQ-9172, para conectar el módulo de adquisición de datos con un ordenador portátil.

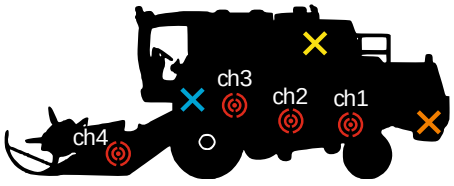


Figura 2: Ubicación de los acelerómetros (en rojo) y de los 3 componentes a monitorizar: cilindro de la trilla (cruz azul), motor (cruz amarilla), y picador de paja (cruz naranja).

Se tomaron un total de 18 capturas para adquirir datos en todas las combinaciones de las siguientes condiciones de los componentes de la cosechadora: (*i*) estado de velocidad del motor (máxima velocidad/ralentí); (*ii*) estado de operación del cilindro de la trilla (on/off); (*iii*) estado de equilibrio del cilindro de la trilla (equilibrado/desequilibrado) cuando la trilla está funcionando; (*iv*) estado de operación del picador de paja (on/off); y (*v*) estado de equilibrio del picador de paja (equilibrado/desequilibrado) cuando el picador está funcionando.

Se grabaron épocas de un minuto de duración para cada una de las 18 capturas antes mencionadas. Se empleó una frecuencia de muestreo de 1706.48 Hz, generando un total de 102360 muestras por cada época.

2.2. Etapa de Preprocesado

Las muestras adquiridas en la etapa precedente fueron preprocesadas para adaptarlas para la etapa de extracción de características posterior. La etapa de preprocesado se dividió en las siguientes subetapas (Figura 3): (*i*) subetapa de filtrado paso bajo; (*ii*) subetapa de diezmado; y (*iii*) subetapa de división.

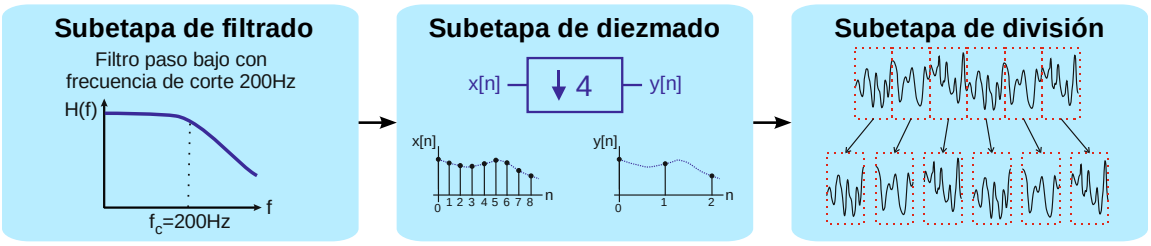


Figura 3: Diagrama de bloques representando las tres subetapas de preprocesado.

En la primera subetapa se realizó un filtrado paso bajo. Un filtro digital IIR elíptico paso bajo, con frecuencia de corte de 200 Hz, fue aplicado a la señal de entrada procedente de la etapa anterior. Las frecuencias de vibración de interés, que son los armónicos principales de las velocidades de rotación de los componentes, se encuentran dentro del rango que va desde los 0 a los 200 Hz. Este filtrado se llevó a cabo para eliminar ruido e interferencias no deseadas para lograr un mejor rendimiento.

En segundo lugar, tras el filtrado, se realizó la subetapa de diezmado. La señal de entrada, procedente de la subetapa de filtrado, es diezmada o submuestreada, reduciendo así la frecuencia de muestreo por un factor de N_{fs}, donde $N_{fs} \in \mathbb{N}$ es el factor de diezmado o submuestreo. En este artículo, un valor de $N_{fs}=4$ fue escogido, teniendo en cuenta el rango de frecuencias de interés. Por lo tanto, la frecuencia de muestreo efectiva se redujo tras el este submuestreo de los 1706.5 Hz, empleados originalmente en la etapa de adquisición, a 426.625 Hz. Tras este diezmado cada época de 60 segundos pasó a tener un total de 25590 muestras.

Por último, se realizó una subetapa de división. La señal diezmada, procedente de la subetapa anterior, fue dividida en seis épocas de unos diez segundos de duración. De esta manera, cada época se componía de un total de 4265 muestras.

Todas estas tareas de preprocesado se realizaron en el entorno de desarrollo de MATLAB®.

2.3. Etapa de Extracción y Selección de Características

Esta etapa se divide en dos subetapas: extracción de características y selección de características.

En primer lugar, los datos preprocesados de la etapa anterior pasan por la subetapa de extracción de características, con el objeto de obtener un clasificador más simple. Esta subetapa consiste en calcular ciertos valores o métricas de interés, llamadas características en el ámbito del *machine learning*, a partir de la señal de entrada. En este artículo las siguientes características se calcularon (ver [8] para encontrar una definición de cada métrica):

1) Average Power	4) Mean value	7) Skewness	10) Correlation coefficient
2) Sample Entropy	5) Median frequency	8) Kurtosis	11) Lempel-Ziv Complexity
3) Spectral Entropy	6) Standard deviation	9) Central Tendency Measurement	12) Crest Factor

En segundo lugar, de entre dichas 12 características, aquellas consideradas como más apropiadas por aportar más información son escogidas en la etapa de selección de características. El método de selección de características empleado realizó la búsqueda exhaustiva, explorando todas las posibles combinaciones y garantizando de esta manera la selección del subconjunto de muestras.

Todas las tareas de esta etapa se realizaron en el entorno de programación MATLAB® empleando la biblioteca LIBSVM [10, 11].

2.4. Etapa de Clasificación

La etapa de clasificación tuvo lugar después, tomando como entrada los datos obtenidos en la etapa previa de preprocesado. Se empleó un clasificador basado en SVM para cada uno de los 5 problemas de clasificación: (*1*) estado de velocidad del motor (máxima velocidad/ralentí); (*2*) estado de operación del cilindro de la trilla (on/off); (*3*) estado de equilibrio del cilindro de la trilla (equilibrado/desequilibrado); (*4*) estado de operación del picador de paja (on/off); y (*5*) estado de equilibrio del picador de paja (equilibrado/desequilibrado). La entrada de cada clasificador era el subconjunto de características que daban lugar a la máxima precisión de validación cruzada (Sección 2.3). Si más de un subconjunto daba lugar al mismo valor máximo, tan sólo uno de ellos se seleccionó para simplificar los resultados mostrados en el artículo. Cada clasificador ofrecía como salida una de dos posibles clases (encendido/apagado, o bien equilibrado/desequilibrado) asociadas con el vector de características a la entrada.

Para cada uno de los cinco clasificadores se realizó una comparativa de la precisión de los núcleos (*kernels*) más habituales: lineal, RBF (*Radial Basis Function*), sigmoidal, y polinómico de tercer orden.

El *toolbox* LIBSVM [10, 11], ejecutándose en el entorno de programación de MATLAB®, fue empleado para las tareas de clasificación de esta etapa.

2.5. Etapa de Evaluación

La precisión se evaluó usando validación cruzada dejando uno fuera (*leave-one-out cross-validation*), para cada uno de los cinco problemas de clasificación individuales considerados, permitiendo valorar la bondad del sistema clasificador propuesto en este artículo. Estas cinco precisiones de validación cruzada, así como la precisión de validación cruzada promedio, fueron empleadas como medida de la precisión del método de estimación basado en SVM para cada uno de los 5 estados de la cosechadora mencionados anteriormente.

3. Resultados

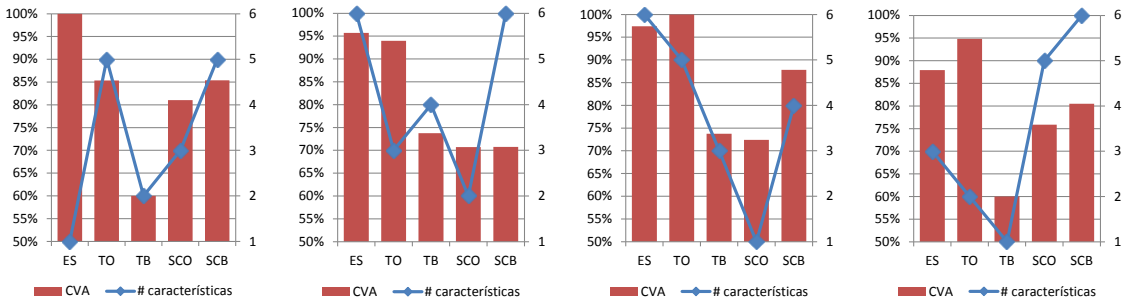
En esta sección se presentan los resultados experimentales obtenidos de las etapas de selección de características y de la evaluación del rendimiento del clasificador.

3.1. Selección de Características

La selección de las mejores características, siguiendo los métodos explicados en la Sección 2.3, resultó en los conjuntos de características mostrados en la Tabla 1. La precisión de validación cruzada (*cross-validation accuracy, CVA*) asociada a los mismos se muestra también en la Tabla 1. Se puede observar cómo, en todos los casos, el número de características requerido es inferior o igual a seis y que la precisión de validación cruzada promedio supera el 79% para las cuatro ubicaciones del acelerómetro. En la Figura 4 se muestran las precisiones de validación cruzada y el número de características necesarias en cada caso.

Tabla 1: Resultados de la etapa de selección de características para los cuatro canales adquiridos (ch1-ch4), correspondientes a un sensor cada uno. La primera fila (# características) muestra el número óptimo de características con las que se alcanza la máxima precisión de validación cruzada (*cross-validation accuracy*). La segunda fila muestra el conjunto de características que produce la máxima precisión de validación cruzada como una lista de números cuya leyenda se corresponde con la lista ofrecida en la Sección 2.3. La fila con la CVA promedio muestra el valor medio de las CVA's de cada problema por separado para un mismo canal. Cada columna se corresponde con cada problema de clasificación considerado para los componentes de la maquinaria.

		Problema de clasificación				
		Velocidad del motor	***Operación del cilindro de la trilla***	***Equilibrio del cilindro de la trilla***	***Operación del picador de paja***	***Equilibrio del picador de paja***
ch1	**# características**	1	5	2	3	5
	Conjunto de características	{11}	{4,5,9,11,12}	{3,9}	{2,8,10}	{2,6,7,9,10}
	Cross-validation accuracy (CVA)	100%	85.34%	60%	81.03%	85.37%
	CVA promedio			**82.35%**		
ch2	**# características**	6	3	4	2	6
	Conjunto de características	{2,3,4,5,6,9}	{3,9,10}	{3,5,9,10}	{10,11}	{1,2,4,6,8,11}
	Cross-validation accuracy (CVA)	95.69%	93.97%	73.75%	70.69%	70.73%
	CVA promedio			**80.97%**		
ch3	**# características**	6	5	3	1	4
	Conjunto de características	{3,5,8,9,10,12}	{3,5,6,10,11}	{3,5,10}	{7}	{3,9}
	Cross-validation accuracy (CVA)	97.41%	100%	73.75%	72.41%	87.80%
	CVA promedio			**86.27%**		
ch4	**# características**	3	2	1	5	6
	Conjunto de características	{3,6,11}	{6,10}	{5}	{1,2,3,5,6}	{2,3,7,8,9,10}
	Cross-validation accuracy (CVA)	87.93%	94.83%	60%	75.86%	80.49%
	CVA promedio			**79.82%**		



(**a**) (**b**) (**c**) (**d**)

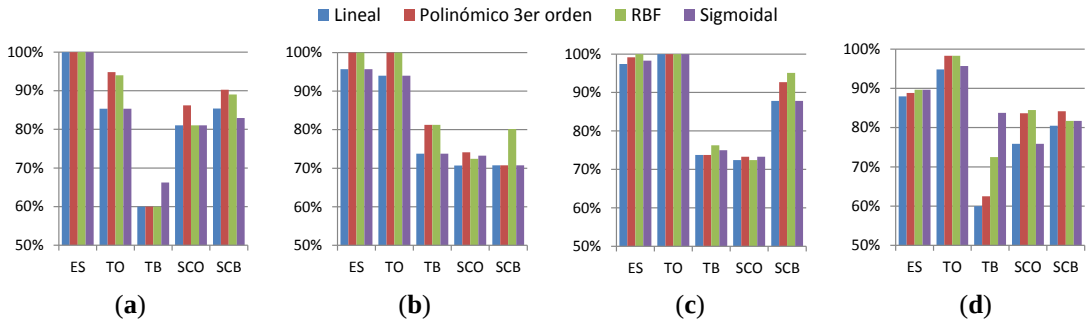
Figura 4: Resultados de clasificación con un clasificador lineal en términos de precisión de validación cruzada (CVA) y número de características necesarias para: (**a**) el canal 1 [ch1], (**b**) el canal 2 [ch2], (**c**) el canal 3 [ch3], y (**d**) el canal 4 [ch4].

3.2. Evaluación del Rendimiento del Clasificador SVM

En este apartado se ofrece una comparativa de la precisión de los diferentes núcleos con los resultados obtenidos tras realizar la optimización de parámetros de cada núcleo (*kernel*) del clasificador. La Tabla 2 muestra, para cada canal, una comparativa entre las precisiones de validación cruzada que se obtiene en cada problema utilizando los cuatro núcleos más habituales en clasificación basada en SVM: núcleo lineal, núcleo polinómico de tercer orden, núcleo RBF y núcleo sigmoidal. La Figura 5 ilustra estos mismos resultados de manera visual.

Tabla 2: Resultados de la etapa de evaluación del rendimiento del clasificador y comparativa de los núcleos más habituales en clasificación basada en SVM, para los cuatro canales adquiridos (ch1-ch4). Cada columna se corresponde con cada problema de clasificación considerado para los componentes de la maquinaria.

		Problema de clasificación				
	***Kernel* SVM empleado**	***Velocidad del motor (ES)***	***Operación del cilindro de la trilla (TO)***	***Equilibrio del cilindro de la trilla (TB)***	***Operación del picador de paja (SCO)***	***Equilibrio del picador de paja (SCB)***
ch1	**Lineal**	100%	85.34%	60%	81.03%	85.37%
	Polinómico de 3er orden	100%	94.83%	60%	86.21%	90.24%
	RBF	100%	93.97%	60%	81.03%	89.02%
	Sigmoidal	100%	85.34%	66.25%	81.03%	82.93%
ch2	**Lineal**	95.69%	93.97%	73.75%	70.69%	70.73%
	Polinómico de 3er orden	100%	100%	81.25%	74.14%	70.73%
	RBF	100%	100%	81.25%	72.41%	80.17%
	Sigmoidal	95.69%	93.97%	73.75%	73.28%	70.73%
ch3	**Lineal**	97.41%	100%	73.75%	72.41%	87.80%
	Polinómico de 3er orden	99.14%	100%	73.75%	73.28%	92.68%
	RBF	100%	100%	76.25%	72.41%	95.12%
	Sigmoidal	98.28%	100%	75%	73.28%	87.80%
ch4	**Lineal**	87.93%	94.83%	60%	75.86%	80.49%
	Polinómico de 3er orden	88.79%	98.28%	62.5%	83.62%	84.15%
	RBF	89.66%	98.28%	72.5%	84.48%	81.71%
	Sigmoidal	89.66%	95.69%	83.75%	75.86%	81.71%



(**a**) (**b**) (**c**) (**d**)

Figura 5: Resultados de clasificación comparando la precisión de validación cruzada (CVA) para los núcleos (*kernels*) más habituales en el clasificador SVM para: (**a**) el canal 1 [ch1], (**b**) el canal 2 [ch2], (**c**) el canal 3 [ch3], y (**d**) el canal 4 [ch4].

3.3. Localización Óptima del Acelerómetro

Tras haberse demostrado en [8] que la dirección de la aceleración no es un factor relevante, se va a proceder a estudiar cómo afecta la posición del acelerómetro a los valores de precisión para cada elemento bajo análisis. De entre las cuatro localizaciones exploradas en este artículo para el acelerómetro, comparando cuál de ellas ofrece unos valores de precisión mayores (Tabla 1 y Tabla 2), se puede determinar cuál es la posición más idónea para

el acelerómetro en la estimación del estado de dicho elemento. En este artículo se ha considerado que se monitorizan 3 componentes de la maquinaria: motor, cilindro de la trilla y picador de paja.

Relativo al motor, se mide únicamente la velocidad del mismo. Es por ello que aquel canal con una mayor CVA para estimar dicho estado será escogido como localización óptima. Por lo tanto, la posición óptima para monitorizar el motor, de entre las cuatro exploradas, es ch1 (Figura 2). No obstante la precisión para estimar el estado del motor en ch2 y ch3 sigue siendo muy buena, próxima también al 100% para todos los núcleos SVM.

Relativo al cilindro de la trilla, se miden tanto su estado de operación (on/off) como su estado de equilibrio. Es por ello que aquel canal con un mayor valor medio de ambas CVA's para estimar dichos estados será escogido como localización óptima. Por lo tanto, la posición óptima para monitorizar el cilindro de la trilla es ch3 (Figura 2). No obstante la precisión para estimar el estado del motor en ch2, y en ch4 si se usa un *kernel* sigmoidal, sigue siendo aceptable.

Relativo al picador de paja, se miden tanto su estado de operación (on/off) como su estado de equilibrio. Es por ello que aquel canal con un mayor valor medio de ambas CVA's para estimar dichos estados será escogido como localización óptima. Por lo tanto, la posición óptima para monitorizar el picador de paja es ch1 (Figura 2).

Estos resultados coinciden con lo esperable, es decir, que cuanto más cerca del elemento bajo análisis se encuentre el acelerómetro, mayor será la precisión de la estimación de su estado. Sin embargo, se puede comprobar cómo en la mayoría de los casos la propagación a través de la estructura de la máquina permite una estimación precisa y fiable, incluso en puntos relativamente alejados del elemento monitorizado.

4. Discusión

El principal hallazgo de este artículo es haber contrastado la viabilidad de emplear el esquema de procesado propuesto en [8] para estimar el estado mecánico de una cosechadora agrícola, cuando la misma se encuentra funcionando en el campo trabajando de manera normal. Comparando los resultados obtenidos en este artículo con los resultados obtenidos en [8], donde la máquina se hallaba quieta sin moverse pero operando en modo trilla, la pérdida de precisión es inferior al 5%. Este hecho da buena cuenta de la viabilidad de seguir estimando el estado del sistema con el mismo esquema de procesado propuesto en [8].

Otra contribución ofrecida por este artículo es la determinación de la localización óptima para estimar cada estado, de entre las cuatro ubicaciones exploradas. Los resultados expuestos en la Sección 3.3 son coherentes con el hecho de que cuanto más próximo se encuentre el sensor al componente bajo análisis, más precisa será la estimación. No obstante, una estimación precisa sigue siendo posible cuando el acelerómetro se aleja moderadamente del componente analizado.

Una tercera contribución es ofrecer datos acerca de aquellas características de mayor interés para cada problema considerado, dentro de las contempladas en este artículo, que son aquellas que han sido seleccionadas en la Sección 3.1. De esta manera estudios futuros podrían obviar realizar este proceso de selección de características y tomar directamente como entrada aquellas que se han seleccionado en este artículo.

El principal campo de aplicación del sistema clasificador propuesto es la monitorización y el mantenimiento predictivo de maquinaria. Este sistema se puede emplear para detectar el estado de operación de componentes mecánicos, con lo que el número de sensores y cableado se ve reducido significativamente. Además este sistema puede ser útil para evitar inspecciones de maquinaria, permitiendo la detección de fallos mecánicos en tiempo real durante el empleo de la misma. Este hecho evita parar la actividad del agricultor mientras se realiza la inspección y ahorra costes de mantenimiento.

Una debilidad de este artículo es el hecho de no comparar los resultados con otra maquinaria diferente. Estudios posteriores debería verificar la validez de los resultados expuestos en este artículo, comprobando si, por ejemplo, son o no extrapolables a otro tipo de maquinaria agroindustrial.

Una posible línea futura de este trabajo podría abordar la extensión del sistema de estimación planteado en este artículo para incluir una mayor variedad de estados y estimar de manera continua la velocidad de los componentes, en lugar de únicamente discernir entre dos valores (máximo y mínimo).

5. Conclusiones

Los resultados obtenidos en este artículo demuestran que una estimación precisa del estado de diversos componentes rotantes en maquinaria agroindustrial es posible, cuando la máquina se encuentra operando de manera normal, en marcha y en movimiento, mediante el procesado de la señal de vibración adquirida en un único punto de la estructura de la máquina. Cuando se emplea un clasificador basado en SVM, una precisión

media de validación cruzada del 80% puede ser alcanzada, requiriendo tan sólo un máximo de 6 características como entrada, y además se obtienen mejoras sistemáticas mediante el uso del núcleo SVM polinómico de tercer orden así como el núcleo RBF con respecto al resto. Así mismo, se ha comprobado que las precisiones de estimación mejoran cuando el acelerómetro se localiza cerca del elemento bajo análisis, pero una estimación precisa es posible incluso cuando el acelerómetro está relativamente alejado del elemento monitorizado.

6. Referencias

[1] K.F. Martin. A review by discussion of condition monitoring and fault diagnosis in machine tools. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, 34 (1994), 527–551.

[2] A.K.S. Jardine, D. Lin, D. Banjevic. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance. *Mech. Syst. Signal Proc.*, 20 (2006), 1483–1510.

[3] Other predictive maintenance techniques. In *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*; Girdhar, P., Scheffer, C., Eds.; Newnes: Oxford, UK, 2004; pp. 221–234.

[4] Scheffer, C.; Girdhar, P. *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*; Newnes: Oxford, UK, 2004.

[5] Li, Z.; Yan, X.; Tian, Z.; Yuan, C.; Peng, Z.; Li, L. Blind vibration component separation and nonlinear feature extraction applied to the nonstationary vibration signals for the gearbox multi-fault diagnosis. *Measurement* **2013**, 46, 259–271.

[6] Albarbar, A.; Gu, F.; Ball, A.D. Diesel engine fuel injection monitoring using acoustic measurements and independent component analysis. *Measurement* **2010**, 43, 1376–1386.

[7] Widodo, A.; Yang, B.-S. Support vector machine in machine condition monitoring and fault diagnosis. *Mech. Syst. Signal Proc.* **2007**, 21, 2560–2574.

[8] Ruiz-Gonzalez, R.; Gomez-Gil, J.; Gomez-Gil, F.J.; Martínez-Martínez, V. An SVM-Based Classifier for Estimating the State of Various Rotating Components in Agro-Industrial Machinery with a Vibration Signal Acquired from a Single Point on the Machine Chassis. *Sensors* **2014**, *14*, 20713-20735.

[9] Martínez-Martínez, V.; Gomez-Gil, F.J.; Gomez-Gil, J.; Ruiz-Gonzalez, R. An Artificial Neural Network based expert system fitted with Genetic Algorithms for detecting the status of several rotary components in agro-industrial machines using a single vibration signal. *Expert Systems with Applications* **2015**, 42, 6433-6441.

[10] Chang, C.-C.; Lin, C.-J. LIBSVM: A library for support vector machines. *ACM Trans. Intell. Syst. Technol.*, 2 (2011), 27:1–27:27.

[11] Chang, C.-C.; Lin, C.-J. LIBSVM—A Library for Support Vector Machines. Available online: http://www.csie.ntu.edu.tw/~cjlin/libsvm (accedida el 31 de Mayo de 2016)

Desarrollo de un sistema predictivo a través microntroladores y sensores de bajo costo para la programación de las actividades de mantenimiento en sistemas de aire acondicionado

A. Salazar Hincapie[1], C. Valencia Hernandez[2], A. Romero Maya [3]

[1]*Facultad de Ingeniería. Institución Universitaria Pascual Bravo. arley.salazar@pascualbravo.edu.co*

[2]*Facultad de Ingeniería. Institución Universitaria Pascual Bravo carlos.valencia@pascualbravo.edu.co*

[3]*Facultad de Ingeniería. Institución Universitaria Pascual Bravo. andres.romero@pascualbravo.edu.co*

Proporcionar la comodidad necesaria en establecimientos ocupados por personas requiere grandes sistemas de calefacción, ventilación, y aire acondicionado (HVAC). En los edificios destinados para oficinas, la fiabilidad de los sistemas de HVAC es seriamente considerada como un aspecto importante de la productividad y el confort de los ocupantes. De hecho, la operación y mantenimiento ineficiente de los sistemas HVAC pueden causar desperdicios de energía, quejas de los clientes, calidad pobre del aire interior e incluso daños al medio ambiente. Por lo tanto, el mantenimiento de sistemas de climatización debe ser planeado y llevado a cabo con eficacia para asegurar la satisfacción de los ocupantes con el servicio y el sistema. Cuando un sistema de aire acondicionado funciona correctamente, tiene unos valores de presiones, temperaturas y consumos eléctricos, que están en un rango de valores que se consideran como normales. Cuando el sistema entra en avería, exterioriza su "dolencia" cambiando varios de estos valores. Normalmente la programación del mantenimiento de los sistemas de aire acondicionado se realiza basándose en las recomendaciones de los fabricantes, la bibliografía técnica y la normatividad internacional vigente, éstas comparten la premisa que los equipos funcionan en condiciones de trabajo ideales. Contrario a esto, en muchos casos los sistemas de aire acondicionado se hallan instalados en ambientes corrosivos, con niveles elevados de temperatura y partículas disueltas en el aire, que pueden alterar los parámetros de operación del sistema. En este proyecto se desarrolló un sistema predictivo para la programación de las actividades de mantenimiento, lo que permitió evitar fallas en sistemas de aire acondicionado, el sistema realizó una adquisición de datos de temperatura, presiones y consumos eléctricos a través de una plataforma de desarrollo Arduino y sensores de bajo costo, un algoritmo basado en lógica difusa permitió determinar la proximidad de una falla en un sistema de aire acondicionado tipo Split y además establecer las causas asociadas a dicha falla, con el objetivo de realizar de manera correcta la programación de las tareas de mantenimiento preventivas basadas en la condición real de operación del equipo y sus componentes.

1. Introducción

El consumo de energía en las edificaciones esta alrededor del 20-40% en los países desarrollados Los sistemas de calefacción, ventilación, aire acondicionado y sistemas de refrigeración representan (HVAC & R) una porción significativa del consumo total de energía en los edificios. Las fallas de los sistemas de HVAC & R aumentan el consumo de energía térmica y se deterioran confort en los edificios. Los estudios demuestran que se pueden alcanzar ahorros entre 20-30% de energía al realizar actividades de mantenimiento en sistemas HVAC & R enfocadas a normalizar la operación en este tipo de sistemas. Los edificios modernos están equipados cada vez más con sofisticados sistemas de control de gestión de la energía. Sin embargo, estos sistemas tienen una capacidad aparentemente ilimitada para realzar diagnósticos en los sistemas de HVAC & R. Los equipos de aire acondicionado de forma rutinaria no satisfacen las expectativas de rendimiento previstas en el diseño [1].

Los problemas operativos asociados con el deterioro del equipo, sensores defectuosos, instalación inadecuada, la falta de mantenimiento y controles implementados incorrectamente afectan a muchos sistemas de aire acondicionado. Estos factores conducen a operaciones ineficientes, el aumento de los costos de energía, la

incomodidad del usuario, y un mayor desgaste de los componentes (disminución de la fiabilidad y vida útil del equipo más corto), por todas estas razones, el mantenimiento adecuado de un sistema de climatización es crítico [2].Generalmente, los fabricantes de equipos de aire acondicionado recomiendan las condiciones de operación, periodos y actividades necesarias para el mantenimiento. Se destacan cuatro tipos de programas de mantenimiento para sistemas de refrigeración y aire acondicionado [3]:

- Prueba e inspección
- El mantenimiento preventivo programado
- El mantenimiento basado en la condición
- El mantenimiento correctivo

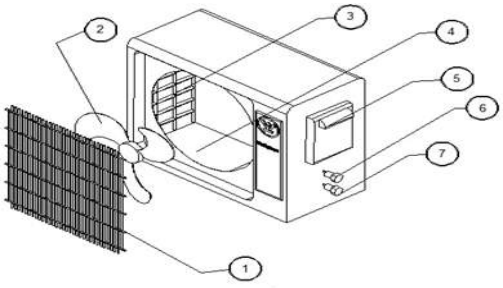
Las actividades de mantenimiento se pueden clasificar de acuerdo a la agrupación propuesta por la normal UNE 13306, que identifica, entre otras, las acciones de mantenimiento correctivo y las preventivas. El mantenimiento preventivo se puede llevar a cabo de acuerdo con los intervalos de tiempo específicos (sin investigación específica de la condición) o en función de la condición real del sistema: el primer caso corresponde a mantenimiento predeterminado, mientras que el segundo se conoce como mantenimiento centrado en la condición (CBM). El mantenimiento centrado en la condición es un tipo de política de mantenimiento que tiene en cuenta el estado real actual de degradación del sistema. En la actualidad es ampliamente utilizado en entornos industriales porque hay muchos parámetros medibles de degradación que pueden ser monitoreados adecuadamente. Las diferentes técnicas de monitorización permiten mantener bajo control los parámetros de funcionamiento que son los más significativos para la degradación del sistema, a fin de identificar el momento más apropiado para la ejecución de las actividades de mantenimiento [4]. Este tipo de mantenimiento es aplicable a los componentes que pueden presentar una falla repentina. El mantenimiento preventivo basado en la condición con el objeto de detectar síntomas de una falla, es el modo para disminuir una parada de emergencia y mantenimientos correctivos a través de la ejecución de las medidas preventivas que se encuentra en la base del funcionamiento consecutivo supervisando el estado del sistema durante un tiempo de observación real y la inspección periódica por parte del personal de mantenimiento [5]

En este artículo se describe el desarrollo de un sistema predictivo mediante el monitoreo en tiempo real de las variables de operación de un sistema de aire acondicionado tipo Split empleando microcontroladores y sensores de bajo costo, lo que permitió la programación de las actividades de mantenimiento preventivo de manera asertiva. El sistema fue desarrollado mediante un método comparativo el cual toma como punto de referencia los valores de los parámetros de operación del equipo bajo condiciones normales de funcionamiento de cada uno de los componentes del sistema. Debido a que las actividades de mantenimiento preventivo en sistemas de aire acondicionado tipo Split comprenden el lavado y desincrustación de serpentines de evaporación y condensación, medición y cálculo de valores de sobrecalentamiento y subenfriamiento, lavado de filtros de aire, se realizó la alteración de las condiciones de condensación y evaporación para determinar la desviación de las variables características del sistema con el objetivo de programar las actividades de mantenimiento sobre estos componentes y evitar así la falla repentina del sistema.

2. Materiales y métodos

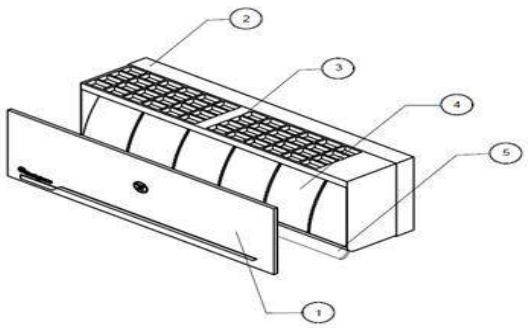
2.1. Sistema de aire acondicionado

El sistema de aire acondicionado empleado con una capacidad instalada de 12000 BTU/h fue del tipo Split, compuesto por una unidad exterior (ver figura 1) y una unidad interior (ver figura 2).



1) Serpentín de condensación
2) Ventilador
3) Rejillas
4) descarga aire
5) Conexiones eléctricas
6) Válvula de succión
7) Válvula de descarga

Figura 1: Unidad exterior.



1) Panel frontal
2) Chasis
3) Evaporador
4) Filtro de aire
5) Deflector de aire

Figura 2: Unidad interior

2.2. Elementos del sistema de monitoreo

Para el desarrollo del sistema predictivo se empleó un microcontrolador arduino mega 2560, el cual es una plataforma física computacional open-hardware basada en una sencilla placa con entradas y salidas (E/S), analógicas y digitales, y en un entorno de desarrollo que implementa el lenguaje Processing/Wiring. Arduino integra su propia interfaz de desarrollo para la programación del microcontrolador, la compilación del programa y transferencia del código hacia el microchip, los sensores de temperatura empleados fue del tipo digital con las características como se muestra en la tabla 1.

Tabla 1: Características del sensor de temperatura

Atributo	Valor
Rango de temperatura	-55 a 125°C
Resolución	de 9 a 12 bits (configurable)
Interfaz	1-Wire
Precisión	±0.5°C (de -10°C a +85°C)
Tiempo de captura	<750ms
Alimentación	3.0V a 5.5V

2.3. Metodología

El sistema inteligente fue desarrollado para el monitoreo en tiempo real y además para la detección de anomalías mediante la alteración de las variables de operación del sistema de aire acondicionado. Dichas Alteraciones corresponden a la alteración del estado de limpieza de los intercambiadores de calor implicados en los procesos de condensación y evaporación, se registraron los cambios usando sensores de temperatura en diferentes puntos del sistema como se muestra en la Figura 3.

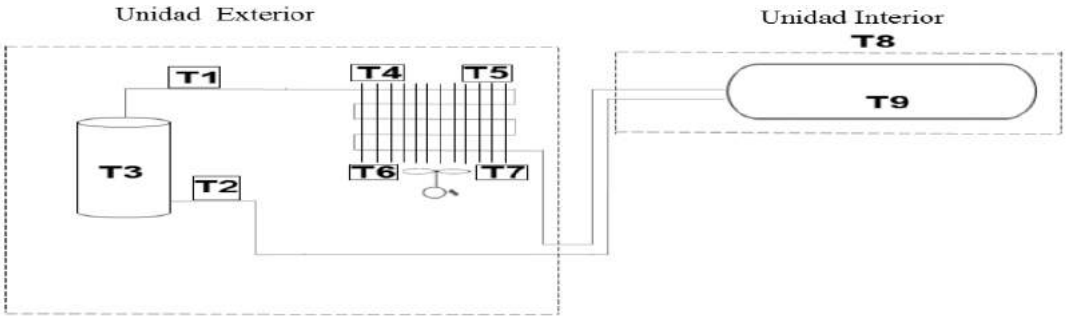


Figura 3: Esquema de monitoreo de variables en el sistema de aire acondicionado

Se analizaron los parámetros alterados empleando la lógica difusa, y se verificaron las alarmas correspondientes con los posibles eventos que podrían estar alterando la operación del equipo.

El software implementado se desarrolló bajo la plataforma Arduino la cual posee su propio lenguaje. El algoritmo codificado toma las señales de temperatura, las procesa, las consigna en un archivo plano compatible con Excel y las publica ya sea en la LCD instalada en el equipo o en la página web almacenada en el mismo. Otro componente del software implementado en el Arduino se encarga de analizar los datos obtenidos y generar alarmas visibles ya sea en la LCD o en la página web del equipo. Dicha alarma está acompañada por las posibles causas que originaron cada una de las alarmas, la estructura del algoritmo o bucle empleado para el monitoreo se muestra Figura 4.

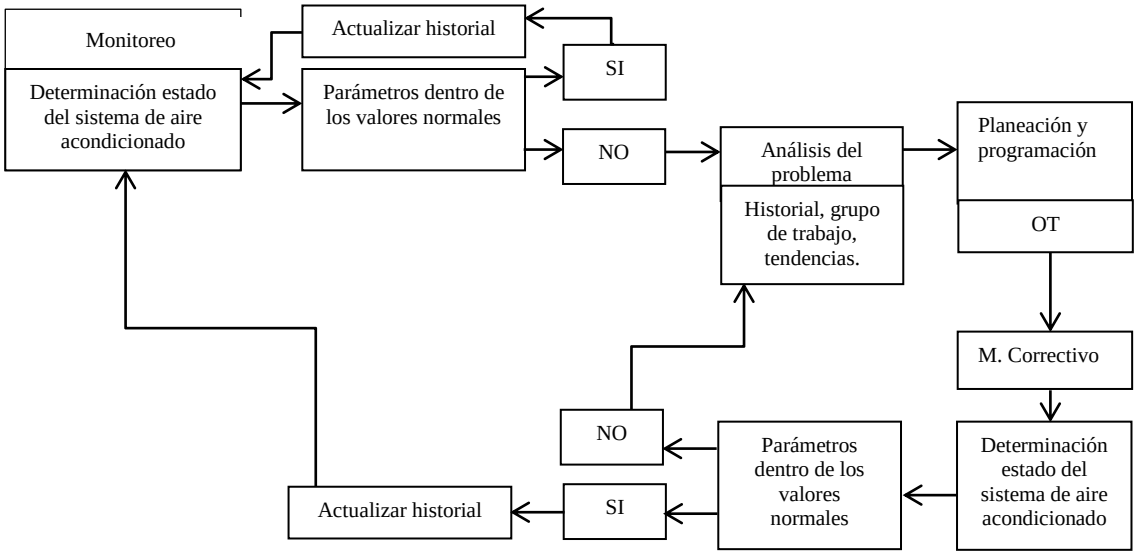


Figura 4: Estructura del algoritmo para el análisis de la condición real de operación del sistema de aire acondicionado.

3. Resultados

La implementación del sistema de mantenimiento basado en la condición permitió el monitoreo en tiempo real de la operación del sistema de aire acondicionado, la operación normal del sistema fue registrada y además fue posible visualizarla en sitio o en la red a través de sistema de monitoreo empleando Arduino como procesador de señales y una pantalla LCD como elemento para transmitir las salidas luego de procesar las medidas tomas en el sistema como se observa en la Figura 5.

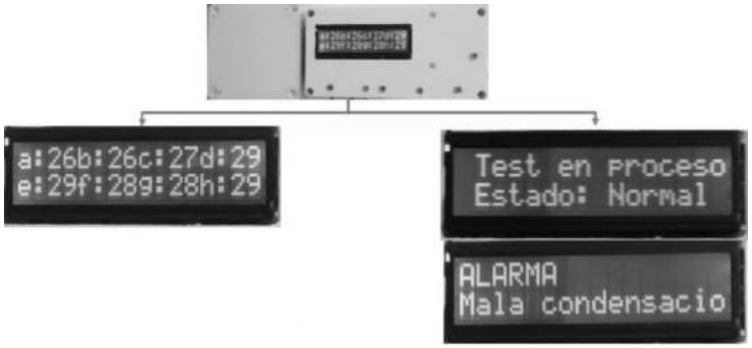


Figura 5: Visualización de la operación del sistema de monitoreo

Mediante la alteración de los parámetros, el monitoreo en tiempo real y el algoritmo de la Figura 4 se generaron unas alarmas asociadas a la operación del sistema como se puede observar en la Figura 6.

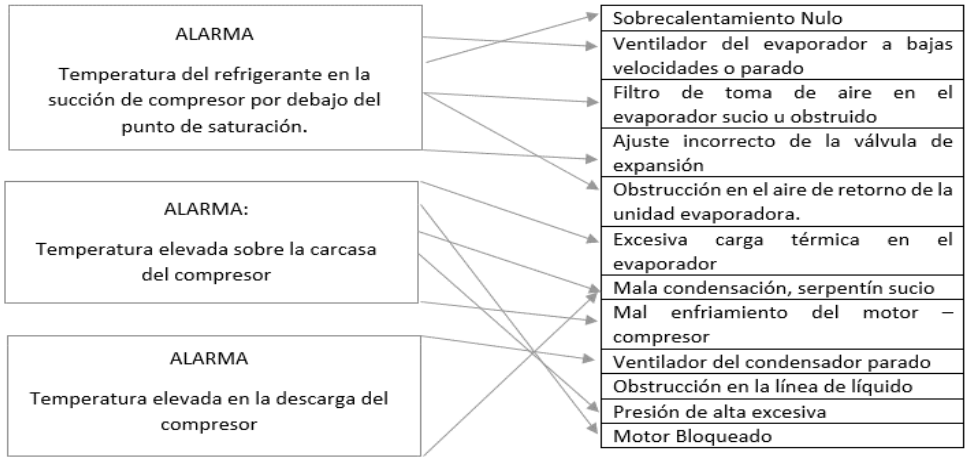


Figura 6: Alarmas y eventos en la operación del sistema de aire acondicionado

Las alarmas en asociación con los eventos que pueden estar ocurriendo para la generación de éstas, se convierten en una herramienta de diagnóstico para los encargados del mantenimiento, pues es posible realizar la programación de las frecuencias de las actividades de mantenimiento de manera acertada anticipándose a una falla y/o paro repentino del sistema. La generación de alertas tempranas mediante la detección y el diagnóstico de fallas en el sistema de aire acondicionado empleando microcontroladores Arduino disminuye la ocurrencia repentina de fallas en el sistema a través de un sistema de bajo costo, evitando la parada de los equipos, pérdidas económicas en la producción, altos niveles de insatisfacción en el cliente final, horas extras en tareas de mantenimiento y la falla general de aquellos sistemas que dependen del aire acondicionado.

4. Conclusiones

Al identificar problemas menores antes de que se conviertan en grandes problemas, la vida útil de los equipos puede ser extendida. Además, las reparaciones pueden ser programadas cuando sea conveniente, reduciendo el tiempo de inactividad y evitando las horas extras de trabajo. Los propietarios de edificios se pueden beneficiar obteniendo reducciones en los consumos de energía, mejoras en la operación, el mantenimiento, y aumentar el control efectivo sobre las condiciones ambientales en espacios acondicionados.

La integración de las herramientas tecnológicas de bajo costo en los sistemas industriales optimiza los costos asociados a las actividades de mantenimiento predictivas, que actualmente se caracterizan por ser de un coste muy elevado, lo que ha dificultado la implementación de planes de mantenimiento centrados en la condición (CBM) en las pequeñas y medias empresas del mundo.

5. Referencias

[1] H. Wang and Y. Chen, “A robust fault detection and diagnosis strategy for multiple faults of VAV air handling units,” vol. 127, pp. 442–451, 2016.

[2] a Beghi, R. Brignoli, L. Cecchinato, G. Menegazzo, M. Rampazzo, and F. Simmini, “Control Engineering Practice Data-driven Fault Detection and Diagnosis for HVAC water chillers,” vol. 53, pp. 79–91, 2016.

[3] S. Wu, D. Clements-Croome, V. Fairey, B. Albany, J. Sidhu, D. Desmond, and K. Neale, “Reliability in the Whole Life Cycle of Building Systems,” vol. 13, pp. 1–17, 2006.

[4] F. De Carlo and M. A. Arleo, “Maintenance cost optimization in condition based maintenance : a case study for critical facilities,” vol. 5, no. 5, pp. 4296–4302, 2013.

[5] R.-Y. Kwak, A. Takakusagi, J.-Y. Sohn, S. Fujii, and B.-Y. Park, “Development of an optimal preventive maintenance model based on the reliability assessment for air-conditioning facilities in office buildings,” *Build. Environ.*, vol. 39, no. 10, pp. 1141–1156, 2004.

Aplicación de la intensidad sonora en el monitorizado de engranajes epicicloidales

P. García Fernández[1], P. Peña Chaparro[2], A. Fernández del Rincón[1], Ana M. de Juan de Luna[1], M. Iglesias Santamaría[1], A. Diez-Ibarbia[1], F. Viadero Rueda[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cantabria. {pablo.garcia; alfonso.fernandez; ana.dejuan; miguel.iglesias; alberto.diez; fernando.viadero}@unican.es

[2]Universidad de Cantabria. pablo.peniac@gmail.com

La compacidad de los trenes de engranajes epicicloidales junto al complejo movimiento relativo entre sus elementos dificulta su monitorizado mediante técnicas basadas en medidas de vibración y/o extensometría. Como alternativa, en este trabajo se plantea la posibilidad de utilizar medidas acústicas en la caracterización y mantenimiento predictivo de este tipo de engranajes. Para la realización de las mediciones se selecciona el equipamiento más adecuado y se desarrolla una herramienta informática tanto para el control de dicho equipamiento como para el procesamiento y representación de los datos obtenidos. Esta herramienta es utilizada incicialmente para la caracterización acústica de un banco de ensayo de trenes epicicloidales. Dicha caracterización se realiza empleando tanto medidas de presión como de intensidad sonora combinadas con algoritmos de procesado avanzados tales como el promediado síncrono, y quedando resumida en espectros en frecuencia y órdenes y mapas de intensidad. Finalmente, como ejemplo de aplicación al mantenimiento, se simula un fallo de falta de lubricación y se contrastan los resultados de las medidas así obtenidas con aquellas obtenidas anteriormente bajo condición de no fallo.

1. Introducción

Los sistemas de transmisión de potencia mediante engranajes constituyen uno de los sistemas críticos en multitud de aplicaciones (generación de energía, automóviles, helicópteros, etc.). Por este motivo, los requisitos de fiabilidad para este tipo de elementos son cada día mayores, tanto por los costes económicos como del riesgo para la vida humana que puede suponer un fallo de los mismos.

En los últimos tiempos se ha incrementado el uso de trenes de engranajes de tipo epicicloidal (planetario) debido a su compacidad y ligereza, especialmente cuando hay implicados grandes pares de giro y/o relaciones de transmisión. El incremento en su uso ha venido acompañado de mayores exigencias y ha suscitado la necesidad de mejorar su diseño, muy especialmente en lo concerniente a su fiabilidad.

Aunque los fundamentos teóricos de este tipo de engranajes en cuanto al origen de sus vibraciones son los mismos que en trenes de ejes fijos, estos presentan unas peculiaridades únicas que no se encuentran en aquellos. En este sentido, numerosos investigadores han desarrollado modelos, tanto teóricos como experimentales, con objeto de predecir y optimizar su comportamiento dinámico bajo diferentes condiciones de trabajo [1-2]. Asimismo se han propuesto distintas técnicas experimentales enfocadas tanto a la validación de modelos teóricos como al desarrollo te técnicas de mantenimiento predictivo para este tipo de elementos mecánicos.

La característica de compacidad, anteriormente comentada, supone importantes dificultades a la hora de monitorizar en este tipo de engranajes mediante medidas de vibración y/o extensometría: Tanto la instalación de los sensores como de su respectivo cableado se ve dificulado por el escaso volumen libre en su interior y por el movimiento relativo complejo entre sus componentes.

El presente trabajo estudia la posibilidad de la utilización de medidas acústicas para caracterizar y monitorizar el funcionamiento de un banco de ensayo de engranajes planetarios [3]. El estudio acústico del banco se basa fundamentalmente en medidas de intensidad sonora [4]. No obstante, también se han realizado medidas basadas en presión sonora para tareas tales como la identificación de las frecuencias características. Al no ser necesario la instalación de sensores sobre el tren, este tipo de medidas pueden simplificar las tareas de monitorizado para este tipo de engranjes, especialmente para medidas in situ.

2. Banco de ensayo

El banco de ensayo objeto de este estudio ha sido desarrollado por el equipo investigador [5][4] y surge como herramienta de análisis para el estudio y comprensión del comportamiento dinámico de trenes epicicloidales. El punto de partida para su diseño y construcción han sido dos cajas reductoras epicicloidales cedidas por la empresa de maquinaria agrícola John Deere. Cada caja consta de un sol, tres planetas, anillo y portasatélites, los cuales, después de alguna modificación, fueron ensamblados en una configuración *back-to-back* con recirculación mecánica de potencia. Uno de los trenes es el objeto de ensayo, mientras que el otro únicamente actúa como tren auxiliar para posibilitar la citada recirculación. La carga sobre los engranajes se realiza mediante unas pesas conectadas al anillo del tren auxiliar a través de una palanca. El movimiento del conjunto lo realiza un motor eléctrico que únicamente tiene que aportar la energía debida a las pérdidas mecánicas.

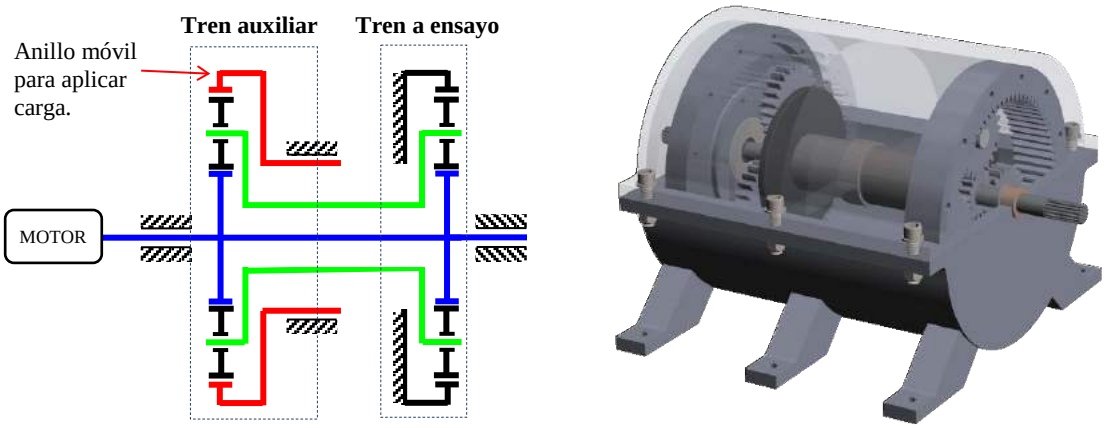


Figura 1: Esquema mecánico y modelo CAD del banco de ensayo

Como puede apreciarse en la Figura 1. Para relizar el montaje de recirculación mecánica es necesario unir los portasatélites y los soles de ambos trenes. Dada la concenticidad de ambos elementos es necesario del uso de un eje hueco para la conexión de los portasatélites, mientras que por su interior se encuentra alojado el árbol que conecta los soles. Esta configuración es muy compacta, pero dificulta enormemente la instalación del cableado de sensores en técnicas tradicionades de monitorizado.

Aunque esta configuración limita el banco para ensayar únicamente cajas que no difieran sustancialmente de las montadas originalmente, resulta mucho más simple y económica que otras de otras soluciones tanto con recirculación como con aplicación directa de potencia.

3. Herramienta de medida desarrollada

Una de las principales tareas de este trabajo ha consistido en el desarrollo de una herramienta únificada que permita tanto el control de las mediciones como el tratamiento y representación de los datos obtenidos en las mismas. Para su implementación se ha elegido el entorno Matlab®.

La cadena de medida que controla la herramienta informática consta de los siguientes elementos: Sonda de intensidad (tipo 2 micrófonos + separador sólido), analizador de señal multicanal y tacómetro óptico

Cabe señalar que aunque se disponía de varios conjuntos hardware-software para la adquisición y tratamiento de la señal, la mayoría de ellos no permitían integrar las operaciones de adquisición, almacenamiento, tratamiento y representación de datos, por lo que finalmente se optó por una tarjeta de adquisición NI USB-9233 que se podía controlar completamente desde Matlab a través de la Data Acquisition Toolbox. Además del desarrollo de algoritmos matemáticos tales como el cálculo de la intensidad sonora, FFT, promediado síncrono, etc. y de representación gráfica, la elección de este hardware obligó al desarrollo de funciones adicionales para la configuración de los parámetros del hardware, el control del proceso de adquisición y almacenamiento de las señales. En contrapartida, esta solución permite la unificación y el control absoluto de todas las operaciones además de brindar la posibilidad futura ampliación integrando un sistema automatizado de diagnosis.

El software desarrollado se puede agrupar en tres módulos diferentes aunque interrelacionados: módulo de adquisición, módulo de procesado y módulo de representación.

El módulo de adquisición cuenta con dos opciones de medida: una para la medida en cada punto de la malla de referencia para un régimen de funcionamiento constante de carga y velocidad, y otra para realizar la adquisición

en un único punto de medida para distintos niveles de carga y velocidad. La primera opción permite la posterior elaboración de mapas de intensidad, localización de fuentes sonoras, cálculo de la potencia radiada por una cara, etc. La segunda, facilita el estudio del banco para distintos regímenes de funcionamiento. Cualquiera de ellas contempla los siguientes pasos: 1. Comprobación y configuración del hardware, 2. Calibración de la cadena de medida, 3. Determinación de la velocidad de giro del eje portasatélites, 4. Especificación del número de vueltas o datos a registrar, 4. Especificación de la malla de medida o de los niveles de carga y velocidad, 5. Adquisición y registro de señales de los micrófonos y tacómetros.

El hecho de tener asociada la señal tacométrica a las de presión sonora de los dos micrófonos permite la realización de múltiples tipos de análisis. Dentro del módulo de procesado se han implementado algunas rutinas de análisis avanzado tanto para la caracterización del banco como para la detección de fallos en el mismo. Dichas funciones son: Promediado síncrono temporal, promediado síncrono temporal con solapamiento de datos, espectro de intensidad en 1⅓ de octava para todas las posiciones angulares y, promediado síncrono en frecuencia.

Finalmente, en lo que respecta al módulo de representación, se han creado distintas funciones para representar los datos procesados. Dichas rutinas permiten, entre otros, obtener mapas de intensidad (tanto en líneas de contorno como en franjas de colores) bien para todos los tercios de octava en una determinada posición del tren de engranajes o para una vuelta completa en un determinado tercio de octava. Cabe la posibilidad de visualizar los resultados mediante *películas* que muestran la transición entre distintos mapas. Igualmente se pueden obtener representaciones del espectro en frecuencias en cada punto de la malla de medida tanto de intensidad como de la presión sonora.

4. Caracterización acústica del banco

Se han realizado una serie de mediciones en banco de ensayos utilizando la herramienta de medida desarrollada. En primer lugar, se han llevado a cabo ensayos utilizando medidas tanto de presión como de intensidad sonora con objeto de caracterizar acústicamente el banco sin defectos.

Para llevar a cabo dicha caracterización ha sido necesario realizar medidas con diferentes estados de funcionamiento. A tal fin, se han establecido 8 niveles de carga (más el 0 que representa en funcionamiento en vacío) y 3 valores de velocidad del motor. Estos valores se consideran representativos de los posibles estados de funcionamiento a que vaya a estar sometido el tren a ensayo en su aplicación real. A continuación se ha realizado una campaña de medida en dos planos perpendiculares del banco (cara frontal y lateral), como se aprecia en la Figura 2, para cada combinación de valores carga-velocidad. Una vez adquiridos y guardados los datos de la campaña de medidas se ha realizado su procesado centrándonos en los siguientes aspectos: Identificación de frecuencias de engrane mediante espectros de presión e intensidad, representación de mapas de intensidad y creación de películas mediante mapas de intensidad para cada posición.

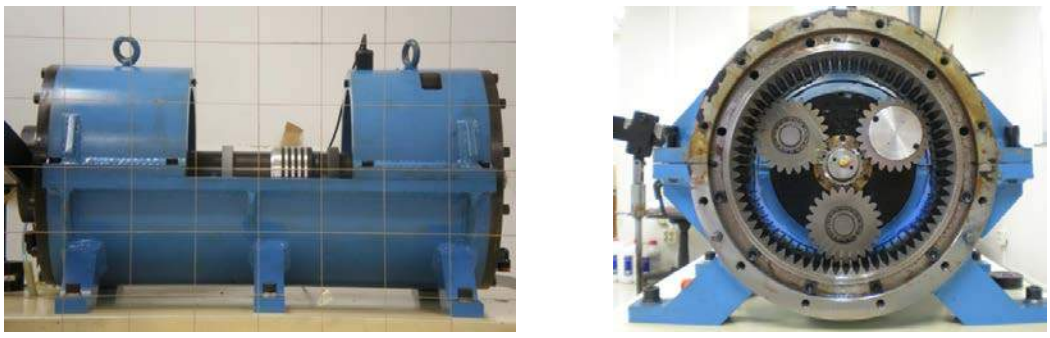


Figura 2: Vista frontal (junto malla de referencia) y vista lateral (sin tapa) en la posición de inicio de vuelta.

Para la identificación de las frecuencias de engrane se realizan medidas para una posición de los micrófonos. Dos han sido los puntos seleccionados: uno interior u otro exterior al banco. El primero se sitúa entre las dos cajas que forman el banco, orientando la sonda de intensidad hacia el tren de prueba y apantallando, en la medida de lo posible, el ruido proveniente del otro banco mediante una tapa de material acústico. El otro punto de medida se sitúa en la cara lateral en la zona del anillo. En este caso se ha realizado un cerramiento acústico del banco excepto dicha cara lateral (ver Figura 3).

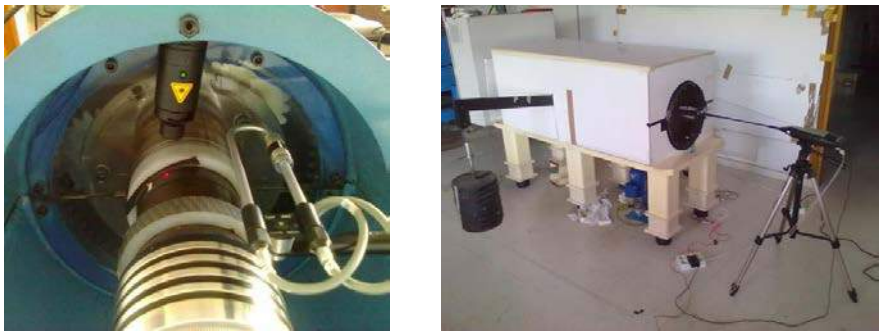


Figura 3: Punto interior y punto exterior junto con cerramiento del banco

4.1. Resultados en punto interior

Se muestran inicialmente en la Figura 4 los espectros de ruido global que captan los micrófonos provenientes de todos los elementos que componen el banco. Los espectros de intensidad se muestran en el mismo rango que los de presión, si bien únicamente son válidos entre 125 y 5000 Hz debido al espaciador utilizado.

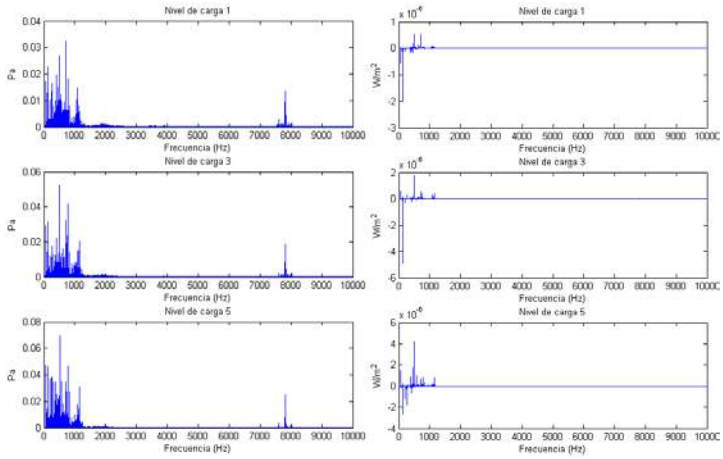


Figura 4: Espectros globales de presión e intensidad en punto interior, velocidad 1

De aquí se pueden apreciar los siguientes hechos:

- La forma general de los espectros de presión permanece constante para los distintos niveles de carga y, a medida que esta aumenta, también lo hace la magnitud de los mismos, además de manera casi proporcional. Este comportamiento es el esperado en un tren de engranajes en correcto estado de funcionamiento.
- En todos los niveles de carga aparece un pico aproximadamente a 8kHz, con sus respectivas bandas laterales. Aunque aumenta con la carga, lo hace de forma menos acusada que la parte izquierda del espectro. Este hecho, unido a su alta frecuencia indica que dicho pico no proviene de un elemento mecánico del banco.
- En los espectros de intensidad también se aprecia un aumento de la amplitud con el nivel de carga.

Un vez vistos los espectros globales, se muestran a continuación los resultados en función de órdenes respecto de la velocidad de giro del portasatélites y dentro del rango en el que se espera encontrar la frecuencia de engrane y sus múltiplos.

La Figura 5 muestra los espectros de presión e intensidad para el valor de velocidad 1.

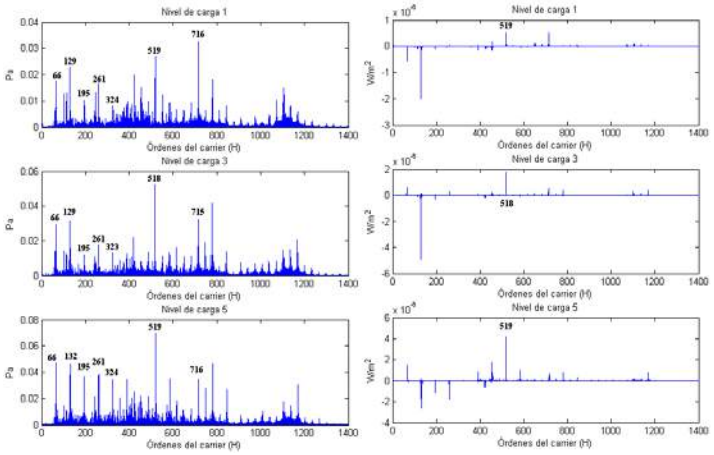


Figura 5: Espectros de presión e intensidad en órdenes, velocidad 1 (pto. Interior)

En los espectros de presión aparecen todos los múltiplos de la frecuencia de engrane cuyo orden teórico respecto de la velocidad del porta es 65. Además se conserva la forma básica del espectro para los distintos niveles de carga y a medida que aumentan, también lo hacen los picos de manera global.
En cuanto a los espectros de intensidad, no aportan tanta información como los de presión, posiblemente por la complejidad del campo sonoro alrededor de la sonda. Debido a esto, en la Figura 6 únicamente se muestran los espectros de presión para valores de velocidad 2 y 3.

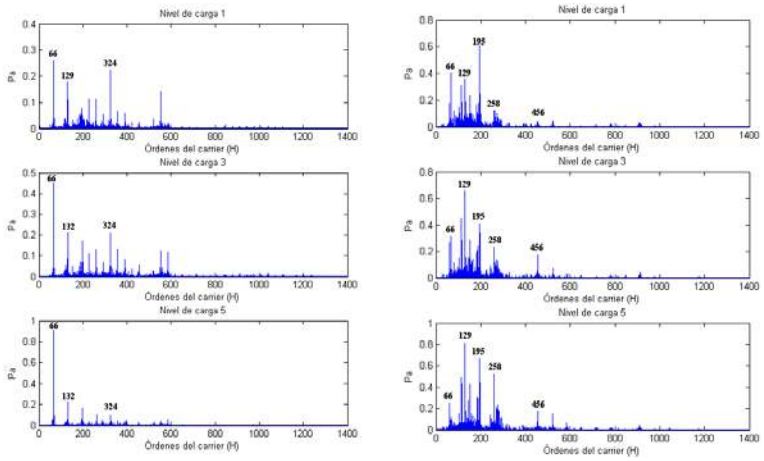


Figura 6: Espectros de presión en órdenes para valores de velocidad 2 y 3 (punto interior)

Se puede observar que:

- Para un valor de velocidad dado, el espectro mantiene la forma, si bien los valores de amplitud aumentan con la carga de manera casi proporcional.
- Los espectros cambian completamente al variar la velocidad: A medida que aumenta la velocidad la energía del espectro va desplazándose hacia las bajas frecuencias.

4.2. Resultados en punto exterior

Para el punto de medida situado en el exterior del banco se han realizado las mismas representaciones que para el caso de punto interior. En este caso, a diferencia del anterior, las medidas de intensidad resultan más significativas: muestran picos correspondientes a frecuencias de engrane y apenas hay valores negativos. Por simplicidad se muestra únicamente los espectros únicamente para el valor de velocidad 3.

Para este punto exterior también se han reprentado los espectros con promediado síncrono. En la Figura 7 se muestran dichos espectros correspondientes igualmente para el nivel de velocidad 3. Mediante esta herramienta de procesado se trata de eliminar aquellas componentes en frecuencia que no estén en sincronismo con el giro del portasatélites.

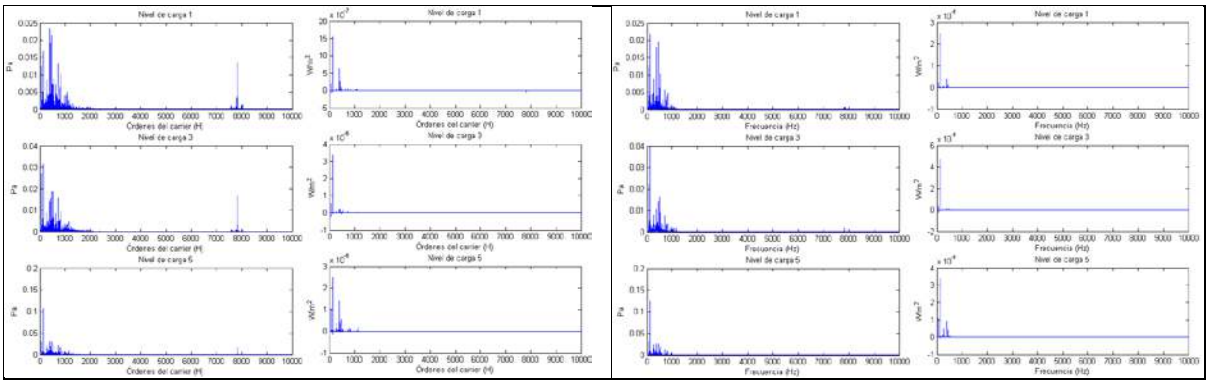


Figura 7: Espectros de P e I en órdenes para velocidad 1 sin y con con prom. síncrono (punto exterior)

Tras el estudio de los espectros obtenidos con promediado síncrono y su comparación con aquellos obtenidos sin su aplicación, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

- En el espectro global de presión se ha eliminado el armónico de 8kHz y sus bandas laterales. Esto corrobora que este ruido no proviene del banco. Tras un posterior proceso de localización de fuentes se ha concluido que proviene del motor.
- Los espectros tanto de presión como de intensidad aparecen más definidos y las componentes que no son coherentes con la velocidad de giro del porta se van atenuado.

4.3. Mapas de intensidad

Los mapas de intensidad sirven para ver cuales son las fuentes de ruido a cada frecuencia en función de las condiciones de trabajo. Por razones de espacio se muestran en la Figura 8 únicamente dos series de mapas correspondientes a la cara frontal y lateral respectivamente. Cabe señalar que en muchos casos, la secuenciación en forma de pelicula de estos mapas resulta de gran ayuda a su intepretación.

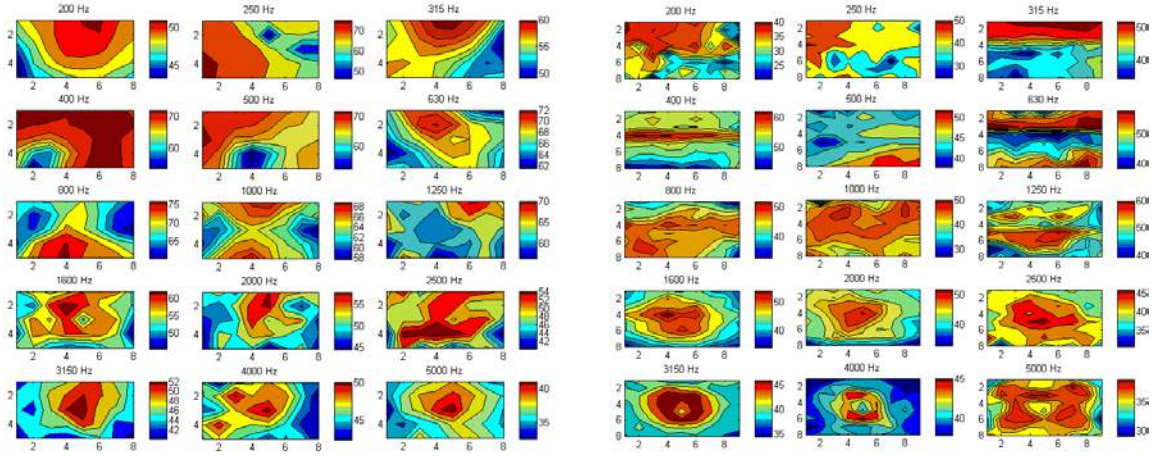


Figura 8: Mapas de intensidad cara frontal velocidad 2, carga 4 (con prom. Síncrono) y mapas de intensidad cara lateral para promediado para 12 posiciones/vuelta, 3150 Hz

Se puede observar que en un gran numero de mapas de frecuencias, los mayores valores se encuentran en la parte intermedia superior. Esto era esperable al estar el banco abierto en esa zona.

Las medidas iniciales en la cara lateral utilizando el mismo tamaño de malla que en la frontal no resultaron representantivas por lo que fue necesario reducir los cuadros originales de 10x10 cm a 5x5cm. En la Figura 9 se muestran los resultados para dicho tamaño de malla, promediando para una vuelta completa durante 20 vueltas.

A partir de los 1250 Hz comienza a apreciare un patron circular en los mapas de intensidad, acorde con la geometría del tren planetario. Por ser a altas frecuencias donde el ruido el ruido es más representativo, se muestra en la Figura 9 el espectro para 12 posiciones consecutivas del portasatélites para una banda de tercio de octavas correspondiente a dichas frecuencias.

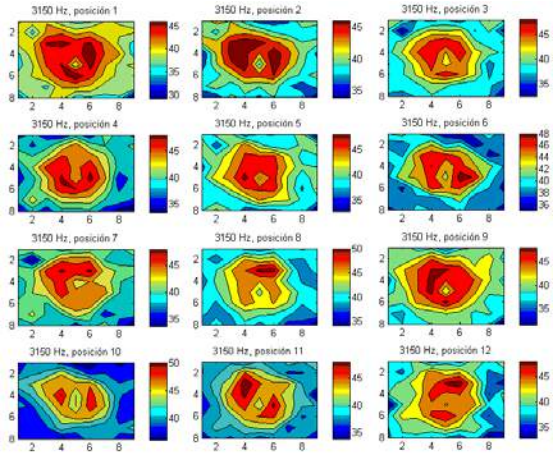


Figura 9: Mapa de intensidad cara laterial para promediado para 12 posiciones/vuelta, 3150 Hz, vel. 2, carga 4

Aunque su secuenciación en película puede hacerlo más evidente, puede intuirse en estos mapas el movimiento de los planetas. En cualquier caso, las medidas están afectadas por el apantallamiento que supone la tapa de acero que cubre el tren de engranajes.

5. Estudio de aplicación al mantenimiento

Una vez realizada la caracterización acústica del banco, se ha investigado la aplicación de la herramienta en el mantenimiento predictivo de engranajes. Para este estudio se ha simulado el defecto de falta de lubricación (apagando la bomba de aceite) y se ha realizado una campaña de medida con las mismas condiciones utilizadas en la caracterización acústica. De esta manera podremos comparar los resultados de ambas medidas (ver Figura 10) y obtener conclusiones al respecto. Por razones de espacio, se muestran algunos mapas de intensidad sobre la cara lateral, que pueden resultar más significativos de este estudio.

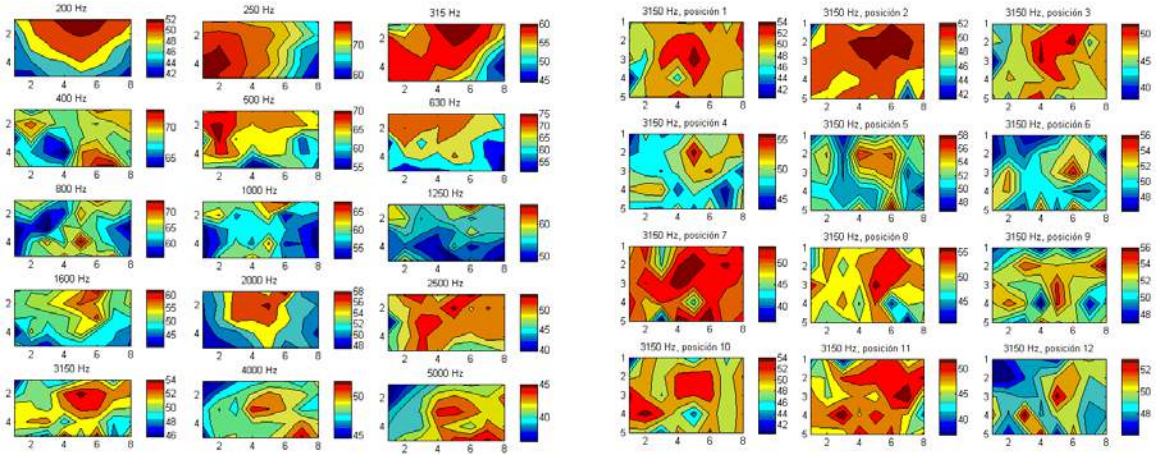


Figura 10: Mapas de intensidad cara lateral para promediado a una vuelta y mapas de intensidad cara lateral para promediado para 12 posiciones/vuelta, 3150 Hz (vel. 2, carga 4, sin aceite)

Se observa que los valores de intensidad sonora son mayores en todos los mapas que sus respectivos con lubricación. Esto resulta lógico porque el aceite facilita el deslizamiento entre dientes y actúa como amortiguador de vibraciones/ruido. A diferencia del tren sin defectos, en este caso no se aprecia la geometría del tren planetario.

Ahora no se puede intuir ningún tipo de movimiento de los planetas. Nuevamente la falta de lubricante produce un aumento en la magnitud de intensidad sonora.

Finalmente en la Figura 11 se muestra el espectro de intensidad para una posición de la malla y las mismas condiciones, con y sin aceite.

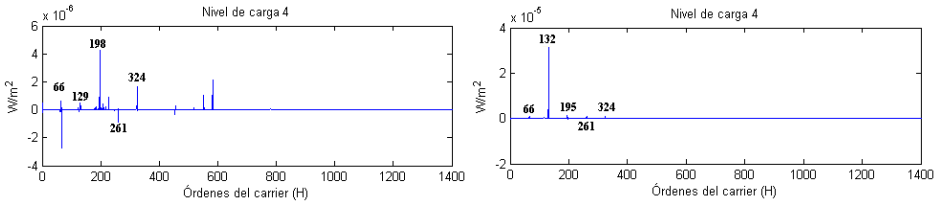


Figura 11: Comparación de dos espectros de intensidad en mismo punto con y sin aceite.

6. Conclusiones

Las conclusiones que se extraen de este trabajo pueden agruparse en tres bloques: aquellas relativas a la herramienta de medida desarrollada, aquellas respecto de su aplicación a la caracterización acústica del banco, y finalmente, las relativas a la su aplicación al mantenimiento predictivo.

- El conjunto de hardware seleccionado para realizar la medida lo convierten en un instrumento compacto y portable, adecuado para la realización de trabajos en campo.
- La implementación de su software en un entorno Matlab permite un control total sobre el proceso de medida y posibilita futuras ampliaciones o modificaciones de forma sencilla. Por ejemplo, como futura linea se podría desarrollar un interface gráfico para facilitar su manejo por usuarios no involucrados en su desarrollo.
- Se ha mostrado como una herramienta útil y práctica para la caracterización acústica del banco.
- Las frecuencias de engrane se identifican mejor en los espectros de presión que en los de intensidad debido a que el carácter direccional de esta última atenua muchas componentes armónicas que no coinciden con el eje de la sonda. En todo caso, conviene representarlos en órdenes del portasatélites, ya que así los armónicos de las frecuencias engrane se encuentran en la misma posición independientemente de la velocidad de giro.
- Las frecuencias identificadas en los espectros de presión coinciden con las calculadas teóricamente.
- El promediado síncrono se muestra como una técnica muy útil para la caracterización acústica de trenes de engranajes, “limpiando” los espectros de ruidos no relacionados con el tren de engranajes.
- Las medidas de intensidad en el punto interior resultan poco representativas al ser realizadas en un campo sonoro difuso.
- Debido al caracterer omnidireccional de las bajas frecuencia y a las reflexiones en el interior del banco su información resulta menos significativa que la de las altas.
- En el estudio del banco bajo fallo de lubricación se obseva en un aumento de los niveles de intensidad de todos los mapas, pero a la vez, se produce una distorsión de los mismos que no permite visualizar nada represenativo de la geometría del planetario.
- El inconvenitente anteriormente señalado se puede deber a las múltiples reflexiones sonoras en el interior del banco y al efecto de apantallamiento de carcasa y tapas.
- Se propone para futuros desarrollos la sustitución o eliminación de la tapa lateral de tren de ensayo, si bien esto puede implicar alguna dificultad técnica.

7. Bibliografía

[1] A. Kahraman. A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets. J. Soud. Vib. 323, 677-696
[2] P. McFadden. A revised model for the extraction of periodic waveforms by time-domain averaging. Mechanical Systems and Signal Processing 1 (1) 1987, pages 83-95.
[3] W.J. Atherton, A. Pintz, G. Lewicki. Automated Acoustic Intensity Measurements and the Effect of Gear Tooth Profile on Noise. 1987 Vibrations Conference sponsored by the American Society of Mechanical Engineers Boston, Massachusetts, September 27-30.
[4] S. Gade. Sound Intensity (Instrumentation & Applications). Bruel & Kjaer Technical Review 4, 1982
[5] A. Fernández. Banco de ensayos para el estudio del comportamiento dinámico de trenes de engranajes epicicloidales. CNIM 2010.

Modelo de sistematización de un plan de mantenimiento atendiendo a la seguridad

J.L. Muñoz Sanz, D. Loro Díaz, J. Echevarri, E. Chacón, J.M. Muñoz

Dpto. de Ingeniería Mecánica – Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales – Universidad Politécnica de Madrid

Este artículo describe el planteamiento de un modelo sistemático para el análisis de criticidad de elementos con el objetivo de poder elaborar y justificar un plan de mantenimiento centrado en la seguridad. Para el desarrollo y planteamiento de esta sistemática de mantenimiento se ha realizado previamente un estudio e investigación de toda la información relacionada con el desarrollo de planes de mantenimiento centrados en la seguridad y en la fiabilidad. Para ello, se han revisado las normativas y leyes referentes a la seguridad, junto con los planes y estrategias de mantenimiento empleadas por los fabricantes y/o usuarios. A su vez, se ha empleado como modelo a seguir la realización de una sistemática de mantenimiento sobre una Plataforma Elevadora Móvil de Personal (PEMP). A partir de este trabajo previo, y una vez analizado el estado del arte en el ámbito aeronáutico, se pretende aplicar y establecer una sistemática de mantenimiento al sistema de lubricación de un motor de aviación para, de esta forma, identificar los elementos más susceptibles al fallo con el objetivo de establecer un plan de mantenimiento orientado a la seguridad y a la fiabilidad de dicho sistema.

1. Introducción

El mantenimiento periódico es fundamental para que los sistemas y el entorno de trabajo sigan siendo seguros y fiables. La ausencia de mantenimiento o un mantenimiento precario pueden inducir a situaciones de peligro, accidentes y problemas de salud.

Las actividades de mantenimiento que se deben realizar sobre un equipo o sistema para velar por la seguridad del mismo y de los operarios (mantenimiento centrado en la seguridad) se basa habitualmente en la fiabilidad de los elementos y en la experiencia previa de diseños anteriores. Pero no existe una sistemática que permita analizar y justificar qué elemento no se debe revisar o cuál otro si ha de revisarse y con qué frecuencia. Es por esto que surge la necesidad de crear un modelo sistemático que permita el análisis en detalle de los elementos de un equipo y, de esta forma, poder justificar y mejorar el plan de mantenimiento que otorga el fabricante.

Para la realización de esta sistemática de mantenimiento, se parte de un trabajo previo que versa sobre un modelo sistemático aplicado a una Plataforma Elevadora Móvil de Personal (PEMP). A partir de este trabajo previo, y como posible futuro proyecto, se pretende establecer una sistemática de mantenimiento al sistema de lubricación de un motor aeronáutico.

2. Planteamiento del problema

La mayoría de los planes de mantenimiento se realizan para que el equipo o sistema cumpla de manera correcta sus funciones de operación dentro de su ciclo de vida. Así mismo, estos planes de mantenimiento generalmente están orientados en conservar las partes del equipo o sistema y, a su vez, deben tener en cuenta el riesgo de lesión de un operador. Por tanto, el plan de mantenimeinto se basa en mantener los elementos de un equipo en buen estado, los cuales muchos de ellos tienen funciones de seguridad para el operario, para de esta forma lograr un óptimo de funcionamiento del sistema.

Es por este motivo por el que surge la idea de elaborar un modelo sistemático de mantenimiento que permita analizar en detalle los elementos o dispositivos de un equipo o sistema y, de esta forma, desarrollar o mejorar un plan de mantenimiento centrado en la seguridad.

Igualmente, este trabajo de investigación puede servir como base para la elaboración de un plan de mantenimiento para cualquier tipo de equipo o sistema industrial o no industrial, centrado en la seguridad.

3. Objetivos

El objetivo general de este proyecto es proponer un modelo sistemático que permita analizar elementos de seguridad de un equipo o sistema mediante un diagrama de bloques para justificar y desarrollar un plan de mantenimiento atendiendo a la seguridad.

La realización de este proyecto también permite abordar distintos objetivos específicos. Uno de ellos es el de revisar el estado del arte referente al mantenimiento centrado en la seguridad a partir de revistas científicas, tesis y páginas web. Esta investigación permite revisar las normas europeas relacionadas con la seguridad.

Dentro del ámbito legal, existen normas en cuanto a la disminución del riesgo que deben seguir los fabricantes de equipos, además de normas para cada tipo de máquina. La norma ISO 13849 detalla todo lo relacionado con la disminución del riesgo en máquinas y muestra los diferentes niveles de prestaciones de un dispositivo de seguridad, los cuales resultan fundamentales para el análisis de criticidad. Toda la información recabada de estas normas permite realizar un análisis exhaustivo de los elementos críticos que tienen función de seguridad.

Otro de los objetivos básicos abordado durante la realización del proyecto es el de revisar los planes de mantenimiento de fabricantes y usuarios. La revisión de esta información sirve como sustento para poder comparar finalmente el trabajo realizado en este proyecto con lo propuesto por los fabricantes y usuarios, y de esta forma poder justificar e intentar mejorar los planes de mantenimiento establecidos.

Una vez revisada y analizada toda la información anteriormente señalada, el objetivo principal consiste en definir un modelo sistemático que permite el análisis de criticidad de los elementos de seguridad de un determinado equipo o sistema. Se parte de un trabajo previo realizado a una Plataforma Elevadora Móvil de Personal (PEMP) y posteriormente se pretende aplicar otro modelo sistemático al sistema de lubricación de un motor aeronáutico.

Con la realización de un caso de estudio, se puede justificar el modelo desarrollado y obtener una serie de conclusiones del análisis de criticidad de los elementos de seguridad. Esto permite justificar las actividades del plan de mantenimiento que proporciona el fabricante, además de la asignación de nuevas tareas dentro del plan de mantenimiento que se generan tras el análisis, todas ellas enfocada en la seguridad.

La metodología de trabajo que se lleva a cabo durante la realización del proyecto de investigación sobre las Plataformas Elevadoras Móvil de Personal (PEMP) puede observarse en la siguiente figura:



Figura 1: Metodología de Trabajo

A partir de esta metodología de trabajo y, siguiendo las mismas pautas, se pretende aplicar una sistemática de mantenimiento al sistema de lubricación de un motor aeronáutico.

4. Estado del arte

Las exigencias que se vienen generando actualmete para las empresas en el ámbito de la seguridad, conlleva a éstas a incorporar innovaciones metodológicas referidas a este tema. Pocos son los estudios, trabajos o investigaciones que se han realizado para justificar un plan de mantenimiento de un equipo o sistema basado en la seguridad.

Sin embargo, en cuanto a mejoras de planes de mantenimiento, todo va referido a técnicas que se usan actualmente para mejorar las actuaciones de mantenimiento. Un ejemplo de ello es el RCM, conocido como mantenimiento centrado en la fiabilidad (Reliability Centered Maintenance). Este proceso supone un incremento de la fiabilidad de los elementos de un equipo o sistema, mejorando un plan de mantenimiento a través de un análisis de criticidad.

Lo que se pretende realizar con este trabajo de investigación es, en cierta forma, lo que ralizaron los autores Fontaine, Green, Webb y Stoppello en su artículo: "*IEEE/ESW Applying Reliability Centered Maintenance (RCM) to Electrical Equipment Critical to Worker Safety"* en 2013. En él, se toma como base una de las normas de la NFPA (National Fire Protection Association) y se realiza un análisis RCM de un interruptor de circuito para mejorar la fiabilidad del equipo. Esta investigación se centra en la mejora de la fiabilidad de un equipo, lo que aporta en principio lo que se requiere para este proyecto de investigación: el análisis de criticidad de un equipo enfocado a la seguridad.

Hay muchos estudios y artículos que prueban la eficacia de esta metodología. El trabajo desarrollado por Rivera, Walker y Daharsh: "*Achieving Maintenance Operations Excellence through the RCM Program"* o el llevado a cabo por Liang, Pang, Zhang y Hu en su artículo: "*Reliability Centered Maintenance Study on Key Parts of Reciprocation Compressor"*, son un claro ejemplo de ello. Con estos dos artículos se quiere representar que el uso del RCM evidencia una optimización en los planes de mantenimiento de cualquier tipo de equipo o sistema, permitiendo un ahorro tanto en costes de mantenimiento como actuando justo a tiempo antes de que se produzca el fallo del equipo. Esto último significa una reducción de riesgo en la máquina, ya que el equipo opera de manera eficiente y los sistemas de seguridad del mismo actuarán en caso de que resulten necesarios.

Cabe destacar que para una aplicación de la metodología RCM de manera exitosa, es necesario que los datos de entrada que se introducen para el análisis sean los más verídicos posibles, tal y como indica Zajicek y Kamenicky en su artículo: "*Credibility of RCM analysis results"*, donde se explica que el mejor aprovechamiento de la metodología RCM es de valor cuantitativo y que la incertidumbre del análisis proviene mayormente de los datos de entrada.

Otro de los aspectos que se busca con este trabajo de investigación es el estandarizar la seguridad a través de los planes de mantenimiento, es decir, enfocar la importancia que tiene la gestión del mantenimiento para la seguridad.

Existe otra reseña importante a destacar, y es la existencia de datos típicos generales para componentes mecánicos y electromecánicos que sirven para calcular igualmente la fiabilidad de los mismos. Se trata de la tabla de Barriger, la cual resulta clave para la realización de este proyecto de investigación.

Cabe destacar que en el ámbito de la aviación civil se han desarrollado numerosos estudios y creado normativas legales en cuanto al mantenimiento de aviones teniento en cuenta la seguridad de los mismos. De hecho, el desarrollo del RCM se originó para la creación y mejora de los planes de mantenimiento del sector aeronáutico. Gracias al severo cumplimiento de la normativa y los estrictos procedimientos establecidos, se puede garantizar la calidad del mantenimiento.

Dentro de los tantos estudios que se han realizado para mejorar la sistemática de mantenimeinto en los aviones, se puede destacar el trabajo realizado por Erol Köse: "*Sistemática de optimización del procedimiento del mantenimiento de aeronaves"* en 2012. En este trabajo se realiza una mejora y optimización del procedimiento de mantenimeinto en la empresa Swiftair mediante el mapa de daños de cada avión.

En cuanto a la normativa legal relacionada con el sector aeronáutico, cabe destacar el Reglamento EC No 2042/2003 junto con los Anexos I, II, III y IV. El Anexo I (Part – M) proporciona las medidas necesarias para garantizar el mantenimiento de la aeronavegabilidad, es decir, todos los procesos que aseguran que la aeronave cumple con los requisitos de aeronavegabilidad en vigor en cualquier momento de su vida operativa y que ésta se encuentra en condicones de operar de manera segura.

El empleo y estudio de toda esta documentación relativa a los planes de mantemiento basados en la seguridad, resulta totalmente esencial para poder abordar con garantías la realización de este proyecto de investigación.

5. Marco teórico

El marco teórico alrededor del cual se fundamenta la base de este proyecto de investigación, resulta clave para poder abordarlo con garantías. El mantenimeinto centrado en la fiabilidad (RCM) permite determinar cuales son las tareas de mantenimeinto adecuadas para cualquier activo físico. La norma SAE JA1011 especifica los requerimientos que debe cumplir un proceso para poder ser denominado un proceso RCM. Según esta norma, las 7 preguntas básicas de un proceso RCM son:

1. ¿Cuáles son las funciones deseadas para el equipo que se está analizando?
2. ¿Cuáles son los estados de fallos funcionales asociados con estas funciones?
3. ¿Cuáles son las posibles causas de cada uno de estos estados de fallo?
4. ¿Cuáles son los efectos de cada uno de estos fallos?
5. ¿Cuál es la consecuencia de cada fallo?
6. ¿Qué puede hacerse para predecir o prevenir el fallo?
7. ¿Qué hacer si no puede encontrarse una tarea predictiva o preventiva de mantenimiento adecuada?

De estas siete preguntas que plantea el RCM, las cinco primeras pueden ser respondidas por el Análisis de Modos y Efectos de Fallo, en inglés Failure Mode and Effects Analysis (FMEA). Se trata de una metodología analítica empleada para asegurar que se han considerado y abordado problemas potenciales. Es una de las técnicas más empleadas para enumerar formas o modos potenciales de fallo por medio de los cuales pueden fallar los componentes de un equipo o sistema y, de esta forma, conocer las características y efectos de cada fallo en el sistema global. El desarrollo de un FMEA permite abordar:

- Funciones y requerimientos de un equipo o sistema para identificar fallos potenciales.
- Modos de fallo cuando los requerimientos funcionales no se cumplen.
- Efectos y consecuencias de los modos de fallo.
- Causas potenciales de los modos de fallo.
- Acciones y controles para abordar las causas de los modos de fallo.
- Acciones para prevenir recurrencias de modos de fallo, reduciendo los niveles de riesgo.

Probabilidad de Falla	Criterios: Ocurrencia de la Causa – AMEFDs (Vida/Confiabilidad del diseño del item/ vehiculo)	Criterios: Ocurrencia de la Causa – AMEFDs (Incidentes por items/vehiculos)	Rango
Muy Alta	Nueva tecnología/nuevo diseño sin historia.	≥ 100 por mil ≥ 1 en 10	10
Alta	Falla es inevitable con el nuevo diseño, nueva aplicación ó cambio en las condiciones de operación/ciclos debidos.	50 por mil 1 en 20	9
	Falla es probable con el nuevo diseño, nueva aplicación ó cambio en las condiciones de operación/ciclos debidos.	20 por mil 1 en 50	8
	Falla es incierta con el nuevo diseño, nueva aplicación ó cambio en las condiciones de operación/ciclos debidos.	10 por mil 1 en 100	7
Moderada	Fallas frecuentes asociadas con diseños similares ó en simulaciones y pruebas de diseños	2 por mil 1 en 500	6
	Fallas ocasionales asociadas con diseños similares ó en simulaciones y pruebas de diseños	.5 por mil 1 en 2,000	5
	Fallas aisladas asociadas con diseños similares ó en simulaciones y pruebas de diseños	.1 por mil 1 en 10,000	4
Baja	Sólo fallas aisladas asociadas con diseños casi idénticos ó en simulaciones y pruebas de diseños	.01 por mil 1 en 100,000	3
	No se observan fallas asociadas con diseños casi idénticos ó en simulaciones y pruebas de diseños	≤ .001 por mil 1 en 1,000,000	2
Muy Baja	La falla es eliminada a través de controles preventivos	La falla es eliminada a través de controles preventivos	1

Figura 2: Criterios Sugeridos para Evaluación de la Ocurrencia de Fallos (DRUIDA. *Análisis de Modo y Efecto de Fallas Potenciales.* 2008. cuarta edición.)

Para poder analizar cada uno de estos puntos resulta necesario establecer unos criterios que regularicen la severidad de los efectos de fallo, la ocurrencia de la causa de fallo y la prevención o detección de los fallos. Para ello, a lo largo de este proyecto se han empleado los criterios establecidos por Druida en su edición: "*Análisis de Modo y Efectos de Fallas Potenciales*". A modo de ejemplo, la siguiente figura 2 los criterios empleados durante el desarrollo de este proyecto de investigación para determinar la ocurrencia de la causa del fallo.

6. Modelo sistemático del plan de mantenimiento

Una vez se ha revisado toda la normativa y el marco teórico alrededor del cual fundamentar este proyecto, se puede comenzar a desarrollar la metodología empleada para el análisis de criticidad.

En primer lugar es necesario identificar todos los elementos del sistema o equipo elegido para la realización de la sistemática de mantenimiento. Una vez identificados todos los elementos a analizar, se procede al inicio del FMEA. Se escoge un primer elemento de los identificados anteriormente y se identifica su función/es principal/es. Una vez definida la función principal del elemento, se identifican los fallos funcionales que podría tener dicho elemento. Es necesario tambien indicar los efectos que podría tener el fallo funcional y su severidad sobre el sistema global. A su vez, resulta clave identificar las posibles causas del fallo y su ocurrencia.

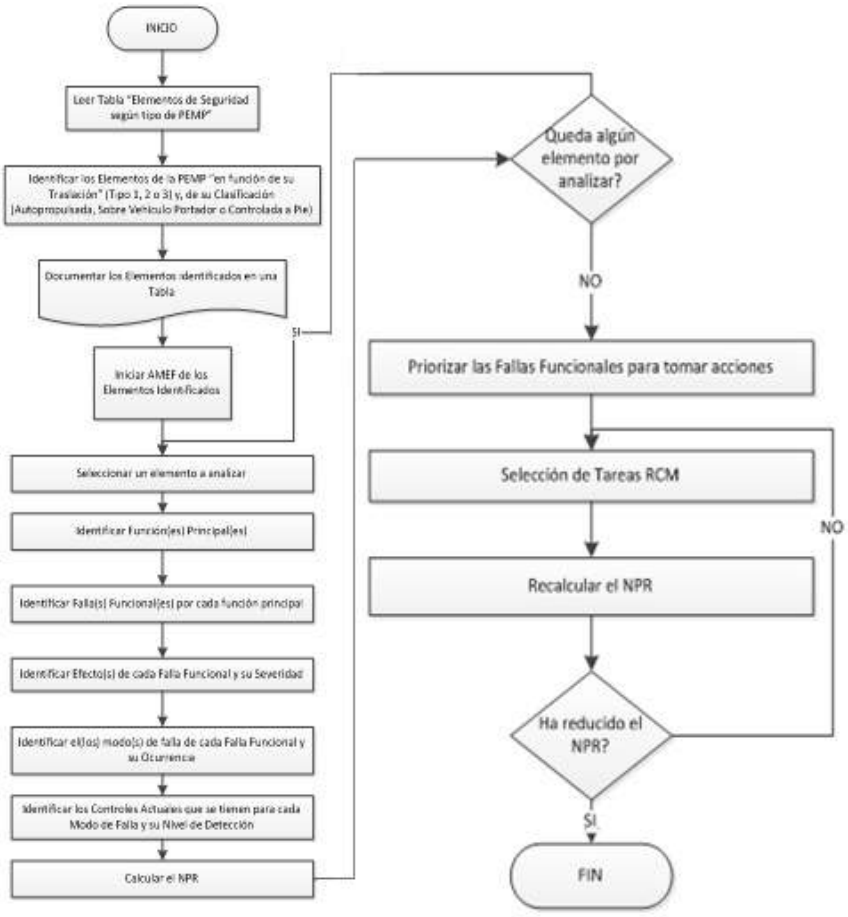


Figura 3: Modelo Sistemático de Plan de Mantenimiento Atendiendo a la Seguridad

Una vez realizados estos pasos previos, se deben determinar los controles actuales que se tienen para identificar la existencia de una causa o modo de fallo y su nivel de detección. Una vez han sido determinados la severidad, la ocurrencia y el nivel de detección a partir de los criterios establecidos anteriormente, se procede a calcular el coeficiente NPR (Número de Prioridad de Riesgo). Este coeficiente no es otra cosa que:

$$NPR = Severidad\ (S)\ x\ Ocurrencia\ (O)\ x\ Detección\ (D)$$

El objetivo de esta sistemática es repetir todo este proceso para cada uno de los elementos de criticidad del equipo o sistema escogido para su análisis. Una vez han sido determinado el coeficiente NPR para todos los

elementos que conforman el sistema, es necesario priorizar los modos de fallo mediante alguna técnica de análisis. Para este trabajo de investigación se emplea la técnica del Diagrama de Pareto.

A partir de este diagrama, se seleccionan las tareas RCM que evitan o mitigan las consecuencias de cada modo de fallo identificado y se vuelve a calcular el coeficiente NPR una vez han sido identificadas y propuestas las tareas RCM. El último paso de esta sistemática de mantenimiento consiste en una vez obtenidas las tareas de prevención para mitigar los modos de fallo, agregarlas al plan de mantenimiento actual.

La sistemática llevada a cabo durante el desarrollo de este proyecto puede verse de una forma más clara en la figura 3, la cual representa mediante un diagrama de bloques los pasos seguidos para abordarla.

7. Conclusiones

Una vez han sido aplicadas las tareas RCM asignados a los modos de fallo, y recalculado el coeficiente NPR para cada uno de los elementos que conforman el equipo o sistema, se obtiene una disminución en los valores de NPR. Este hecho proporciona una clara idea y una sólida base para argumentar que el análisis de fiabilidad de elementos es un mecanismo ideal para la realización de un plan de mantenimiento atendiendo a la seguridad o a la mejora de uno ya planteado, pues se analiza en detalle y con datos de fiabilidad cada uno de los elementos y se asignan tareas de prevención que deben adaptarse a cada elemento antes de que se produzca su fallo.

La asignación de tareas preventivas, tal como propone el RCM, evidentemente disminuye la probabilidad de fallos de los elementos de seguridad de los equipos. Sin embargo, resulta conveniente que estas tareas se evalúen constantemente en un período de tiempo indicado para, de esta forma, mejorar paulatinamente el plan de mantenimiento. Esta afirmación resulta necesaria pues la aplicación del RCM permite detectar tempranamente los fallos de los elementos de manera que pueden ser solventados con rapidez y, además, permite eliminar algunas causas de fallo antes de que tengan lugar.

Otra de las conclusiones básicas que se pueden extraer del desarrollo de este proyecto de investigación es que cuanto mayor, y más verídica, sea la información de fiabilidad o de tasa de fallos de los elementos analizados en el plan de mantenimiento, más se asemeja el análisis de criticidad a la realidad.

8. Proyectos futuros

Para la realización de este proyecto de investigación se ha empleado, como ya se ha comentado, el trabajo previo referido a una sistemática de mantenimiento para determinar los elementos de criticidad aplicados a una Plataforma Elevadora Móvil de Personal (PEMP). El objetivo ahora es abordar una sistemática similar para aplicarla al sistema de lubricación de un motor aeronáutico. Para ello, aparte de todo lo necesario para determinar el estado del arte y el marco teórico relacionado con las sistemáticas de mantenimiento, resulta vital comprobar y consultar las normativas en el sector aeronáutico referidas a los planes de mantenimiento y a la aplicación de análisis de criticidad basados en la seguridad.

9. Bibliografía y referencias

[1] **UNE-EN 13306**. Mantenimiento. Terminología del Mantenimiento. Marzo, 2011.

[2] **UNE-EN 13849-1**. Seguridad de las máquinas. Parte de los sistemas de mando relativas a la seguridad. Parte 1: Principios generales para el diseño. Noviembre, 2008.

[3] **UNE-EN 60300-3-11.** Gestión de la Confiabilidad. Parte 3-11: Guía de Aplicación. Mantenimiento Centrado en la Fiabilidad. 2013.

[4] **UNE-EN 60812**. Técnicas de Análisis de la Fiabilidad de Sistemas. Procedimiento de Análisis de los Modos de Fallo y sus Efectos (AMFE). 2008.

[5] **Reglamento CE No 2042/2003.** Mantenimiento de la aeronavegabilidad de las aeronaves y productos aeronáuticos. 2003.

[6] *Fontaine, Green, Webb, Stoppello.* **IEEE/ESW Applying Reliability Centered Maintenance (RCM) to Electrical Equipment Critical to Worker Safety.** Dallas: s.n, 11-15 de Marzo, 2013

[7] *Rivera Rivera, Melissa, Walker, David, L. y Daharsh, Craig*. **Achieving Maintenance Operations Excellence through the RCM Program.** Colorado : 60th Annual Reliability and maintainability Symposium (RAMS), 2014.

[8] *Liang, Pang, Zhang, Hu*. **Reliability Centered Maintenance Study on Key Parts of Reciprocation Compressor**. Internation Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance and Safety Engineering. Junio, 2012.

[9] *Zajicek, J y Kamenicky, J. Brno*. **Credibility of RCM analysis results.** 15th International Scientific Conference on Electric Power Engineering (EPE), 2014.

[10] *Köse, Erol.* **Sistemática de optimización del procedimiento del mantenimiento de aeronaves**. Madrid. Universidad Politécnica de Madrid, 2012.

[11] **Barringe**r. Barringer1. [En línea] 2010. http://www.barringer1.com/wdbase.htm.

BLOQUE VI

HISTORIA DE LAS MÁQUINAS Y LOS MECANISMOS

Estudio de una herramienta de bajo coste para la digitalización de piezas del Museo de Ingeniería, Tecnología e Industria de la Universidad Politécnica de Cartagena

D. Parras Burgos[1], F. Cavas Martínez[1], J. Nieto Martínez[1],

F.J. Fernández Cañavate[1], D.G. Fernández-Pacheco[1]

[1]Dpto. de Expresión Gráfica. Universidad Politécnica de Cartagena.
dolores.parras@upct.es, francisco.cavas@upct.es, jose.nieto@upct.es,
francisco.canavate@upct.es, daniel.garcia@upct.es

Dentro de los tipos de escaneado que encontramos en el mercado para reconstrucción tridimensional existe una alternativa que, por su bajo coste y su facilidad de manejo, la hace idónea para ciertas aplicaciones. Se trata del escaneado y reconstrucción 3D mediante un conjunto de fotografías sucesivas; es el llamado modelado y renderizado 3D basado en la imagen (MR3DBI), método en el cual se utiliza un conjunto de fotografías en 2D para generar el modelo tridimensional.

La aplicación que se propone en el presente estudio para este tipo de herramientas es el escaneado y la reconstrucción tridimensional de objetos del Museo de Ingeniería, Tecnología e Industria de la Universidad Politécnica de Cartagena. Supone un paso más para la conservación y difusión de todo lo que alberga este museo, ofreciendo un museo virtual de conocimiento tecnológico a los estudiantes y público en general.

La herramienta software que se ha seleccionado para esta aplicación es 123D Catch; es un programa gratuito de Autodesk que ofrece grandes prestaciones en cuanto a sencillez de manejo, automatización del proceso de reconstrucción y posibilidad de exportación a otros programas más complejos. Se ha realizado el estudio de diferentes piezas del museo con características de color, geometría y texturas diferentes para valorar si esta herramienta es la más adecuada para el propósito previsto.

1. Introducción

La idea de hacer un museo virtual no es nueva, existen varios ejemplos de estudios donde se destaca la creciente importancia de desarrollar museos virtuales como una forma más de acercamiento al patrimonio cultural universal. Wang et al. [1] investigan en dos tipos de tecnologías clave de realidad virtual: la pantalla panorámica de 360º basada en la imagen y la tecnología de modelado 3D. En dicho estudio se analizan las ventajas y limitaciones de ambas tecnologías y su aplicación en el Xiamen Overseas Chinese Museum.

Por otro lado, Kim et al. [2] presentan un museo virtual con el modelado de piezas a partir de imágenes, realizando un estudio donde el objetivo fue reducir al mínimo las distorsiones indeseables en el proceso de modelado y obtener efectos visuales más realistas. Alsadik et al. [3] destacan la importancia de los museos virtuales como herramienta de conservación y restauración del patrimonio cultural, diseñando un método para minimizar el número de imágenes necesarias para el modelado 3D y obtener así resultados más precisos. El método desarrollado se probó en la famosa estatua iraquí Lamassu. Qi et al. [4] ofrecen una alternativa más para la creación de museos virtuales aprovechando los avances tecnológicos en realidad virtual, proponiendo un método para reconstruir y representar modelos 3D de objetos reales a través de internet, reclasificando los vértices de mallas 3D de acuerdo a la regla “octree” y codificándolo con una alta relación de compresión.

Martos et al. [5] trabajan en las reproducciones virtuales realistas con modelado basado en la imagen, presentando una metodología que intenta mejorar la digitalización tridimensional. A través de dicho método demuestran que es posible reproducir automáticamente objetos y escenas virtuales incluso con fotografías tomadas con una sola cámara en movimiento, sin calibrar y bajo condiciones de iluminación no controladas y variables.

Teniendo en cuenta las características y posibilidades que nos proporciona este tipo de escaneado, se ha buscado una alternativa económica para recrear un proceso de reconstrucción con las piezas del Museo de Ingeniería, Tecnología e Industria (MITI) de la Universidad Politécnica de Cartagena (UPCT). Existen diversas aplicaciones para la reconstrucción 3D mediante imágenes, tales como Autodesk 123D Catch, Microsoft PhotoSynth, Patch-Based Multi-View Stereo (PMVS), PixelStruct, VisualSize, Bundler, BigSFM o OpenPhotoVR, entre otras. Existen estudios previos comparando resultados de reconstrucción de algunos de estos programas. Por ejemplo, entre Microsoft PhotoSynth y PMVS [6], donde el estudio se probó con diferentes tipos de frutas y el resultado de reconstrucción fue que el software PMVS dió mejores resultados al aplicar texturas, proceso que PhotoSynth ni siquiera lleva implementado. Otro estudio se realizó entre Microsoft PhotoSynth, PMVS y 123D Catch [7], donde los elementos que se escanearon fueron piezas mecánicas metálicas y los resultados ofrecieron una visión clara de la calidad de las reconstrucciones con el software 123D Catch.

Muchos son los ejemplos donde se utiliza el escaneado y la reconstrucción tridimensional de objetos relacionados con el patrimonio cultural para crear museos virtuales. También existen varios ejemplos de esta aplicación con la herramienta Autodesk 123D Catch donde se reconstruyen entornos arquitectónicos y arqueológicos como medio de conservación y difusión.

Autodesk 123D Catch es un software que fue lanzado oficialmente en febrero de 2009 y consiste en un conjunto de herramientas de diseño asistido y modelado 3D creadas por Autodesk. Está basado en Autodesk Inventor y dispone de las herramientas básicas de dibujo y modelado, de soporte en línea y capacidad de exportar a otros formatos de diseño asistido por ordenador.

Uno de los primeros trabajos que se realizan en base a este programa, es el presentado por Cervera et al. [8], los cuales eligen 123D Catch junto a otros programas para realizar un estudio de acústica, realizando pruebas de modelado 3D de espacios cerrados. En este mismo campo de la arquitectura, Barsanti et al. [9] presentan reconstrucciones obtenidas por metodología láser y a partir de imágenes; y Santagati et al. [10] estudian los posibles errores de medida entre diferentes elementos arquitectónicos y sus reconstrucciones 3D obtenidas a partir de imágenes. En dicho estudio se analiza la precisión métrica de 123D Catch en contraposición a los estudios de precisión visual que se venían haciendo hasta el momento. El estudio concluyó que los errores de medida eran del orden de milímetros en estatuas y de 1-2 centímetros en fachadas y edificios, y que estaban afectados directamente por la calidad de la malla generada y por la resolución de la cámara utilizada (recomendaban de 6 a 12 Megapíxeles). Otro estudio comparativo lo presentan Lerma et al. [11], donde se comparan los resultados de software de modelado basado en la imagen de tres programas (Autodesk 123D Catch, FOTOGIFLE y VisualSFM) con los resultados de mediciones laser en tiempo de vuelo (time-of-flight) en dos pinturas rupestres distintas.

Este tipo de tecnologías de reconstrucción 3D destaca por su flexibilidad, facilidad de manejo y su bajo coste, características muy adecuadas para su uso en museos, los cuales pueden tener un acceso limitado a herramientas más sofisticadas y de coste más elevado para realizar reproducciones digitales de sus piezas. Este el caso de Ramirez-Sanchez et al. [12] con El Museo Arqueológico Nacional de Madrid, que con la ayuda de 123D Catch han reproducido digitalmente inscripciones romanas en una amplia tipología de documentación epigráfica (piedra, bronce, arcilla), con resultados óptimos para la catalogación, estudio y difusión de este tipo de documentación histórica.

2. Materiales y métodos

Los campos de aplicación que puede tener el escaneado y la reconstrucción tridimensional basados en la imagen son muy amplios: medicina, arqueología, ingeniería, etc. El enfoque de este estudio va dirigido hacia un museo virtual con objetos presentes en el MITI de la UPCT. La digitalización de este tipo de piezas supone un acceso para que los estudiantes de la universidad o el público en general puedan acceder de forma virtual a todo tipo de objetos que forman parte de la historia tecnológica y potenciar así una cultura científica muy importante en futuros ingenieros.

Durante el presente estudio se ha realizado el escaneado y reconstrucción de tres objetos seleccionados del MITI, piezas diferentes en cuanto a formas y texturas, con el objetivo de valorar la idoneidad de la utilización de este tipo de tecnologías para su digitalización.

2.1. Materiales

La obtención de las imágenes se realizó en un entorno dinámico, donde las piezas permanecen fijas y las fotografías se toman alrededor de ella (Fig. 1). La cantidad de fotografías que se recomienda tomar se encuentra entre 40 y 70, tomadas alrededor de la pieza y a dos alturas distintas (0º y 30º aproximadamente).

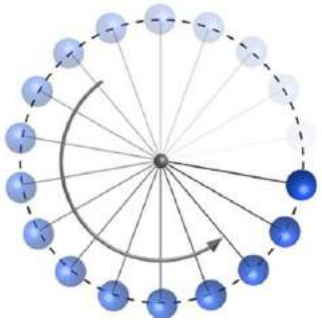


Figura 1: Movimiento angular alrededor del objeto fotografiado.

La cámara empleada para realizar las fotografías de este estudio ha sido una Cámara Reflex Digital Nikon D80, de 10 megapíxeles de resolución y una sensibilidad calibrada de 100 a 1600 ISO.

El ordenador utilizado, para todos los procesos de reconstrucción, importación y exportación de datos, posee un procesador Intel® Core ™ i7-4790k 4GHz, con un sistema operativo Windows 7 Profesional de 64 bits y una memoria RAM de 16 GB.

2.2. Piezas de estudio

Las piezas escogidas del MITI para el estudio son diferentes en cuanto a color, texturas y geometría, con el fin de poder comprobar en los resultados la fiabilidad y fidelidad de la herramienta a la hora de reconstruir los objetos tridimensionalmente. Las piezas son: una calculadora mecánica de sobremesa Minerva, una calculadora mecánica de sobremesa Facit y una brújula con tabulación de senos (Fig. 2-4).



Figura 2: Calculadora mecánica de sobremesa Minerva (modelo 1952).



Figura 3: Calculadora mecánica de sobremesa Facit C1-13.

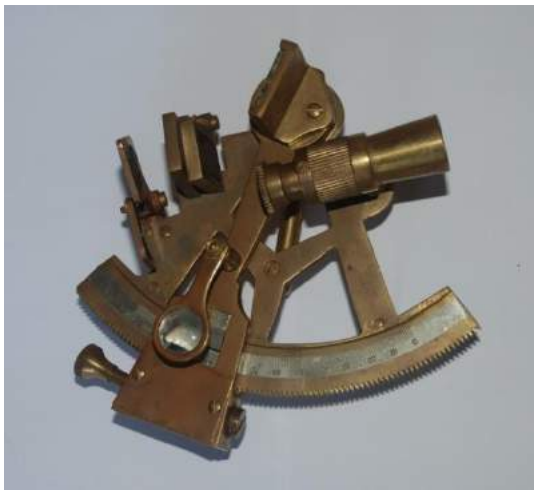


Figura 4: Brújula con tabulación de senos.

2.3. Aspectos relevantes en el proceso de escaneado

El proceso que se ha seguido para escanear los objetos ha sido un proceso progresivo hasta conseguir resultados aceptables de reconstrucción.

Hay que tener en cuenta que el proceso de fotografiado de los objetos no ha sido profesional, no se ha realizado con material ni entornos profesionales por lo que se han buscado alternativas al alcance del museo.

Se han tenido en cuenta varios aspectos en el presente estudio:

- Iluminación: las fotografías se han realizado con distintos tipos de iluminación: en el interior del museo, con luz natural y luz artificial, y en el exterior.
- Flash: se ha utilizado flash cuando la iluminación era deficitaria en el interior, y no se ha utilizado cuando con la luz natural era suficiente.
- Superficie de apoyo: se ha utilizado una base lisa (de color blanco o verde) y una base de periódico, para comprobar si afectaba en la reconstrucción de los objetos.

2.4. Autodesk 123D Catch

La interfaz de Autodesk 123D Catch es sencilla de utilizar y muy intuitiva. Es necesario crear previamente una cuenta en la web de Autodesk, la cual es también necesaria para descargar el instalador de 123D Catch.
Para crear la reconstrucción, se selecciona "Create a New Capture", tras lo cual emerge el explorador de archivos en el que se seleccionan y cargan las fotografías deseadas para la reconstrucción. A continuación, 123D Catch sube las fotografías a los servidores de Autodesk, genera la reconstrucción, le añade texturas y la vuelve a descargar para ser visualizada en el programa. De esta forma las reconstrucciones son de buena calidad a la vez que rápidas y sin consumir recursos de memoria ni CPU del usuario, dependiendo únicamente del ancho de banda existente en la conexión a Internet.

3. Resultados

El proceso de toma de fotografías y reconstrucción es el mismo para todas las piezas seleccionadas: la calculadora mecánica de sobremesa Minerva, la calculadora mecánica de sobremesa Facit y la brújula con tabulación de senos. A continuación, se muestran los resultados obtenidos de todas las reconstrucciones de las piezas.



Figura 5: Resultados de reconstrucción de la calculadora mecánica de sobremesa Minerva.

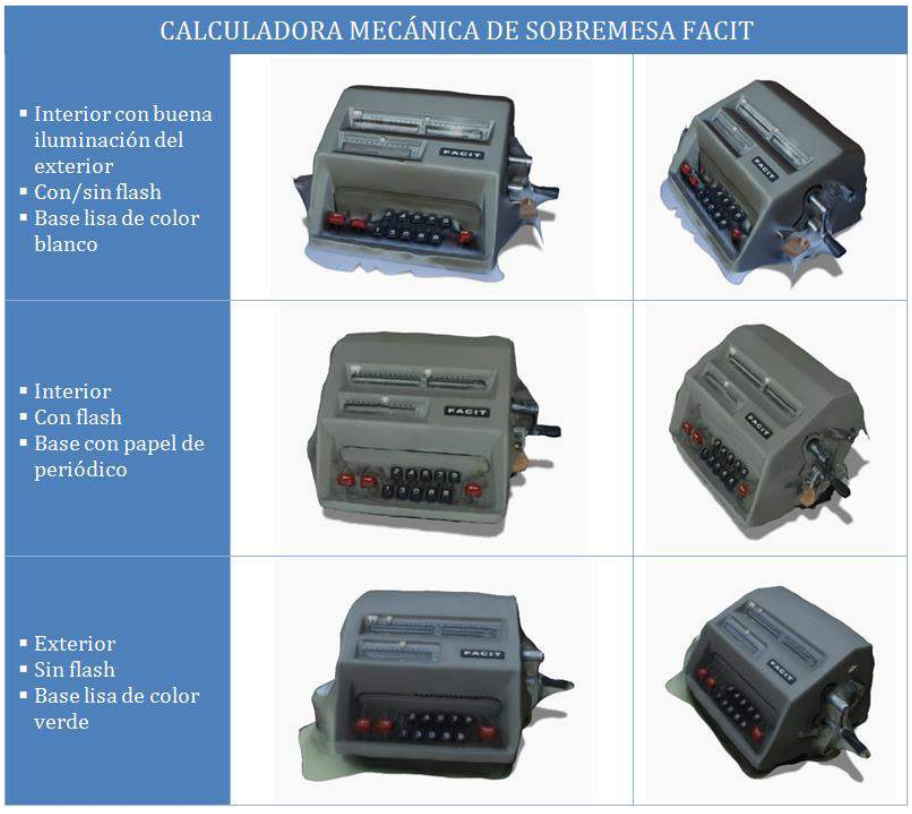


Figura 6: Resultados de reconstrucción de la calculadora mecánica de sobremesa Facit.



Figura 7: Resultados de reconstrucción de la brújula con tabulación de senos.

En la tabla 1 se pueden comparar los resultados de reconstrucción con las características valoradas.

Tabla 1: Tabla comparativa de resultados

	Calculadora mecánica de sobremesa Minerva			Calculadora mecánica de sobremesa FACIT			Brújula con tabulación de senos		
Características	**A**	**B**	**C**	**A**	**B**	**C**	**A**	**B**	**C**
Colores	+	-	++	++	++	+	+	+	++
Texturas	++	-	++	++	++	++	+	-	++
Detalles del modelo	++	-	++	++	+	+	++	-	++
Definición de huecos	+	-	++	+	++	++	+	-	+
Bordes	+	-	++	++	++	++	+	-	+

Especialmente adecuado ++ *Moderadamente adecuado* + *Inadecuado* -

A *Interior con buena iluminación exterior / Con-sin flash / Base color liso blanco*

B *Interior / Con flash / Base papel de periódico*

C *Exterior / Sin flash / Base color liso verde*

Analizando los resultados de todas las reconstrucciones se pueden obtener las siguientes valoraciones:

- La calculadora mecánica de sobremesa Minerva, que se puede definir como una pieza compacta de color negro, mejora notablemente la reconstrucción cuando se realizan las fotografías con luz natural viendo que la base no afecta en ninguna de las pruebas.
- La calculadora mecánica de sobremesa Facit, que se puede definir como una pieza compacta de color claro, no se aprecian diferencias demasiado notables en las tres reconstrucciones, quedando bien definida en todas ellas.
- La brújula con tabulación de senos, que se puede definir como una pieza metálica, irregular y con partes de poco espesor, tiene resultados muy dispares, afectando mucho la iluminación a la definición de toda la pieza en la reconstrucción.

4. Conclusiones

El objetivo de este estudio es analizar la viabilidad de la herramienta 123D Catch para digitalizar piezas del Museo de Ingeniería, Tecnología e Industria de la Universidad Politécnica de Cartagena. Esta herramienta se basa en el escaneado y reconstrucción 3D de objetos a partir imágenes; éste método es llamado modelado y renderizado 3D basado en la imagen (MR3DBI), y utiliza un conjunto de fotografías en 2D para generar un modelo tridimensional. Se ha elegido la herramienta 123D Catch por ser de las más utilizadas en la actualidad y ofrecer un alto porcentaje de éxito.

En este análisis se ha realizado una comparativa de tres piezas del museo: la calculadora mecánica de sobremesa Minerva, la calculadora mecánica de sobremesa Facit y la brújula con tabulación de senos. Todas ellas son piezas con características diferentes en cuanto a color, texturas y geometría, y se han variado características del entorno para encontrar las que mejor resultados ofrecían.

Con este tipo de herramienta no existe un gran rigor en cuanto a la precisión de los equipos pero sí destaca su facilidad de manejo, bajo coste y flexibilidad, características que la hacen muy apropiada para su uso en este tipo de museos que no disponen de la posibilidad de acceder a otro tipo de herramientas de coste mucho más elevado.

Se han mostrado diferentes resultados de reconstrucción donde se ha podido comprobar que las características superficiales del tipo de pieza influyen en el resultado final, pero una buena iluminación en el entorno de la pieza mejora sustancialmente la calidad de la misma.

La utilización de este tipo de herramientas para digitalizar piezas de museo sirve para dar un paso más en la conservación y difusión de todo lo que alberga en su interior. Con este tipo de acciones se ofrece la posibilidad de mostrar, de manera virtual, objetos que forman parte de nuestra historia tecnológica, potenciando además una cultura científica muy importante en futuros ingenieros.

5. Referencias

[1] R. G. Wang, H. L. Dong, M. W. Wu,Q. F. Wu, 2014. Research and design of digital museum based on virtual reality, 2014 International Conference on Materials Science and Computational Engineering, ICMSCE 2014. Trans Tech Publications, Qingdao, pp. 2516-2520.

[2] J. M. Kim, D. K. Shin,E. Y. Ahn, 2011. Image-based modeling for virtual museum, 2011 International Conference on Multimedia, Computer Graphics and Broadcasting, MulGraB 2011, Held as Part of the 3rd International Mega-Conference on Future-Generation Information Technology, FGIT 2011, in Conjunction with GDC 2011, Jeju Island, pp. 108-119.

[3] B. Alsadik, M. Gerke, G. Vosselman, A. Daham,L. Jasim. Minimal camera networks for 3D image based modeling of cultural heritage objects. Sensors, 14 (2014), 5785-5804.

[4] Y. Qi, S. Yang,S. Cai. Method for reconstruction and representation 3D models in digital museum. J. Comput. Inf. Syst., 4 (2008), 1721-1726.

[5] A. Martos,B. Ruiz. Realistic virtual reproductions. Image-based modelling of geometry and appearance. In Proc. of 1st International Congress on Digital Heritage, DigitalHeritage 2013 (2013), pp. 127-134.

[6] F. Cavas Martínez, C. A. Pérez Sánchez, D. G. Fernández-Pacheco, D. Escarabajal Henarejos, F. J. F. Cañavate,J. Nieto. Reconstrucción tridimensional de frutas a partir de imágenes digitales para su análisis. In Proc. of I Symposium Nacional de Ingeniería Hortícola "La Agromótica en la Horticultura" (2014), pp. 1-4.

[7] F. Cavas Martínez, C. A. Pérez Sánchez, J. Adrían Sáez, F. J. F. Cañavate, J. Nieto,D. G. Fernández-Pacheco. Empleo de imágenes digitales para reconstrucción tridimensional de componentes. In Proc. of 18th International Congress on Project Management and Engineering (AEIPRO 2014) (2014), pp. 1-10.

[8] O. Cervera, A. Moya, L. Querol, A. Planells, C. Pérez,R. Montell. Técnicas de modelado tridimensional y su aplicación en la auralización de espacios. In Proc. of VIII Congreso Ibero-Americano de Acústica (2012).

[9] S. G. Barsanti, F. Remondino,D. Visintini. Photogrammetry and laser scanning for archaeological site 3D modeling - Some critical issues. In Proc. of 2nd Workshop on the New Technologies for Aquileia, NTA 2012 (2012), pp. B1-B10.

[10] C. Santagati,L. Inzerillo. 123D Catch: Efficiency, Accuracy, Constraints and Limitations in Architectural Heritage Field. International Journal of Heritage in the Digital Era, 2 (2013), 263-290.

[11] J. L. Lerma, S. Navarro, A. E. Seguí,M. Cabrelles. Range-Based Versus Automated Markerless Image-Based Techniques For Rock Art Documentation. The Photogrammetric Record, 29 (2014), 30-48.

[12] M. Ramirez-Sanchez, J. P. Suarez-Rivero,M. Costas. Digital epigraphy: low-cost 3D technology provides online and mobile access to image-based modeling. Prof. Inf., 23 (2014), 467-474.

Aplicación de la Ingeniería Asistida por Ordenador a los Ingenios Mecánicos Antiguos. Recuperación virtual de un Molino Harinero.

R. López Garcia [1], M. Zamora Morillas[2], R. Dorado Vicente[3], F.J. Trujillo Vilches[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rlgarcia@ujaen.es*

[2]*Estudiante de Grado de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. zamorillas@gmail.com*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rdorado@ujaen.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Civil, de Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. trujillov@uma.es*

La Arqueología Industrial se centra en el estudio de ingenios mecánicos y comportamientos sociales que se dieron en gran parte, durante la época de la Revolución Industrial y posteriormente a ella. Investiga las tecnologías seguidas, materiales empleados, incluso técnicas y procedimientos que utilizaron nuestros antepasados para su fabricación. Mucho más actual es el concepto de Diseño e Ingeniería Asistida por Ordenador, que aplicado a la recuperación del patrimonio histórico industrial, consigue además de una reconstrucción gráfica, una recuperación virtual del funcionamiento.
Adyacente a estos módulos gráficos, existen potentes módulos de análisis mecánico con los que se consigue conocer parámetros de diseño y técnicas de fabricación que desarrollaban nuestros antepasados para la ejecución de los artilugios mecánicos que han sido de vital importancia para el desarrollo de mecanismos actuales. En este artículo se presenta un estudio histórico de los distintos ingenios hidráulicos de la comarca jienense de Sierra de Cazorla durante el siglo XX, centrándose a continuación en el estudio histórico-tecnológico del molino Juan-Tíscar, situado a la ribera del rio Cerezuelo en la localidad de Cazorla. Seguidamente se realiza una reconstrucción gráfica y una animación virtual para acercar al lector al entendimiento de su funcionamiento tanto mecánico como hidráulico. También se obtiene, mediante análisis computarizado, parámetros de diseño, materiales y técnicas empleadas por el maestro harinero.

1. Introducción

Este artículo ha sido fruto de un Trabajo Fin de Grado de la Escuela Politécnica Superior de Jaén. Pertenece a la línea del estudio tanto histórico como tecnológico de ingenios mecánicos, cuyos objetivos, que también se desarrollan en el presente artículo, son los de analizar históricamente un antiguo mecanismo y tecnológicamente realizar su análisis mecánico, simulaciones y reconstrucción virtual. Las actuales y potentes herramientas de Diseño e Ingeniería Asistida por Ordenador, permiten el modelado y recreación virtual con materiales y texturas fieles a la realidad además de incluir potentes módulos de cálculo que permiten la realización de simulaciones mecánicas. Aprovechando el actual auge y avances tecnológicos del prototipado rápido, se expone en este artículo, la aplicación de esta tecnología a la Arqueología Industrial. Este artículo se centra en el patrimonio industrial de la comarca Sierra de Cazorla (Jaén) y posteriormente en el estudio de un molino hidráulico harinero en la localidad de Cazorla.

Desde el comienzo de la humanidad, los seres humanos hemos ido avanzando y resolviendo problemas cotidianos en gran parte gracias al desarrollo de la tecnología. Estos avances junto a la cultura y situación geográfica han hecho que para un mismo objetivo se desarrollen distintos mecanismos como por ejemplo es el caso de los molinos. Pues bien, en 1998, Sampedro Fernández realizó una clasificación de los molinos según su fuente de energía, entre los que distinguía las categorías ‘de sangre’, ‘de agua’, ‘de viento’ y ‘otros más actuales’; situando dentro de cada categoría distintos tipos.

De los diferentes molinos y otros ingenios mecánicos habidos desde principios de la humanidad, pocos eran los conocimientos, históricos y tecnológicos, acerca de ellos hasta bien entrado el siglo XX. Hay que remontarse hasta la Gran Bretaña de 1955 para hablar del concepto de Patrimonio Industrial, englobado dentro del campo del Patrimonio Histórico y Cultural y referido básicamente a explicaciones y estudios de carácter arquitectónico. Posteriormente su ámbito va ampliándose a las máquinas, herramientas, útiles, instalaciones y vías de transporte y comunicación, después se dio cabida no sólo a las huellas físicas y materiales, sino también a aspectos

inmateriales como las técnicas, los procedimientos, los comportamientos y los testimonios de los trabajadores [1].

2. La comarca de La Sierra de Cazorla y patrimonio industrial de Cazorla.

En este trabajo se realiza el estudio del patrimonio industrial en la comarca de Sierra de Cazorla, situada en el sureste de la provincia de Jaén, englobando los términos municipales de Cazorla, Chilluevar, Hinojares, Huesa, La Iruela , Peal de Becerro, Pozo Alcón, Quesada y Santo Tome. En la figura 1, se observa la localización de dicha comarca en Andalucía así como los distintos municipios por los que está formada.

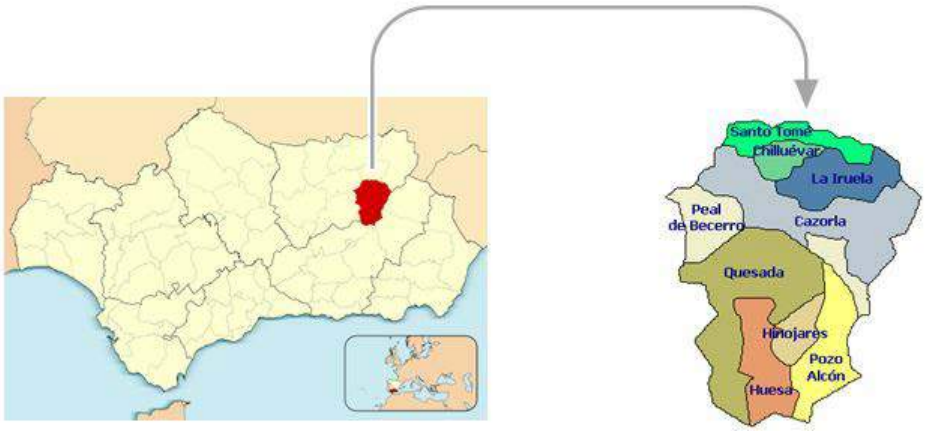


Figura 1: Situación de la comarca Sierra de Cazorla y sus municipios.

Gran parte del territorio de la comarca forma parte del Parque Natural de la Sierra de Cazorla, Segura y Las Villas aportando uno de los pilares económico de la comarca, el turismo rural.

El otro gran pilar es la agricultura, en la actualidad principalmente está basada en el cultivo del olivo. Este cultivo no siempre ha sido óleo, ya que anterior al siglo XX, las tierras estaban prácticamente cubiertas por la siembra de cereales. Entre ellos, destacaba el cultivo de trigo para la elaboración de pan como alimento básico. De ahí la abundante existencia de molinos en la zona.

A día de hoy es posible conocer los ingenios mecánicos e industrias del municipio de Cazorla y para ello se ha recurrido a la información oral de los habitantes de la zona y de la documentación histórica, principalmente del Catastro del Marqués de la Ensenada y del Diccionario histórico geográfico estadístico y sus posesiones de ultramar de Pascual Madoz [2].

A mediados del siglo XVIII, Don Zenón de Somodevilla, Marqués de la Ensenada y Secretario de Hacienda, recibió el encargo de realizar un Catastro [3] (al que se le dio su nombre), que pudiera dar pie a implantar una Única Contribución frente a la variedad de impuestos existentes. Consistió en 40 preguntas conocidas como "Respuestas Generales", respondidas bajo juramento por los expertos y notables del lugar. Se realizó en todos los municipios del reino de Castilla (unos 13000) y entre las preguntas había una que hacía referencia a los molinos existentes:

Pregunta 17. Si hay algunas minas, salinas, molinos harineros o de batanes u otros artefactos en el término, distinguiendo de qué metales y de qué uso, explicando sus dueños y lo que se regula produce cada uno utilidad al año.

En lo respecto al cuestionario realizado en Cazorla, Norman Ball escribió una traducción al castellano moderno de dicho cuestionario para una mejor localización y entendimiento [4]. A continuación se presenta una tabla que resume la industria expuesta como respuesta a la pregunta 17 para el municipio de Cazorla:

Minas	**3**
Salinas	**1**
Molinos harineros	**18**
Molinos de aceite	**7**
Tenerías	**2**
Sierras de agua (aserraderos)	**1**
Hornos para cocer pan	**16**

Tabla 1. Inventario de Cazorla.

Tras consultar el Diccionario de Pascual Madoz se confirmaron que los datos registrados por el Catastro de la Ensenada varían principalmente en un aumento de molinos de aceite y una disminución de molinos harineros.

Este aumento del cultivo olivar se puede apreciar en la actualidad, donde la comarca Sierra de Cazorla y el resto de la provincia de Jaén destacan por su elevada producción de aceite de oliva.

3. Historia del molino hidráulico harinero *Juan Tíscar.*

Debido a la importancia, cantidad y buen estado de conservación se decidió enfocar el estudio al molino hidráulico harinero de *Juan Tíscar* situado en Cazorla (Figura 2).

El molino de *Juan Tíscar* se encuentra situado en el casco antiguo del municipio de Cazorla, a la derecha de la ribera del rio Cerezuelo o rio de la Vega. La edificación es la típica de la zona: gruesos muros construidos con la técnica del tapial (amasijo hecho a base de barro, paja y piedra), techos formados por vigas de madera y tejados a dos aguas cubiertos por teja árabe [5].



Figura 2: Arquitectura del molino de Juan Tíscar.

La edificación, y por consiguiente el molino, están datados de Mayo de 1892 tal y como indica una placa en la fachada. Estuvo en producción mínimo hasta septiembre de 1977 dado que durante el trabajo de campo se han encontrado carteles y fechas grabadas en la pared, dándole un tiempo productivo de unos 85 años.

4. Funcionamiento del molino hidráulico harinero *Juan Tíscar.*

El grano del cereal recolectado del campo, generalmente trigo, se depositaba sobre la tolva de recepción de la limpia/lavadora. En esta máquina, con una serie de cribas y un tornillo sin fin con un flujo de agua constante se conseguía a la salida un grano totalmente limpio y con el grado de humedad deseado. Se trasladaba el grano hasta la mesa de molienda (Figura 3) donde se deja caer entre dos piedras circulares, la inferior está fija y la superior gira produciendo la trituración de los granos. Las piedras tienen unos surcos picados a cincel para facilitar la trituración y el avance de los granos triturados.

Debido al gran peso de la piedra superior (700 kg aproximadamente) se disponía de una grúa llamada cabria en la que su extremo tiene un tornillo de potencia que permite la elevación de la piedra para su picado.



Figura 3: Izquierda: sala de molienda. Derecha: bóveda de rodeznos.

La potencia de este molino procedía del rodezno, de forma circular con 24 álabes que convertían el impacto del agua sobre ellos en un movimiento rotatorio.

El agua que incidía sobre el rodezno, llegada directamente del cauce del rio, era acumulada en un cubo de presión haciendo que la velocidad a la salida fuese hasta 10 veces superior a la de entrada.

La harina saliente entre las piedras era recogida en el harinal y posteriormente pasada al torno de cernido donde se separaba la harina del salvado o cascaras.

El movimiento era transmitido desde el rodezno a cada una de las partes móviles de las maquinas del molino a través de poleas de madera y correas de cuero.

En el molino de *Juan Tíscar* hay dos pares de piedras para moler, uno para la producción de harina para hacer pan y otro para hacer comida de animales. Se presenta a continuación el diagrama de flujo seguido según el uso al que fuese destinado el cereal triturado:

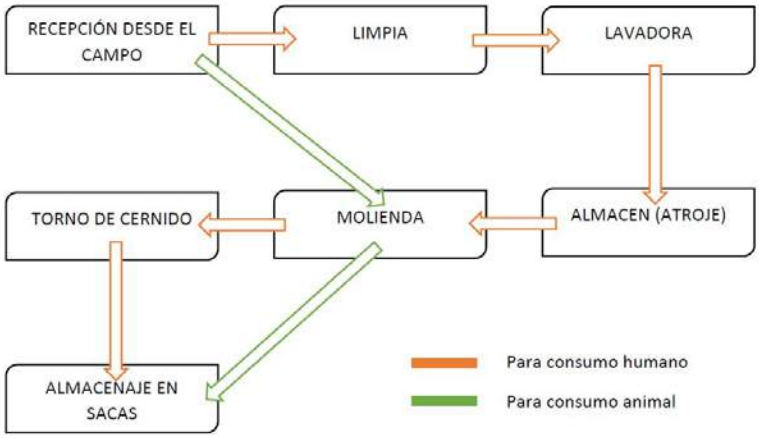


Figura 4: Diagrama de flujo en funcion del uso destinado.

5. Trabajo de campo

La primera fase del trabajo de campo ha consistido en la catalogación e inventario de los molinos harineros localizados en el municipio de Cazorla, ayudados por testimonios orales del cronista oficial del municipio. De cada uno se establece su situación y un reportaje fotográfico y descripción de los restos y de su historia. Se han identificado un total 12 molinos a lo largo del curso del rio Cerezuelo, destacando que la mayoría están en ruinas o incluso desaparecidos.

A continuación nos centramos en el estudio del molino de *Juan Tíscar* dadas sus buenas condiciones de conservación permitiendo su estudio mediante la realización de tres tareas simultáneamente:

a) Toma de datos, esquemas y croquis acotados que servirán para la realización de los planos de conjunto y de detalles como partida para el modelado y estudio de los parámetros de diseño como velocidades. Para esta tarea se han utilizado distintos instrumentos de medida (Figura 5).



Figura 5: Nivel laser autonivelante para tomar medidas.

b) Reportaje fotográfico, utilizado para la catalogación de la maquinaria y también como ayuda para el modelado geométrico permitiendo un mejor entendimiento del posicionamiento de las maquinas, sus relaciones de posición, sus materiales y texturas.

c) Toma de testimonios por entendidos locales en molinería y por la actual propietaria del molino, familia de los antiguos maestros molineros, recogiendo datos de su funcionamiento, mantenimiento y técnicas de construcción empleadas.

6. Reconstrucción gráfica

A continuación se realiza un modelado geométrico de toda la maquinaria. Para esta fase, nos apoyamos en el estudio de campo (croquis, fotos y videos).

6.1. Modelado 3D

El modelado del conjunto molinero se ha realizado con el software *Solidworks*, una potente herramienta de modelado de sólidos. Con los datos obtenidos en el trabajo de campo se realiza el modelado de cada uno de los componentes de molino (Figura 6).

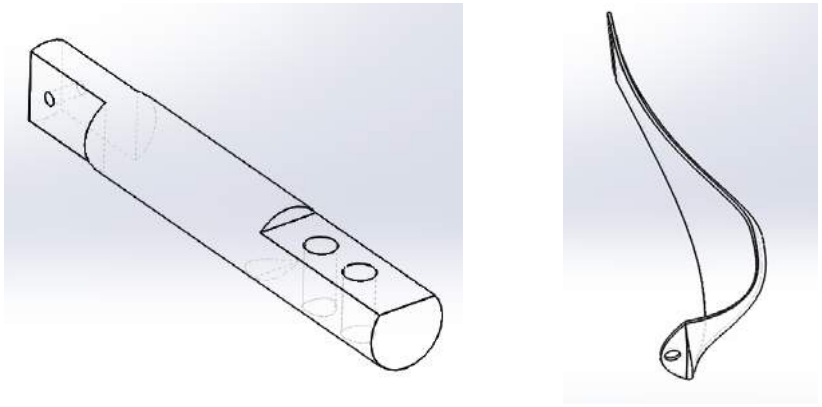


Figura 6: Izquierda: modelado geométrico de la viga horizontal de la cabria. Derecha: modelado geométrico del alabe del rodezno.

El molino está formado por un conjunto de máquinas y a su vez estas máquinas están constituidas por distintos componentes. Es necesario realizar un correcto ensamblaje de todas las piezas modeladas estableciendo unas relaciones de posición y teniendo en cuenta permitir los mismos grados de libertad que tiene la maquinaria real (Figura 7).

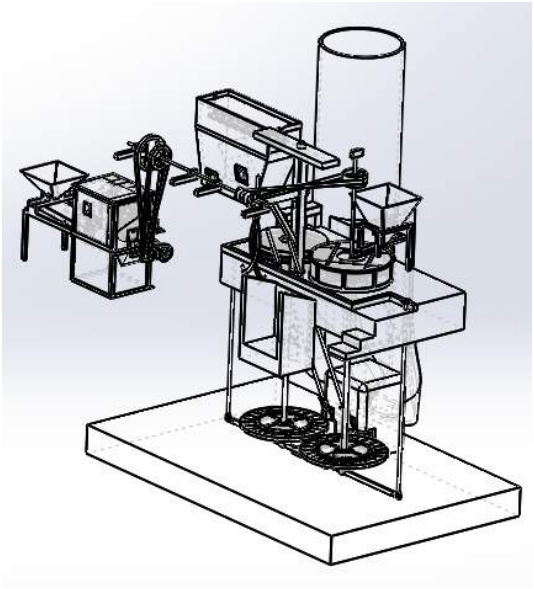


Figura 7: Ensamblaje del conjunto molinero.

6.2. Recreación virtual

A partir del modelo 3D generado en la etapa anterior se puede obtener una visualización mucho más realista del molino utilizando el módulo *PhotoView 360* del software *Solidworks.*

Para ello ha dicho modelo se le aplicarán texturas que provienen directamente de fotografías realizadas a los materiales de los componentes del molino y que son tratadas mediante el software *Photoshop* para adaptarlas de modo que se consiga una recreación fiel a la realidad.

La iluminación es otro aspecto imprescindible a tener en cuenta para una recreación virtual ya que consigue un aspecto más real del modelado 3D de las máquinas. La iluminación exterior se consigue activando la iluminación del sol y especificando las coordenadas del molino así como la época del año deseada. La iluminación interior se consigue añadiendo puntos de luz en las zonas que deseemos. En la figura 8, se muestran algunas escenas obtenidas del estudiado.



Figura 8: Izquierda: bóveda de los rodeznos. Derecha: sala de molienda.

Los actuales software de diseño permiten la opción de realizar videos de la geometría modelada permitiendo un mejor entendimiento de todo el conjunto en general y de cada máquina y sus componentes ocultos. Para realizar la animación es necesario calcular las velocidades de giro de todos los ejes y poleas del conjunto molinero.

7. Análisis ingenieril.

Sabiendo que la velocidad de giro de las piedras volanderas es de 114.1 r.p.m. según la bibliografía consultada [6], es posible obtener las velocidades de los ejes restantes a través de las relaciones de transmisión. En la figura 8 se muestran todos los elementos (ejes y poleas) sometidos a un giro y su velocidad angular calculada.

Igualmente, se puede realizar una estimación de las tensiones a las que se encuentra sometido un componente. Con el módulo de *Simulation* de *Solidworks* y empleando la técnica de los elementos finitos (FEM) se ha realizado un simulación de las tensiones a las que está sometida una de las asas de la cabria al elevar la piedra superior o volandera. El peso elevado se calcula a partir de las dimensiones y la densidad de la piedra (350 Kg a elevar por cada asa):

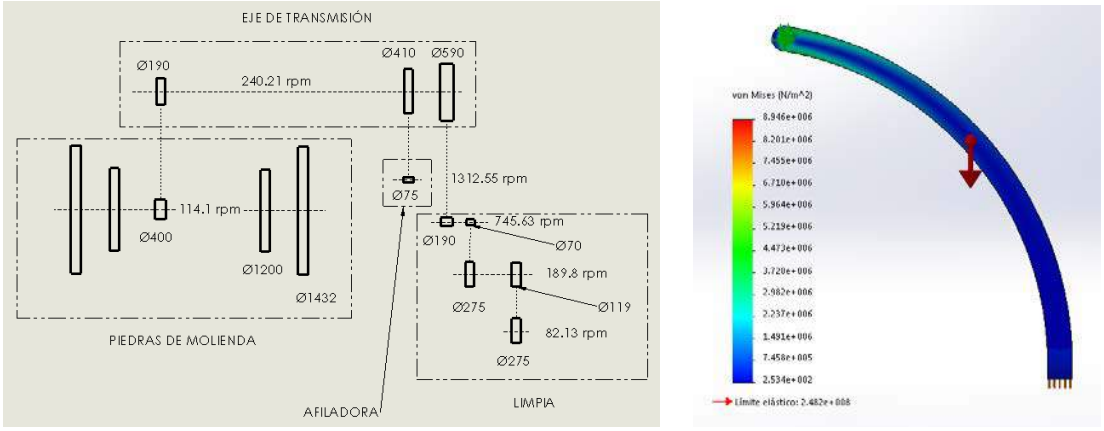


Figura 9: Izquierda: Esquema de la transmisión de todos los ejes del ingenio. Derecha: análisis FEM.

Con la ayuda de datos bibliográficos se puede llegar a estimar la producción anual para el molino *Juan Tíscar*, llegando a ser esta de unas 958 toneladas de molienda al año que tras pasar por el torno de cernido se obtendría un 90% en harina, es decir, 962.2 toneladas de harina anuales.

Otro dato interesante a calcular sobre un molino hidráulico de rodezno es la utilidad de la cabria y su tornillo de potencia situado en el extremo para elevar la piedra superior. Con la teoría de los tornillos de potencia se ha podido calcular que la fuerza a aplicar para elevar la piedra volandera es de 279.1 N mientras que para bajarla es de 234.3 N

8. Prototipado rápido del molino hidráulico de rodezno

Dado el gran avance tecnológico de los últimos años, a día de hoy es posible a partir de un modelo digital realizado mediante DAO, la impresión de éste en las tres dimensiones del espacio. Hay gran variedad de materiales que se pueden utilizar para técnicas de prototipado rápido, desde polímeros hasta superaleaciones de titanio pasando por papel y cerámica.

Existen diferentes técnicas de prototipado rápido, y para este trabajo se ha utilizado la técnica FDM (fused deposition modeling). Esta técnica consiste en depositar polímero fundido (con la ayuda de un extrusor caliente) realizando una determinada forma en 2D, a continuación el extrusor se eleva decimas de milímetro y se vuelve a realizar otra forma en 2D consiguiendo que la superposición de capas en 2D creen un modelo en 3D. Para las zonas que se encuentren en voladizo, el software realiza de forma automática una estructura de soporte que se retira al finalizar. Para esta técnica el polímero empleado es ABS o PLA (utilizado en nuestro caso).

Esta técnica FDM, tiene algunas ventajas como la gran variedad de materiales utilizables, el menor coste de las máquinas y materiales o que las piezas de plástico generadas son más resistentes, según Gibson et al. [7].

Todo molino hidráulico de rodezno tiene ciertos componentes básicos y en común que hacen posible el objetivo de moler el grano de un cereal. Se ha realizado un prototipado rápido mediante FDM de estos componentes básicos que permiten una mejor visualización espacial del ingenio hidráulico.

Para ello se ha partido del modelado de dichos componentes anteriormente citados y han sido exportados como .stl (mallado empleando triángulos). Posteriormente y usando el software *Cura* han sido situados sobre la cama de impresión de la impresora *bq Witbox* y se han configurado parámetros como velocidad de impresión, temperatura de impresión, densidad de la pieza, brim, etc. (Figura 10).

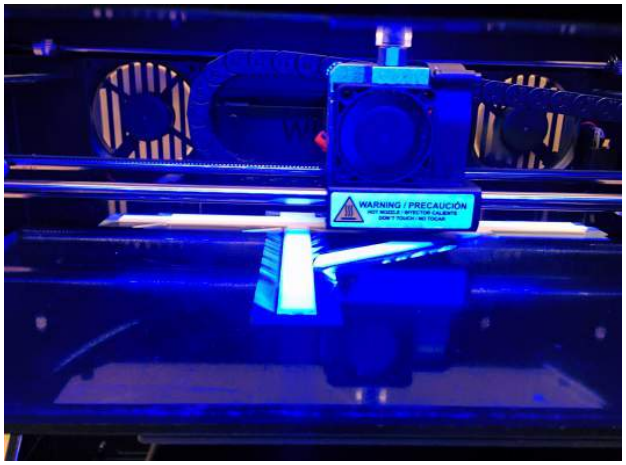


Figura 10: Impresion de la cabria.

Una vez impresas todas las piezas necesarias (unas 38 horas de impresión y 120 metros de polímero PLA), se ha realizado un Postprocesado mediante la aplicación de una resina epoxi, lijado y pintado en ese orden. Por ultimo las piezas se han ensamblado tal y como lo están en la realidad (Figura 11).



Figura 11: Izquierda: impresión de todas las piezas. Derecha: postprocesado y ensamblaje de la impresion.

9. Conclusiones y desarrollos futuro

Durante el trabajo de campo, fueron numerosos los molinos visitados y cada uno poseía características diferenciadas que los hacia 'únicos'. Es por ello que se podría seguir con el análisis y estudio de diferentes ingenios antiguos dado que no existen dos iguales y cada uno esconde entrañables historias con siglos de antigüedad.

10. Bibliografía y referencias

[1] A. Bellido Blanco. Aproximación al patrimonio industrial de la Tierra de Campos palentina. PITTM, 77, Palencia, (2006), pp.263-293.

[2] P. Madoz. Diccionario geográfico-estadístico-histórico de España y sus posesiones de ultramar, (1806-1870).

[3] Catastro Marqués de la Ensenada, Archivo General de Simancas, 1752.

[4] Norman Ball. Cazorla 1751, Según las respuestas generales del catastro de la ensenada. Alcabala del viento.

[5] Andalucía, P. I. (1992). *Instituto Andaluz del Patrimonio Histórico*. Obtenido de http://www.iaph.es/patrimonio-inmueble-andalucia/resumen.do?id=i18701

[6] Valle JM (1833). Tratado sobre el movimiento y aplicaciones de las aguas: en el cual se manifiesta por métodos sencillos, claros, y exactos, cuanto pertenece a su conducción, distribución y elevación, según los diferentes objetos a que se destinen, para satisfacer las necesidades de los pueblos. Imprenta de D. Miguel de Burgos. Madrid, España. 3 volúmenes.

[7] I. Gibson, D.W. Rosen, B. Stucker. Additive Manufacturing Technologies: Rapid Proto-typing to Direct Digital Manufacturing. Springer Science & Business Media, (2009).

Estudio histórico-tecnológico del carro que apunta al sur

R. López García [1], A. J. Cañabate López[2], R. Dorado Vicente[3], G. Medina Sánchez[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rlgarcia@.ujaen.es*

[2]*Estudiante del Grado de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. ajcl0005@red.ujaen.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rdorado@.ujaen.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. gmedina@.ujaen.es*

El carro que apunta al sur fue creado y utilizado por la cultura china como método para orientarse, existen indicios que hacen pensar que su origen data del primer milenio A.C. pero la historia retrasa su origen al siglo III D.C. Se trata de una brújula mecánica que utilizaba, lo que hoy conocemos como mecanismo diferencial, para mover una figura situada en su parte superior contrarrestando el movimiento de rotación, con lo que conseguían que esta figura apuntara siempre en la dirección que se hubiese establecido. El carro no apuntaba al sur por sí mismo sino que previamente se calibraba para apuntar en esta dirección, de referencia para la cultura china, y el mecanismo de su interior mantenía la figura apuntando en esta dirección.

El objetivo del artículo ha sido estudiar el origen de este mecanismo, leyendas e indicios históricos, y su evolución, así como utilizar softwares de modelado geométrico para obtener un modelo virtual del mecanismo y posteriormente, a partir de este modelo, realizar una animación para poder ver este mecanismo en funcionamiento sin necesidad de un modelo físico. También se ha realizado un análisis cinemático previo para conocer su funcionamiento y su reconstrucción física por impresión en 3D.

1. Introducción

El carro que apunta al sur, es un carro de dos ruedas que solía usarse tirado por caballos. Consta de un mecanismo de engranajes en su interior que transmiten el movimiento desde las ruedas hasta una figura con el brazo extendido situada en su parte superior, de forma que ésta contrareste el movimiento de rotación del carro, con esto se consigue que la figura apunte siempre en la misma dirección.

Sus orígenes datan del siglo III d.C. en China, previamente a esta fecha existen historias sobre su origen pero son consideradas leyendas ya que no existen indicios suficientes para asegurar que se trate realmente de su origen. El carro que apunta al Sur, que podemos ver en la figura 1, surgió debido a la necesidad de orientación ya que China es un país de extensas llanuras en el que se hace muy complicado orientarse y se creó para que enviados y guerreros pudieran encontrar el camino de vuelta a casa sin perderse.



Figura 1: Carro que apunta al sur.

2. Historia

2.1. Leyendas sobre su origen

La leyenda más antigua sobre el origen del carro que apunta al Sur data de 2.000 años a.C. Cuenta la leyenda que el Emperador Huang Di o Huang-ti, un personaje mezcla de realidad y tradición que habría reinado en China entre el 2698 y 2598 a.C, estaba en guerra con otro líder rival, llamado Chi You. Una batalla decisiva se libró en Zhuolu en el noroeste de la actual provincia de Hebei. En esta batalla, Chi You mediante un conjuro hizo caer una espesa niebla sobre los hombres de Huang Di para confundirlos, sin embargo, estos contaban con un arma secreta, un carro que tenía la el poder de apuntar al Sur, siguiendo su rumbo no sólo fueron capaces de escapar de la niebla, sino que además consiguieron la victoria.

Otra leyenda recogida en el mismo libro que la anterior cuenta que cuando los embajadores de la nación de Yüeh-Shang fueron a Cochin-China (zona meridional de Vietnam al sur de Camboya) en los días de Chêng de la dinastía Chou (1122-255 a.C.), el Ministro Chino del estado, Chou Kung, les dio a los enviados un carro que apuntaba siempre al Sur (llamado Chih-Nan) debido a que temían no poder encontrar el camino de vuelta a través de aquel país que era una inmensa llanura en el cual no tenían ningún punto de referencia para seguir una dirección y no perderse.

Estas leyendas aparecen en el libro "Ku Chin Chu" escrito por Tshui Pao en el año 300, en este libro es en el primero que relacionan estas leyendas con el carro que apunta al sur, sin embargo en libros anteriores a este como son "Shih Chi" o posteriormente en "Shang Shu Ta Chuan" no existe ninguna mención sobre él.

Existe otra figura histórica a la que ciertas leyendas le atribuyen la invención del carro que apunta al Sur, esta leyenda es recogida en el libro Sung Shu escrito en el año 500. En el cuenta que el carro que apunta al sur fue construido por el Duque de Zhou con el fin de conducir a enviados que habían viajado muy lejos, más allá de las fronteras, de vuelta a casa . El país que tenían que atravesar era una llanura sin límites, en el que la gente perdía su rumbo en cuanto a este y al oeste, por lo que el Duque de Zhou construyó este vehículo con el fin de que los embajadores pudieran ser capaces de distinguir el Norte y el Sur.

El Duque de Zhou fue un político y consejero real que vivió en China entorno al año 1.000 a.C. Altamente respetado por su benevolencia, virtud y honor cuyos logros le han hecho pasar a la historia como un ejemplo a seguir, siendo etiquetado por emperadores de épocas posteriores como "El Primer Sabio", o "el Rey de la Cultura Ejemplar". Considerado por la cultura china como "Dios de los Sueños", un apelativo que el propio Confucio alentó narrando cómo el Duque de Zhou se le aparecía en sueños para aconsejarle.

El último indicio sobre el carro que apunta al Sur, previo a la fecha a la que la historia retrasa su invención, es narrado en el libro Kuei Ku Tzu, este cuenta que el pueblo del estado de Chen, cuarta y última dinastía del sur de China, en su recojida de jade llevaba siempre un indicador del sur para nunca dudar de su posición. El jade es una roca ornamental usada desde hace más de 5000 años para crear utensilios y adornos, en sus inicios era utilizado por ser duro y resistente, era usado para la fabricación de armas y herramientas, pero a lo largo de la historia se fue creando un culto hacia él. Los amuletos de jade tenían la fama de atraer la buena suerte.

2.2. Indicios históricos

En el estado de Wei (en el período de San Kuo) Kaothang Lung y Chhin Lang, ambos famosos eruditos, discutían sobre el carro que señala al sur ante el tribunal, defendiendo que tal vehículo no podía haber existido y que la historia era una tontería. Pero durante el reinado de Chhing-Lung (233-237) el emperador Ming Ti le encargó al erudito Ma Chün construir uno y lo consiguió, pero una vez más se perdió durante los disturbios que asistieron al establecimiento de la dinastía Chin.

Más tarde hubo varios emperadores que tuvieron en posesión este vehículo, como fueron Shih Hu (emperador de la dinastía de los Hunos) quien tuvo uno hecho por Hsieh Fei, Yao Hsing (emperador de la dinastía Chiang) cuyo constructor fue Linghu Sheng. Este último carro lo obtuvo el emperador An Ti de la dinastía Chin en el año 417 y finalmente pasó a manos del emperador Wu Ti de la dinastía Sung, cuando se hizo cargo de la administración de Chhang-an, pero este último solo obtuvo la carcasa del carro sin ninguna maquinaria en su interior por lo que debía llevar un hombre dentro para mover la figura. En las procesiones de estado el carro que apunta al sur abría la marcha, acompañado por el guardaespaldas imperial.

Estos carros fueron construidos por los trabajadores bárbaros y no funcionaban muy bien, muchas veces no apuntaban realmente hacia el sur y tenían que ser reajustados.

Un ingeniero y matemático de Fangyang, Tsu Chhung-Chih, decía frecuentemente que se debía construir un nuevo carro que apunta al sur automatizado correctamente, asique hacia el cierre del reinado de Shêng-Ming (del 477 al 479) el emperador Shun Ti , durante el cargo de primer ministro del Principe Chhi, encargó construir uno. Cuando este estuvo terminado fue probado por Wang Sêng-Chhien, gobernador militar de Tanyang, y por Liu Hsiu , presidente del consejo de censores. La mano de obra fue excelente y aunque el carro se retorció en un centenar de direcciones nunca dejó de apuntar al sur.

La biografía de Tsu Chhung-Chih cuenta que al menos un carro, de los que capturaron la gente de Sung fabricados por las dinastías barbaras del norte, había sido vaciado interiormente de maquinaria y en su interior debía de llevar una persona para hacerlo funcionar.

Existió otra persona que tuvo éxito en la construcción del carro, Ma Yo, pero cuando lo acabó fue envenenado por Kuo Shan-Ming.

En el siglo VII, el invento llegó a Japón.

2.3. Reconstrucción histórica

Debido a los disturbios y agitaciones que existían tras el fin de las dinastías hicieron imposible la conservación de escritos sobre el carro que apunta al sur, y los que no fueron destruidos no han resistido al paso del tiempo, además estos carros eran considerados como objetos mágicos y la pertenencia de alguno de ellos a un emperador le daba atribuciones divinas, por ello al cese de cada dinastía se destruía todo lo relacionado con estos carros para que nadie conociese su secreto.

Existe una figura fundamental en el estudio de este mecanismo, George Lanchester (1874-1970), ingeniero inglés que jugó un papel destacado en el temprano desarrollo de la industria automotriz del Reino Unido. Escribió el libro “The Yellow Emperor´s south-pointing chariot” [1]. En él narra su estudio sobre el carro que apunta al Sur. El estudio de Lanchester por este mecanismo vino de la discusión sobre el descubrimiento del magnetismo por la cultura china, esta creencia se debía a carros chinos que eran usados como brújulas para indicar el Sur, a los que se pensaba que habían introducido una aguja imantada para indicar el Sur. En su investigación tuvo oportunidad de visitar el museo británico donde tuvo acceso a la obra del Dr. Herbert A. Giles, Adversaria Sínica (Libro No. 1 1853 S.), en este libro el Dr.Giles narra leyendas sobre el origen de este dispositivo y cuál era su fin.

Más tarde en su búsqueda sobre el Dr. Giles encontró una especificación del mecanismo, que aunque inteligible, confirmaba que el invento chino se trataba de un dispositivo mecánico y no magnético. La descripción es la siguiente:

> *"Por encima de la Carroza, que se montó con un solo polo para dos caballos, se equipó un doble techo, y por encima de que una figura de madera de un Inmortal o Ángel estirando un brazo que señaló Sur".*
> *El mecanismo de la carroza fue construida para la siguiente especificación:*
> *Hay 9 grandes y pequeñas ruedas, 120 dientes.*
> *Dos Ruedas 6 pies de alto, 18 pies de circunferencia.*
> *Dos niños verticales (pequeñas) o ruedas subordinadas unidas a la de arriba, 2 pies y 4 pulgadas de diámetro, 7 • 4 pies de circunferencia, 24 dientes a cada rueda, 3 pulgadas de distancia.*
> *Dos ruedas verticales pequeñas al final del poste debajo de la madera transversal de 3 pulgadas de diámetro con una barra de hierro perforándolas.*
> *Una rueda horizontal pequeña a la izquierda, 1 pie 2 pulgadas de diámetro, 12 dientes.*
> *Una rueda horizontal pequeña a la derecha y una rueda grande horizontal en el medio, 4 • 8 pies de diámetro, que es de 14 • 4 pies en circunferencia, 48 dientes, 3 pulgadas de distancia.*
> *Una barra por el centro, 8 pies de alto, 3 pulgadas de diámetro, en la parte superior de las cuales se lleva a una figura de madera tallada, que cuando el carro está en movimiento, apunta hacia el Sur.*
> *"Si da vuelta hacia el este (cuando se va al sur), la rueda subordinada fijada a la rueda de pie a la derecha del poste girará 12 dientes y la rueda pequeña horizontal unida a la derecha girará una vez, y hará girar a la gran rueda horizontal de enmedio un cuarto, o doce dientes, de modo que si el coche va al este la figura de madera engranará y apuntará hacia el Sur. Lo mismo pasaría hacia el Norte, Este u Oeste".*

Lanchester siguió con su estudio del mecanismo y encontró que otros ingenieros habían seguido esta especificación del Dr. Giles pero sin conseguir una solución. Supuso que esta descripción podía no ser exacta a la original debido a que el traductor no tuviese los suficientes conceptos de ingeniería como para realizar una correcta traducción o bien porque no quiso traducirlo correctamente para quedarse con el secreto de su funcionamiento, por lo que Lanchester se planteó resolver el problema basandose en los principios elementales de su funcionamiento. George Lanchester dedujo que se trataba del diferencial mecánico basándose en los siguientes principios fundamentales de su funcionamiento:

Si el carro se desviaba un número dado de grados e una dirección de su trayectoria recta, la figura debía desviarse el mismo número de grados pero en la dirección opuesta.

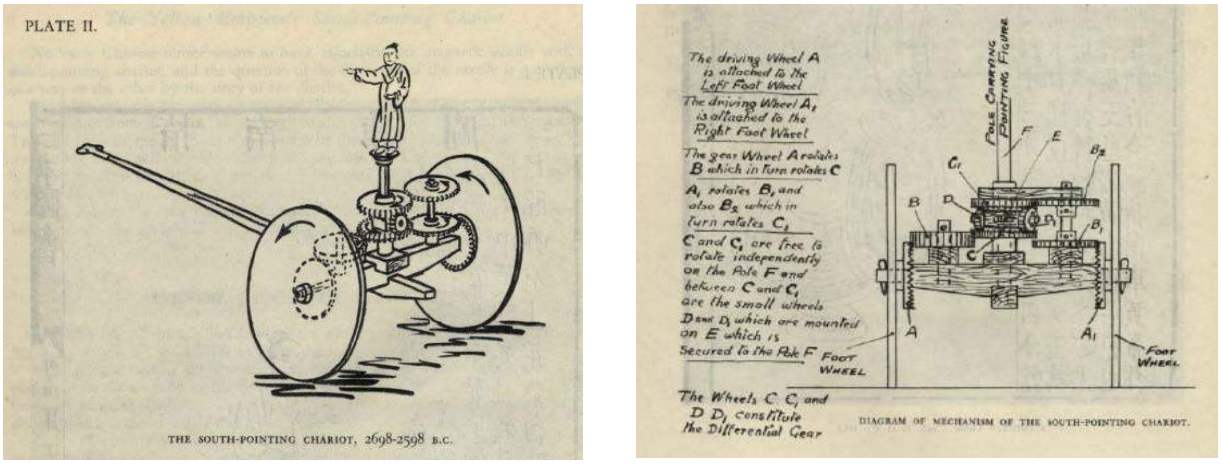
Que la función debe ser reversible, es decir, operar con igual exactitud, si la desviación es a la derecha o a la izquierda de la línea recta, y también debe funcionar con precisión con cualquier número de grados de desviación.

Una vez establecido que era necesario el uso de un engranaje diferencial Lanchester afirma que la barra donde va montada la figura debe ir adjunta a la pequeña rueda dentada que va alojada entre las dos grandes ruedas que pueden girar sin obstaculizar esta barra, y cuando el carro se mueve en línea recta una de ellas se debe mover en una dirección, por ejemplo la de las agujas del reloj, y la otra en contra de las agujas del reloj a la misma velocidad. Si esto no fuera asi la figura se desviaría de su dirección predeterminada.

Otra especificación para la construcción del carro es que las ruedas deben de estar separadas una distancia igual a su diámetro, de esta manera si una rueda se mantiene fija y la otra da una vuelta completa el carro habrá girado 180º. De esta manera si los dos trenes de engranajes son exactamente iguales y no aumentan o reducen la cantidad de giro a las dos ruedas que controlan el movimiento de la figura, ésta girará también 180º.

También es necesario disponer los engranajes que transmiten el movimiento de forma que la figura se mueva en la dirección contraria a la que lo hace el carro.

Con estas especificaciones Lanchester construyó su modelo del carro que apunta al Sur, cuyo dibujo recogido en su obra “The Yellow Emperor´s south-pointing chariot” podemos ver en la figura 2.



(a) (b)

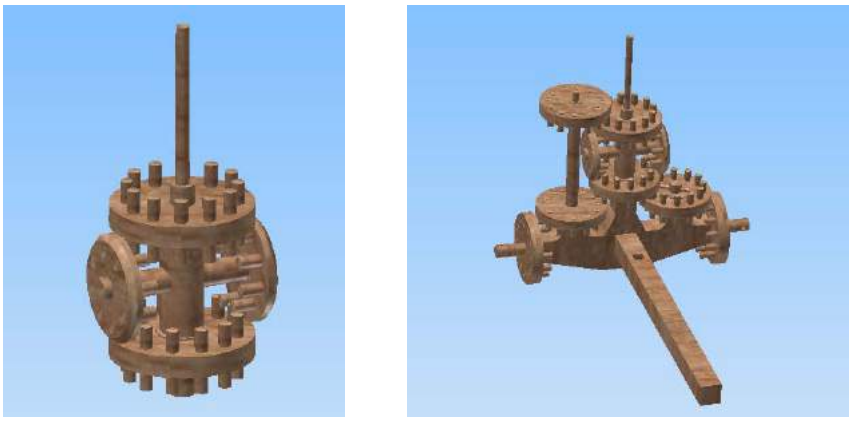
Figura 2: Modelo del carro que apunta al Sur de George Lanchester (a) y diagrama de su mecanismo (b).

3. Modelado geométrico

Para el modelado de cada pieza y la generación del conjunto se ha utilizado el programa Autodesk Inventor Professional 2015. La importancia de este programa se debe a que es capaz de asistir en el diseño, facilitar la creación de planos y generar simulaciones de piezas y conjuntos sin necesidad de fabricar un prototipo real.

El modelo elegido para modelar geométricamente es el modelo tipo Lanchester. La pieza más compleja e importante es el diferencial mecánico que podemos ver en la Fig. 3. El movimiento es transmitido a los engranajes planetarios, por medio de dos trenes de engranajes, desde las ruedas. El tren de engranajes que transmite el movimiento al planetario superior consta de una columna de engranajes y un engranaje fijo a la rueda. El otro tren de engranajes consta de una rueda dentada con dientes por ambas caras que engrana por su

parte superior con el planetario inferior y por su parte inferior con un engranaje fijo a la rueda. Todas estas piezas van ensambladas sobre el chasis del carro. Existe una estructura que va ensamblada al chasis que sirve de puente para el eje tanto del diferencial como para el de la columna de engranajes.



(a) (b)

Figura 3: Diferencial (a) y mecanismo ensamblado (b) del carro que apunta al Sur.

Se ha utilizado el mismo programa para realizar la animación del ensamblaje del mecanismo así como los planos de cada pieza y de sus ensamblajes. En la figura 4 se observa el conjunto final del carro con todos sus componentes ensamblados.

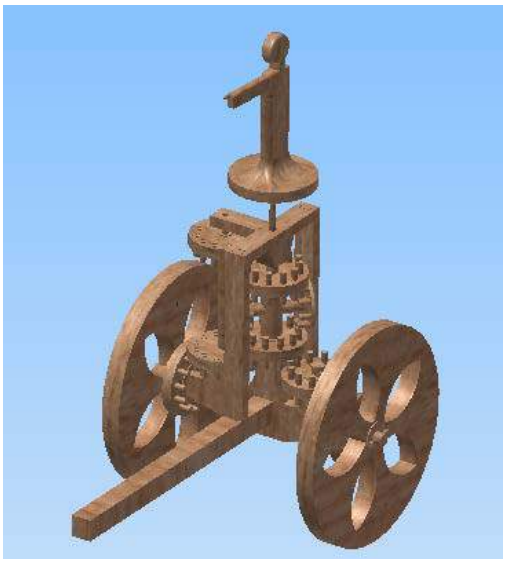


Figura 4: Conjunto final del carro que apunta.

4. Análisis del mecanismo

Se ha analizado el mecanismo teniendo en cuenta que los trenes de engranajes transmiten el movimiento de las ruedas a los engranajes planetarios del diferencial con una relación de transmisión de 1, por lo tanto se ha centrado el análisis en el diferencial mecánico y se han obtenido las fórmulas correspondientes para calcular el movimiento de cada uno de sus componentes.

Tendremos en cuenta que la relación de transmisión se define según la Ec. (1).

$$\tau_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\theta_1}{\theta_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{R_2}{R_1} \quad (1)$$

Denominando con el subíndice 1 al engranaje que transmite el movimiento y con el subíndice 2 al que lo recibe, teniendo la relación de transmisión en función de las velocidades angulares, ángulos de giro, dientes y radios de los engranajes.

Tabla 1: Numeración de las piezas del diferencial mecánico para su análisis.

Pieza	Nº pieza
Engranaje planetario inferior	1
Engranaje planetario superior	2
Engranaje satélite	3
Engranaje satélite	4
Eje	5

El giro de los engranajes planetarios genera la Ec. (2) y la Ec (3).

$$\omega_2 \cdot r_2 = \omega_5 \cdot r_2 - \omega_4 \cdot r_4 \quad (2)$$

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_5 \cdot r_1 + \omega_4 \cdot r_4 \quad (3)$$

Agrupando términos y dividiendo la Ec. (3) entre la Ec. (2) obtenemos la Ec. (4) que nos sirve para conocer la velocidad angular del eje central del diferencial y por lo tanto de la figura del carro que va fija a este.

$$\omega_5 = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} \quad (4)$$

La Ec. (3) se ha utilizado en las diferentes trayectorias para calcular la velocidad angular de los engranajes planetarios sobre su propio eje.

5. Animación en 3D

Para la animación del mecanismo se ha utilizado el software 3DS Max 2015, un software de modelado, animación y renderización en 3D. Actualmente este software es uno de los más reconocidos y galardonados a nivel mundial tanto en laindustria del cine como en la industria de los videojuegos y es uno de los estandares de trabajo en los mercados de visualización arquitectónica, animación 3D y desarrollo de efectos especiales.

La animación se ha realizado siguiendo tres trayectorias diferentes, línea recta, giro de 90º sobre sí mismo y giro 360º de forma que ambas ruedas giren en el mismo sentido pero a velocidades angulares diferentes.

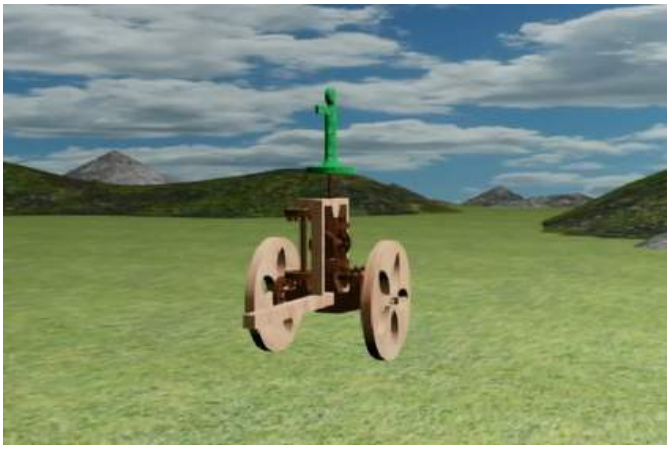


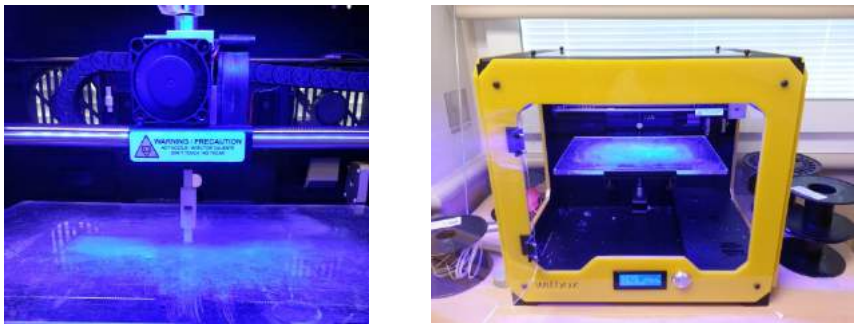
Figura 5: Carro que apunta al Sur en 3DS Max.

6. Reconstrucción física mediante impresora 3D

La impresión en 3D se ha realizado a partir de las piezas modeladas geométricamente, imprimiendolas una a una y realizando el ensamblaje del conjunto una vez terminada la impresión de cada pieza, consiguiendo un modelo funcional del carro que apunta al Sur.

Para la impresión del modelo a escala se ha utilizado la técnica de modelado por deposición fundida (MDF), que es una técnica de prototipado rápido consistente en la formación del modelo mediante la aplicación de capas de plástico fundido controladas por un extrusor. El movimento del extrusor se controla por un programa CNC generado a partir del modelo 3D del carro.

La técnica FDM tiene algunas ventajas con respecto a otras técnicas de fabricación por adición de material. Según Gibson et al. [2], algunas ventajas de la técnica FDM son el amplio rango de materiales utilizables, el menor coste de las máquinas y materiles o que las piezas de plástico generadas son más resistentes.



(a) (b)

Figura 6: Impresión eje central (a) e impresora 3D utilizada (b).

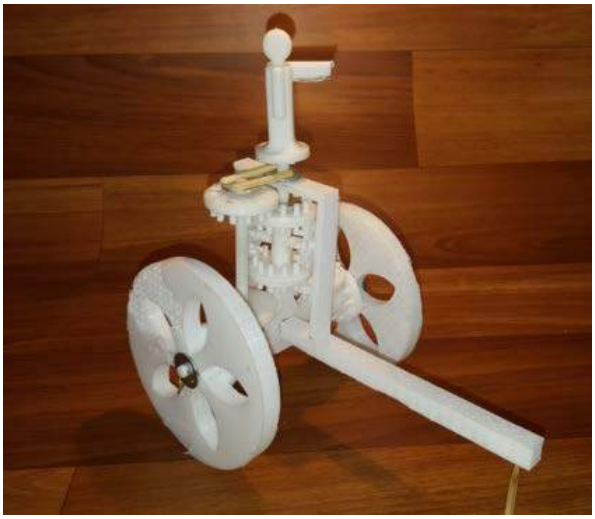


Figura 7: Reconstrucción física del carro que apunta al Sur.

7. Resutados y conclusiones

Como resultado se ha obtenido el análisis cinemático del mecanismo, su modelado geométrico, planos, animación del ensamblaje, animación 3D en movimiento siguiendo diferentes trayectorias y reconstrucción gráfica de un modelo funcional por impresión en 3D.

No podemos afirmar que las leyendas sobre el origen del carro que apunta al Sur sean ciertas ya que no se han encontrado textos en los que se pueda afirmar con rotundidad que se trate de este mecanismo. En el caso de que fuera así estaríamos hablando del primer mecanismo de engranajes del que tenemos constancia, anterior al mecanismo de Anticitera, también seria el primer mecanismo que usó el diferencial mecánico.

Aunque la historia retrase su origen entorno a unos 200 años después de Cristo no hay que quitarle importancia a su invención ya que es el segundo mecanismo del que se tiene constancia que usó engranajes y el diferencial mecánico, posteriormente el diferencial mecánico no fue reinventado hasta 1827.

8. Bibliografía y referencias

[1] George Lanchester. The Yellow Emperor´s south-pointing chariot, China Society, (1947)

[2] I. Gibson, D.W. Rosen, B. Stucker. Additive Manufacturing Technologies: Rapid Proto-typing to Direct Digital Manufacturing. Springer Science & Business Media, (2009).

[3] Joseph Needham. Science and Civilisation in China Vol. 4, Cambridge University Press, (1965). ISBN: 9780521058032.

[4] D. Dimitrov, K. Schreve, N. De Beer. Advances in three dimensional printing-state of the art and future perspectives, Journal for New Generation Sciences, vol. 4(1) (2006).

La síntesis de generación de trayectorias en Betancourt

J. I. Cuadrado Iglesias[1], M. Ceccarelli[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universidad Politécnica de Valencia. jcuadrad@mecm.upv.es*

[2]*DiMSAT. Universitá degli Studi di Cassino e del Lazio Meridionale. ceccarelli@unicas.it*

El 15 de diciembre de 1789, Agustín de Betancourt firma y presenta en la Real Academia de Ciencias de Paris la Memoire sur une machine à vapeur à double effet. La información contenida en dicha memoria permite la difusión en el continente europeo de la máquina de vapor de doble efecto, desarrollada por Watt en Inglaterra. En el desarrollo de dicha máquina juega un papel importante el denominado mecanismo extendido de Watt, patentado en 1784, con el que se obtiene el guiado rectilíneo del eje del émbolo y su conexión al balancín. Para llegar a dicho mecanismo Watt, con una gran intuición, utiliza razonamientos geométricos elementales, sin embargo, Betancourt, en 1789, publica el primer estudio teórico del mecanismo de Watt. Para desarrollar dicho estudio, plantea y resuelve por primera vez en la historia de mecanismos un problema de síntesis de generación de trayectorias con tres puntos de precisión. En este trabajo se describen los antecedentes que llevaron a la introducción por Watt en la máquina de vapor de doble efecto del guiado rectilíneo mediante cuadrilátero articulado, las vicisitudes que llevaron a Betancourt al conocimiento de dicha máquina y a la presentación de la correspondiente memoria y por último el razonamiento detallado de Betancourt para encontrar una solución al problema del diseño de mecanismos articulados para la obtención del guiado rectilíneo, desarrollando una solución al correspondiente problema de síntesis de generación de trayectorias, en 1789 en la Memoire sur une machine à vapeur à double effet y en 1808 en el Essai sur la composition des machines.

1. El guiado rectilineo en la máquina de vapor de Watt de doble efecto

El 28 de abril de 1784, Watt presenta una patente que incluye un conjunto de mejoras aplicables a la máquina de vapor. La segunda de ellas tiene por objeto desarrollar métodos para mover los ejes del pistón y de la bomba según trayectorias rectilineas, necesarios para que el pistón, con movimiento de traslación vertical, pudiera transmitir empuje al balancín de la máquina en el movimiento de subida; condición necesaria para el doble efecto [1] [2] [3].

Para introducir la mejora Watt indica en la patente:

"El tercer principio a partir de cual derivo un movimiento perpendicular o rectilineo a partir de un movimiento circular o angular consiste en la formación de ciertas combinaciones de palancas moviendo alrededor de centros, de manera que la desviación de la líneas recta del extremo móvil de alguna de estas palancas es compensada por desviaciones similares, pero en direcciones opuestas, del extremo de otras palancas".

En la figura 1 puede observarse el dibujo del mecanismo que, incluido en la patente, soluciona el problema del guiado rectilineo y que se conoce actualmente como mecanismo singular de Watt.

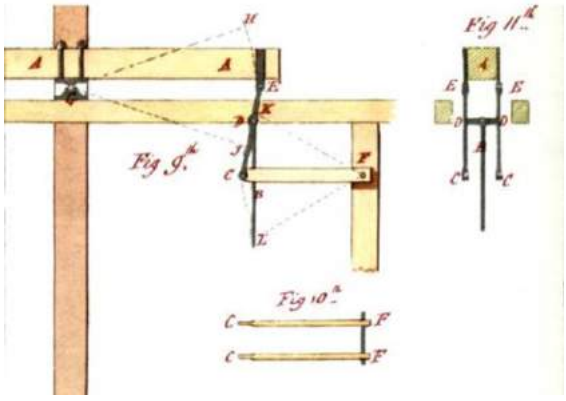


Figura 1: Mecanismo singular de Watt. Patente 1784

Posteriormente y con el objeto de obtener una forma más compacta del mecanismo, según Watt, y conectar simultaneamente los ejes del pistón y de la bomba, añade un paralelogramo que transforma el mecanismo en un pantógrafo y que denominaremos mecanismo extendido de Watt (ver figura 2, H 17).

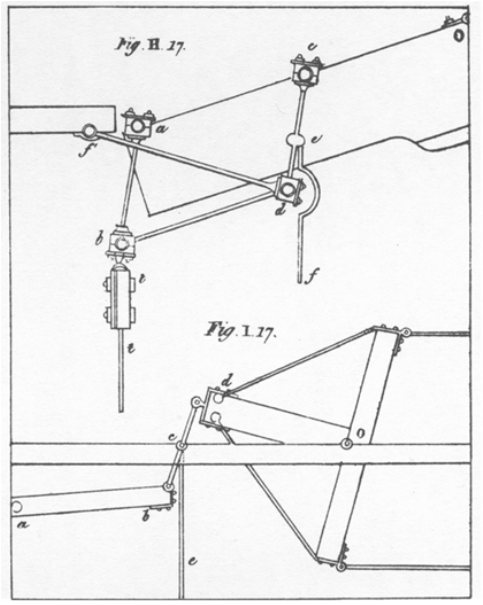


Figura 2: Mecanismo de Watt extendido H 17 y singular I 17. Betancourt. 1808

En carta dirigida a su hijo el 10 de noviembre de 1808 y ayudado de un simple dibujo (ver figura 3), Watt le explica de manera sencilla el principio de funcionamiento del mecanismo singular de guiado rectilineo que lleva su nombre [3]:

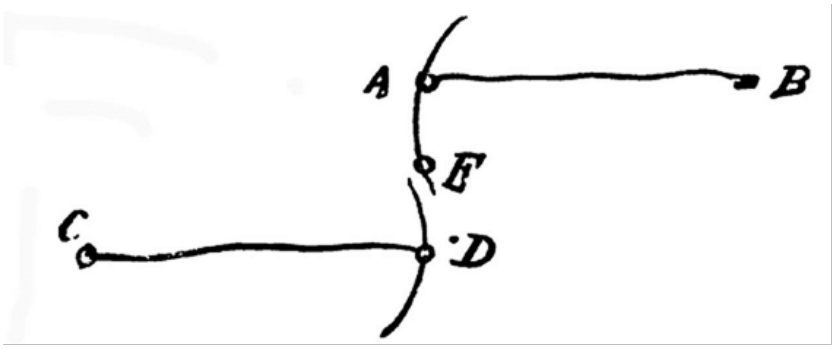


Figura 3: Esquema de funcionamiento del mecanismo de Watt. 1808

"La idea se originó de la siguiente manera. Encontrando muy inconvenientes las dobles cadenas, o las cremalleras y sectores dentados para la transmisión del movimiento desde el eje del pistón al movimiento angular del balancín, trabajé para probar si podría encontrar algún medio de realizar lo mismo mediante movimientos de rotación alrededor de centros, y después de algún tiempo se me ocurrió que siendo AB y CD dos radios iguales girando alrededor de los centros B y C, y conectados entre ellos mediante una varilla AD, moviéndose a lo largo de arcos de igual longitud, la desviación de la línea recta sería aproximadamente igual y opuesta, y que el punto E debería describir aproximadamente una recta, y que si por conveniencia el radio CD fuera solo la mitad del AB, desplazando el punto E más cercano al D sucedería lo mismo, y de esta construcción fue derivado el posteriormente denominado movimiento paralelo … Estoy más orgulloso del movimiento paralelo que de cualquier otra invención mecánica que haya hecho".

Watt denominaba "movimiento paralelo" al guiado rectilíneo del eje del pistón.

Franz Reuleaux [4], a la vista de la figura y del texto indicados concluye:

"Interesándonos por el contenido de esta carta, un examen más minucioso de la misma revela una deficiencia que quizás él ….. haya también descubierto. Encontramos en ella los motivos así como alguno de los resultados finales del ejercicio de Watt, pero no obtenemos indicaciones de ninguna secuencia metódica de ideas dirigidas a dicho fin".

En los veinticuatro años transcurridos desde la presentación de la patente hasta la carta indicada, Watt no ha tratado o podido establecer ningún tipo de procedimiento geométrico – matemático, para justificar el funcionamiento del mecanismo y para facilitar el cálculo de sus dimensiones.

2. El viaje de Betancourt a Inglaterra en 1878

En la memoria de la máquina de vapor presentada por Betancourt a la Academia de las Ciencias de París en el año 1789, describe cómo llegó al conocimiento de la nueva máquina de Watt [5]:

"Encontrándome encargado por la Corte Española de hacer una colección de modelos relativos a la hidráulica, deseaba ver una de las máquinas de vapor que reuniera todos los descubrimientos realizados hasta el momento. Para ello me dispuse trasladarme a Inglaterra con el fin de adquirir todos los conocimientos necesarios sobre la perfección de dicha máquina; no ignoraba que en dicho país, en el que se han hecho la mayoría de las aplicaciones de las máquinas de vapor, es donde se ha tenido mayor número de ocasiones de reconocer los defectos y por consiguiente las correcciones a aplicar.

Apenas llegado a Londres, hablé con varios mecánicos y físicos; todos se limitaron a explicarme el efecto del vapor en las antiguas máquinas; y no me dijeron nada que no fuera ya conocido en Francia. Pero sabiendo que los señores Wast y Bolton (sic) habían hecho descubrimientos recientes sobre la máquina de vapor, por medio de los cuales producían los mismos efectos con menos combustible, tomé la decisión de ir hasta Birmingham para conocer a estos célebres artistas. Llegado hasta ellos, me recibieron con la mayor honestidad y en señal de estima me mostraron sus fábricas de botones y de chapado de plata; pero no me enseñaron ninguna de sus máquinas de vapor, se limitaron a decirme que las que hacían actualmente eran superiores a todas, porque sus velocidades se controlaban a voluntad y consumían mucho menos combustible que las que habían hecho anteriormente; no me dejaron ver de donde procedían tan grandes ventajas.

De regreso a Londres, un amigo me obtuvo un permiso para ver los molinos que se han construido cerca del puente de Blas-Friars; debían instalarse tres máquinas de vapor para accionar cada una diez molinos. Solo una de estas máquinas estaba montada, las otras dos lo estarían de forma inminente.

De entrada me quedé sorprendido al ver que se había suprimido la cadena unida al balancín y que suspendía el pistón dentro del cilindro de vapor; había sido sustituida por un paralelogramo, del que daré la descripción más adelante (…).

Al día siguiente de ver la máquina partí para Francia; de retorno a casa me dediqué particularmente, a recordar fielmente todas las piezas que había podido ver, a tratar de adivinar su uso; para ello dibujé diversos planos y perfiles, y llegué a componer una máquina de doble efecto; desde ese mismo instante emprendí la construcción del modelo que ha sido todo un éxito más allá de mis expectativas.

Como esta máquina puede ser de una gran utilidad en las artes mecánicas y he encontrado ventaja de economía en su construcción y de consumo de combustible, he pensado que la Academia recibiría con placer la descripción que voy a dar".

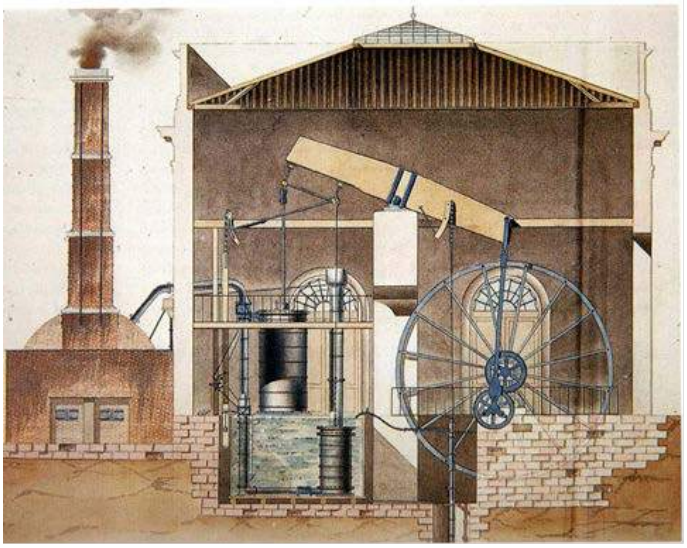


Figura 4: Máquina de vapor de Watt de doble efecto según Betancourt. 1789

La descripción viene acompañada con un conjunto de dibujos, entre los cuales destaca el de la figura 4 que da una visión global de la máquina.

Betancourt presenta la *Mémoire sur une machine à vapeur à double effet* [5] el 15 de diciembre de 1789 y la firma como *"Le chevalier de Betancourt Capitaine au service d'Espagne"*. El registro de sesiones del 16 de diciembre de 1789 de la Real Academia de Ciencias constata que *"El señor Betancourt ha presentado una Memoria sobre una máquina de vapor de doble efecto"* y que los comisarios Borda y Monge han sido designados para informar sobre dicha Memoria. En la sesión del 10 de febrero de 1790 el informe de los comisarios concluye del siguiente modo:

"Pensamos que la Academia debe aplaudir el celo y las luces del señor Betancourt que ha procurado para Francia el poder de un descubrimiento cuyo conocimiento no le habría llegado de forma natural hasta más tarde y que la memoria que presenta, digna de aprobación, debe ser impresa en la colección de las de sabios extranjeros".

El mismo año, en el primer volumen de su *Nouvelle architecture hydraulique*, Prony [6] hace referencia al descubrimiento de Betancourt y pospone al segundo volumen de la obra, publicado en 1796 [7], una descripción detallada del mismo, en la que incluye un retrato de las condiciones en las que Betancourt obtuvo el acceso al conocimiento de la máquina:

"Los artistas deben saber que estas observaciones son difíciles de hacer, cuando no se ha tenido más que pocos instantes para examinar una máquina enmascarada por las distribuciones de un edificio, que aíslan las diferentes partes, incluso exteriores, e impiden que se pueda tener la correspondencia, el conjunto y el efecto general".

En el mismo año de publicación de la memoria, los hermanos Perrier, que habían solicitado y obtenido un privilegio para instalar molinos de grano en la región parisina, introducen las primeras máquinas de vapor de doble efecto montadas en Francia en el molino ubicado en l'île des Cygnes, siguiendo los desarrollos de Betancourt.

El mismo Watt, en carta dirigida a Boulton el 23 de julio de 1790, indica que:

"Tengo una carta de M. Levêque del 4 de julio,ha visto la máquina de Perrier, que no le gusta; dice que el Sr. de Betancourt le dio instrucciones de cómo hacer las máquinas de doble efecto, y ha enviado un modelo de ellas a España, como hace con todo lo que ve; y ha escrito una memoria sobre los efectos de vapor, que será publicada en la "Hydraulogie" de Prony. Tenemos que ser más y más cuidadosos con respecto a los extranjeros".

A partir de ese momento surge el debate [8]que, tal como indican los profesores Gouzevitch [9], puede resumirse en las siguientes cuestiones: ¿la memoria sobre la máquina de vapor de Betancourt corresponde a un acto de genio creador o se trata simplemente de puro espionaje industrial? ¿es un gesto de mero provecho o deriva de una acción de sabio desinteresado?

Numerosas personas han intervenido en el debate, normalmente desde el mundo anglosajón más inclinados a las primeras opciones y desde el mundo español y francés, más inclinados a las segundas.

En este trabajo queremos aportar un nuevo argumento no incluido hasta ahora en el debate, ya que se trata de un argumento que pertenece a la Ciencia de las Máquinas y de los Mecanismos, y los investigadores participantes en la discusión lo han hecho desde otros ámbitos.

3. El guiado rectilineo en la Memoire sur une machine à vapeur à double effet. 1789.

En 1789, cinco años después de la presentación de la patente de Watt, en la memoria sobre la máquina de vapor [5], Betancourt plantea y desarrolla el problema del dimensionamiento del mecanismo articulado para el guiado rectilíneo del eje del pistón. El primer estudio teórico del mecanismo de Watt, que pretendía determinar la desviación respecto a la trayectoria rectilínea, fue el que efectuó Prony en el segundo volumen de su *Architecture Hydraulique*, publicado en 1796. Sin embargo, podemos afirmar que fue Betancourt, en la memoria sobre la máquina de vapor presentada en 1789, quien realizó el primer estudio teórico del dimensionamiento del mecanismo.

En la memoria describe en primer lugar el problema que pretende solucionar con el mecanismo (ver figura 5). En este detalle del dibujo de Betancourt pueden observarse algunas de las partes a las que hace referencia para explicar el funcionamiento del mecanismo de Watt extendido: P' y Q' son los extremos del balancín; R' y S' son

las articulaciones de unión del mecanismo de Watt al balancín; T' es la articulación con el balancín inferior; V' es la articulación de unión del mecanismo de Watt con el eje del pistón, siendo el punto que describe una trayectoria casi rectilínea:

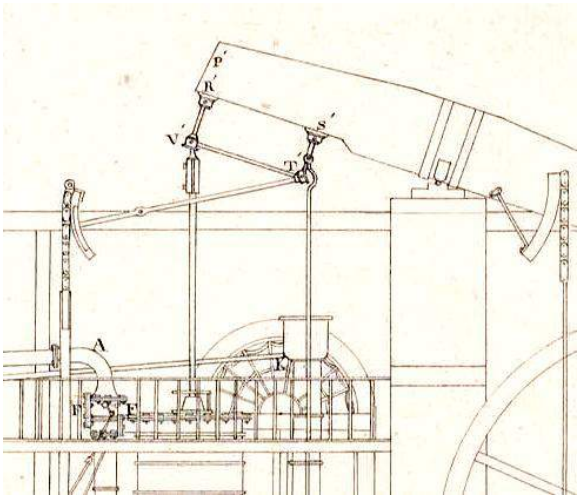


Figura 5: Mecanismo extendido de Watt según Betancourt. 1789

"Hemos visto que el pistón que pone en movimiento el balancín, es empujado tanto de arriba abajo como de abajo arriba. Para producir el primer movimiento, será suficiente suspender el pistón del balancín P'Q' por medio de una cadena, como se hace en las bombas comunes, pero no es lo mismo para el movimiento de abajo arriba, pues la cadena, plegándose, no podrá comunicar el movimiento al balancín.

Es pues necesario encontrar, para comunicar al balancín el doble movimiento del pistón, un medio capaz de producir los dos efectos, sin desplazar sensiblemente el pistón de la vertical, ya que el extremo del balancín recorre un arco de círculo.

Esto es lo que ha conseguido M. Watt mediante un paralelogramo que creo es de su invención y cuyos tres vértices R'S'T' tienen la propiedad de recorrer arcos circulares, mientras que el cuarto V', unido al pistón, describe una línea aproximadamente recta tal como lo hemos visto".

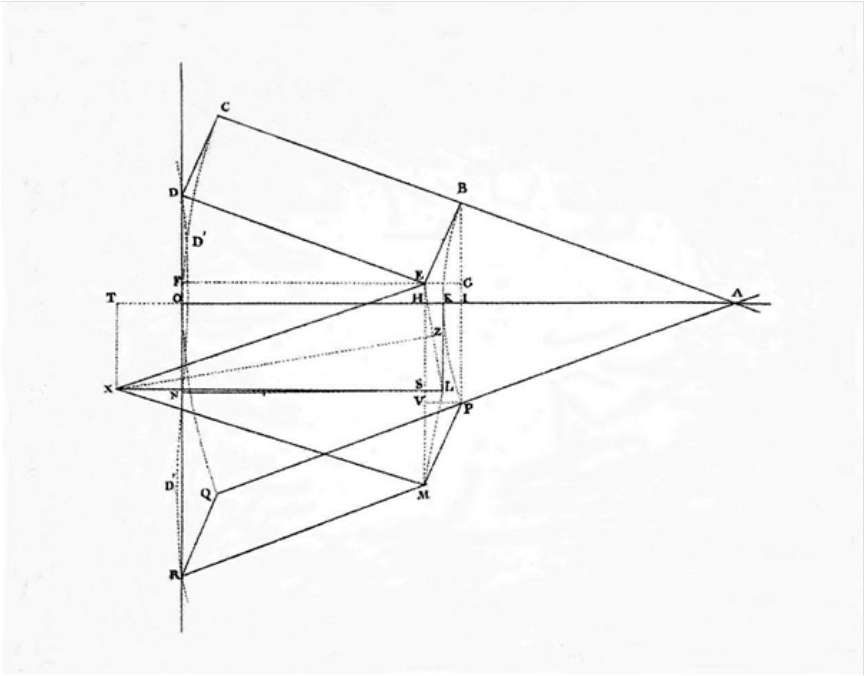


Figura 6: Reprentación en tres posiciones del mecanismo de Watt según Betancourt. 1789

A continuación plantea lo que él denomina problema general (ver figura 6). Al balancín superior correspondería el segmento AC, que gira alrededor del punto fijo A; al balancín inferior el segmento XE, que gira alrededor del

punto fijo X; al pantógrafo corresponderían los segmentos DE, EB, BC y CD, articulados en sus cuatro vértices; el punto D es el que se mueve a lo largo de la trayectoria casi rectilínea y sería el punto de unión del mecanismo de Watt con el eje del pistón. El dibujo representa el mecanismo en tres posiciones: el balancín superior en la posición más elevada (posición AC); en su posición intermedia (posición AO); posición más baja (posición AQ):

"Si se quiere tratar el problema del paralelogramo con toda generalidad de la que es susceptible, tratando de encontrar todas las soluciones posibles, se podría presentar el trabajo a los geómetras enunciando la cuestión de la manera siguiente:

Si en un paralelogramo CB, DE los puntos CB trazan arcos de círculo de radio AC, AB y el punto E traza también un arco de círculo de radio XE, ¿qué relación debe existir entre CB, BE, XE y XT para que la línea que traza el punto D se aproxime lo más posible a la recta DO perpendicular a AO".

Frente a la aproximación empírica de Watt, Betancourt plantea y resuelve el problema mediante métodos geométricos, intuyendo que la solución solo puede ser aproximada. Eso es algo que será enunciado por Hachette en el año 1830. A la vista de la complejidad del problema, Betancourt enuncia lo que él denomina el planteamiento particular del problema general y que constituye la primera aplicación de una síntesis aproximada con tres puntos de precisión a la resolución del problema de guiado rectilineo:

"Como lo único que nos interesa en esta cuestión es la aplicación al movimiento de la máquina de vapor, nos limitaremos a considerar un caso particular del enunciado general que acabamos de presentar.

Hemos supuesto que los lados del paralelogramo son dados y constantes, que el punto D se encuentra sobre la línea DR, perpendicular a AO, en las tres posiciones AC, AO y AQ y que el ángulo CÂO es igual al OÂQ. Nos proponemos calcular el radio del círculo que pasa por los tres puntos ELM".

A partir de le representación geométrica del mecanismo en tres posiciones desarrolla una expresión que le permite calcular la dimensión de uno de los balancines.

"Dado

$$AB = a\ ;\ BC = b\ ;\ CD = c\ ;\ \widehat{CAO} = \alpha$$

En consecuencia

$$HK = b(1 - \cos\alpha) = bm$$

$$KI = a(1 - \cos\alpha) = am$$

$$HI = (a + b)m$$

$$BG = \pm\sqrt{(c^2 - (a + b)^2 m^2)}$$

$$ES = c + a\sin\alpha \pm \sqrt{(c^2 - (a + b)^2 m^2)}$$

Por tanto

$$EL = \pm\sqrt{b^2m^2 + \left(c + a\sin\alpha \pm \sqrt{(c^2 - (a + b)^2 m^2)}\right)^2} = A$$

Siguiendo el mismo procedimiento por medio del triángulo MPV, y teniendo en cuenta que el seno del ángulo OAQ es negativo, tendremos

$$ML = \pm\sqrt{b^2m^2 + \left(\sqrt{(c^2 - (a + b)^2 m^2)} - e - a\sin\alpha\right)^2} = B$$

Si llamamos R al radio buscado por medio de los triángulos MLS y LXZ, tendremos

$$R = \frac{B \times A}{2bm}$$

Y substituyendo

$$R = \frac{\pm\sqrt{b^2m^2 + \left(\sqrt{(c^2 - (a + b)^2 m^2)} - c - a\sin\alpha\right)^2} \times \pm\sqrt{b^2m^2 + \left(c + a\sin\alpha \pm \sqrt{(c^2 - (a + b)^2 m^2)}\right)^2}}{2bm}$$

4. El guiado rectilineo en la Essay sur la Composition des Machines. 1808.

Una descripción más clara del procedimiento será publicada posteriormente en el Essai sur la Composition des Machines [10]. Lanz y Betancourt explican en el Essai el método sobre el llamado mecanismo de Evans (ver figura 7).

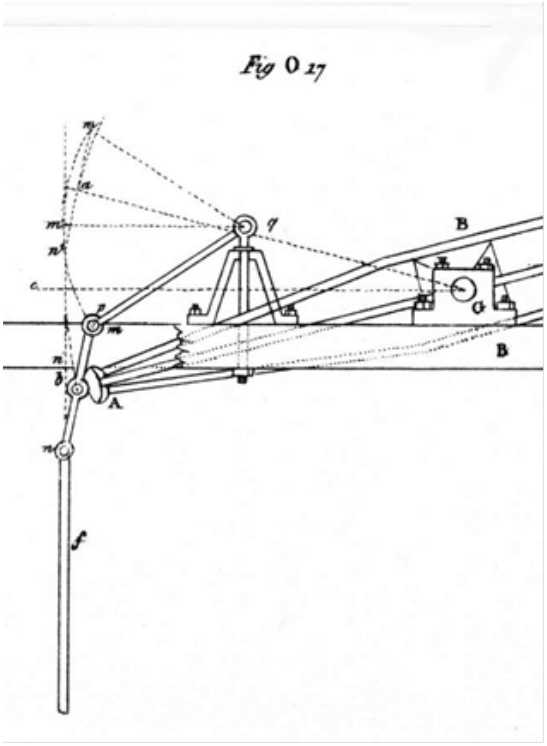


Figura 7: Explicación del guiado rectilineo en el Essay sobre el mecanismo de Evans. 1808

"ABC es el balancín de una bomba de vapor; G el centro de rotación de este mismo balancín; nm, una barra de hierro que puede girar libremente alrededor de un eje b colocado en la extremidad A del balancín que divide la barra nm en dos partes iguales; esta barra de hierro nm enlaza por uno de sus extremos n con el vástago f del pistón de la bomba y por el otro extremo m con la barra de hierro pg que gira alrededor de un eje fijo q.

Se suponen conocido: 1º, las dimensiones del balancín ABB; 2º, la posición de su centro de rotación; 3º, el arco de círculo bca que debe recorrer en cada oscilación el extremo del balancín, arco que debe ser tengente a la dirección del pistón f de la bomba; 4º, la longitud de la barra de hierro nm.

Se pide cuál debe ser la longitud de la varilla pq y la posición de su centro de rotación q para que el recorrido del pistón se separe lo menos posible de su dirección rectilínea.

Se determina la posición de tres puntos m, m', m'', de modo que indiquen la que el extremo m de la barra dada nm debe tenr al comienzo, hacia el medio y al fin de la carrera del balancín, para que en estas tres posiciones la otra extremidad n se encuentre precisamente en la dirección de la varilla f del pistón. Se hace pasar un círculo por estos tres puntos; el radio de este círculo será igual a la longitud del tallo y su centro será el que debe servirle de rotación.

La curva trazada por el extremo n del tallo f del pistón, pasa por los tres puntos n, n', n'', y se separa tanto menos de la linea rectilinea cuanto más pequeño sea el arco acb recorrido del balancín".

El procedimiento se extiende a los mecanismos de Watt (ver figura 6):

"Se emplea este mismo procedimiento para determinar en la figura (H17). Lámina 9, la longitud de la varilla f'd, y la posición del punto de rotación f'; y en la figura (I17), la longitud de la varilla ab y la posición del punto de rotación a' ".

Siguiendo la descripción del procedimiento para dimensionar este mecanismo que aparece en el Essai, podemos observar que el método propuesto es absolutamente el mismo que se utiliza en los textos actuales de Síntesis de generación de trayectorias con tres puntos de precisión en un cuadrilátero articulado [11]. Además, añade que este método se puede emplear en el mecanismo del paralelogramo de Watt y en el "resuelto" por Betancourt. Es

una incógnita el significado en este texto de la palabra “resuelto”, pero claramente se trata del cuadrilátero articulado singular patentado por Watt. Es posible que, aunque Betancourt conociera ya el mecanismo extendido de Watt, no hubiese conocido el mecanismo singular y, por tanto, lo hubiera redescubierto después de Watt.

5. Conclusiones

La conclusión fundamental es la relevancia de Betancourt en el ámbito de la Ciencia de Máquinas y Mecanismos, que va más allá del papel de mero espía industrial.

Visualizando de manera limitada la máquina de Watt, es capaz de intuir la importancia que tiene la introducción del mecanismo de Watt para pasar a la máquina de vapor de doble efecto, denominación introducida por Betancourt.

Planteando por primera vez una formulación geométrico – matemática para el dimensionamiento del mecanismo de Watt, se adelanta a resolver lo que mucho tiempo después se denominará el problema de síntesis de generación de trayectorias con tres puntos de precisión.

Trasfiriendo los conocimientos adquiridos y desarrollados al que puede considerarse como primer manual de cinemática moderna, el *Essay sur la Composition des Machines*. A través de sus sucesivas ediciones, tres en Francia, dos en Inglaterra y una en Alemania, contribuye de forma notable a la difusión al continente europeo tanto de la nueva máquina como de los procedimientos de diseño del mecanismo de transmisión.

En este trabajo nos hemos centrado exclusivamente en el problema del guiado rectilineo, pero son muchas más las aportaciones [12] por las que Betancourt debiera figurar entre los personajes importantes de los orígenes de la Ciencia de máquinas en Europa y de una manera mucho más evidente en España.

6. Referencias

[1] T. Koetsier. A contribution to the history of Kinematics – I. Watt straight – line linkages and the early French contributions to the theory of the planar 4-bar coupler curve. Mechanism and Machine Theory, volumen 18 (1983), pp. 37-42.

[2] E.S.Ferguson. Kinematics of Mechanisms from the time of Watt. Contributions from the Museum of History and Technology, volume 27 (1962), pp. 186-230.

[3] J.P. Muirhead. The origin and progress of the mechanical inventions of James Watt, vol. III, London, (1854)

[4] F. Reuleaux. Theoretische Kinematik. Grundzüge einer Theorie des Maschinenwesens, Braunschweig (1875).

[5] A. Betancourt. Mémoire sur une Machine à vapeur à double effet, Paris, (1789).

[6] M. de Prony. Nouvelle Architecture Hydraulique. Premiere Partie, París, (1790).

[7] M. de Prony. Nouvelle Architecture Hydraulique. Deconde Partie, París, (1796).

[8] P. Jones. Commerce des Lumières: The International Trade in Technology, 1763-1815, Quaderns d'història de l'enginyeria, vol. X, (2009), pp. 67-82.

[9] I. Gouzevitch, D. Gouzevitch. El grand tour de los ingenieros y la aventura internacional de la máquina de vapor de Watt. Un ensayo de comparación entre España y Rusia. En Maquinismo Ibérico, Ediciones Doce Calles, (2007). ISBN: 9788497440592, pp. 147-190.

[10] J.M. Lanz, A. Betancourt. Essay sur la Composition des Machines, Paris, (1808).

[11] J. Nieto. Síntesis de Mecanismos, Alfa Centauro SA, (1978), ISBN: 9788472880252, pp. 102-103.

[12] J.I. Cuadrado, M. Ceccarelli. El nacimiento de la Teoría de Máquinas y Betancourt. En M. Silva (ed.): Técnica e Ingeniería en España. Vol. III El siglo de las luces. Real Academia de Ingeniería (2005). ISBN: 9788478208159, pp. 131-181.

El "Curso de Construcción de Máquinas" del Profesor Cipriano Segundo Montesino

J. Echávarri Otero[1], E. de la Guerra Ochoa[1], E. Chacón Tanarro[1], E. Bautista Paz[1], J.L. Muñoz Sanz[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid. jechavarri@etsii.upm.es

Este artículo describe la actividad docente del ingeniero Cipriano Segundo Montesino, profesor de Construcción de Máquinas del Real Instituto Industrial en Madrid durante la segunda mitad del siglo XIX. Se expone su principal obra didáctica, el libro del Curso de Construcción de Máquinas, que tiene un planteamiento notablemente ambicioso, tanto en contenido como en extensión, sobre la base de otros textos anteriores publicados a nivel internacional. Esta obra estuvo influenciada por la formación previa de Montesino en Londres y en París, así como por la experiencia que había adquirido en la práctica de las máquinas. Todo ello contribuye a que su libro para la enseñanza de las máquinas presente un carácter muy sistemático y una marcada orientación hacia la aplicación de los contenidos en diversos sectores de la ingeniería. Montesino sabía que debía orientar el libro para la formación de una nueva generación de ingenieros, la cual tendría un papel esencial en el desarrollo industrial del país.

1. Notas biográficas del Profesor Montesino

Cipriano Segundo Montesino y Estrada nació en Valencia de Alcántara (Cáceres) el 26 de septiembre de 1817. Su padre fue un médico y político liberal diputado en las Cortes de 1812, por lo que al comenzar la Década Ominosa en 1823 tuvo que exiliarse con su familia en Inglaterra, donde permaneció hasta el comienzo de sus estudios universitarios en Londres [1].

En 1833 pudo regresar a Madrid con su familia, pero un año más tarde recibió una beca para estudiar pensionado en París, donde se graduó a la edad de 20 años como ingeniero en la École Centrale des Arts et Manufactures [2]. Debido a su juventud, se prorrogó dos años más la ayuda para que ampliará su formación y conocimientos en la construcción y diseño de máquinas, en la ciudad de Londres. Más adelante, de vuelta a España, revalidaría su título en el Real Instituto Industrial de Madrid, con la primera promoción de 1856.

Ya en el año 1842 se le otorgó la cátedra de Mecánica del Real Conservatorio de Artes y Oficios y en 1851 pasó a ser profesor de Construcción de Máquinas del Real Instituto Industrial en Madrid, del que llegó a ser director interino durante el periodo 1853-1854. Su principal obra didáctica fue el libro Construcción de Máquinas [3], tiene un planteamiento notablemente ambicioso, tanto en contenido como en extensión, sobre la base de otros textos anteriores publicados a nivel internacional.

Aparte de su labor docente, Cipriano Segundo Montesino desarrolló a lo largo de su vida una importante labor pública y política [4]. Participó en la revolución del Partido Progresista, que en 1840 llevó al poder al General Espartero, con quien más tarde emparentaría, al casarse con su sobrina Eladia Fernández Espartero y Blanco, convirtiéndose así en Duque de la Victoria Consorte. Tuvieron nueve hijos, algunos de los cuales con un brillante historial, como Pablo Montesino-Espartero Estrada (militar y diplomático) y Luis (ingeniero industrial y pionero de la aviación en España). de diputado y senador

Fue miembro y presidente de la Real Academia de Ciencias y diputado en el Congreso [5], así como Senador durante varios periodos. Llegó a ser Segundo Vicepresidente del Senado [6] y fue condecorado con la Gran Cruz de Carlos III. Además, fue designado para formar parte de la comisión internacional que estudió el Canal de Suez, las características del proyecto y las consecuencias de su apertura, lo que dio lugar a la publicación de su libro Rompimiento del Istmo de Suez [7]. A lo largo de su vida también ejerció de director general de Obras Públicas [5] y de presidente de la Compañía del Ferrocarril de Madrid a Zaragoza y Alicante. Falleció en Madrid el 27 de agosto de 1901.

La figura 1 muestra un retrato de Montesino realizado por José Vallejo y Galeazo en 1855, durante su etapa como director general de Obras Públicas [8], así como una imagen del siglo XIX del edificio del Palacio de la Industria y de las Artes [9], que a principios del siglo XX pasaría a ser la sede de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid.





Figura 1: Retrato de Cipriano Segundo Montesino de 1855. Palacio de la Industria y de las Artes en 1887.

2. El curso de Construcción de Máquinas

2.1. Marco histórico

Cipriano Segundo Montesino vivió en una época de gran desarrollo de los tratados de máquinas, durante la cual se completaron las bases fundamentales para el estudio de las máquinas y los mecanismos en Europa. Unos años antes del nacimiento de Montesino, en 1808 Agustín de Betancourt y José María de Lanz publicaron su “Ensayo sobre la composición de las máquinas” [10], analizando los tipos de movimiento y una clasificación en base a la transformación del movimiento con una visión similar a la de Gaspard Monge [11]: utilizar el conocimiento teórico de geometría en el campo profesional de las máquinas

Siguiendo estos trabajos, cabe reseñar el “Traite Élémentaire des Machines” de Hachette [12] en 1811, escrito para el curso de máquinas de la Escuela Politécnica de París. Otras obras de referencia de la época son las de Borgnis “Traité complet de mécanique appliquée aux arts” en 1818 [13], Willis “Principles of Mechanism” en 1841 [14], Weisbach “Principles of the mechanics of machinery and engineering” en 1848 [15], Labouyale “Traité de cinématique o Théorie des mécanismes” en 1861 [16] o libros de Franz Reuleaux como “Kinematics of Machinery” [17] de 1875 y “Lehrbuch der Kinematik, V.1 - Theoretische Kinematik” [18] de 1876; por citar sólo algunos ejemplos.

En las primeras décadas del XIX, España vivía una desapacible situación de inferioridad en los conocimientos científicos, por lo que el 6 de abril de 1829 se dispuso [9] que para estudiar las técnicas industriales en el extranjero pasasen a sus más famosas escuelas pensionados españoles, como fue el caso de Montesino. Sin duda, este aspecto constituyó un gran acierto para poder seguir en España la vertiginosa cadena de avances técnicos que se estaban sucediendo en Europa.

Sin duda, la labor de montesino estuvo influenciada por la formación previa de Montesino en Londres y en París, así como por la experiencia que había adquirido en la práctica de las máquinas. En sus propias palabras [3]: “Al hacerme cargo del Curso de Construcción de Máquinas cuento con bastantes datos, si bien inconexos, reunidos en algunos años de práctica y sacados de los buenos talleres del extrangero (sic) en que he trabajado, o que he visitado en el ejercicio de mi profesión…”.

Todo ello contribuye a que su libro para la enseñanza de las máquinas presente un carácter muy sistemático y una marcada orientación hacia la aplicación de los contenidos en diversos sectores de la ingeniería. Montesino sabía que debía orientar el libro para la formación de una nueva generación de ingenieros, la cual tendría un papel esencial en el desarrollo industrial del país. No en vano, España tenía la semilla previa de las Manufacturas Reales, una revolución industrial fallida, que no obstante puso las bases al boom industrial que llegaría en los siguientes siglos a muy diferentes regiones [19].

2.2. El libro del Profesor Montesino

Hay un total de catorce ejemplares litografiados del libro de Construcción de Máquinas de Montesino [3]. Consta de dos tomos con más de mil páginas y setenta láminas, para el curso de Construcción de Máquinas impartido en el Real Instituto Industrial de Madrid. En la “Colección Digital Politécnica” de la Universidad Politécnica de Madrid (http://cdp.upm.es) puede accederse al contenido de los tomos curso, pero sin incluir las láminas. La figura 2 muestra la portada del libro y el listado de materias tratadas, según se lista a continuación:

- 1ª Estudio de la naturaleza y propiedades de los materiales que entran en la construcción de máquinas.
- 2ª Receptores. Formas de sus órganos y naturaleza del movimiento producido según el modo de acción de la fuerza motriz.

- 3ª Órganos de comunicación, de transformación del movimiento de una parte de la máquina a otra parte de la misma.
- 4ª Órganos de las máquinas que sirven para modificar el movimiento y para disponer los elementos en un orden determinado.
- 5ª Operadores. Órganos que sirven para vencer las resistencias y varían según la naturaleza de las resistencias y el producto que se quiere obtener.
- 6ª Medios de ensamblar.
- 7ª Disposiciones, formas y empleo de las diversas piezas de las máquinas.
- 8ª Establecimiento y construcción de máquinas, tales como las del vapor, ruedas hidráulicas, malacates, grúas, etc.
- 9ª Montage (sic) de las máquinas en general.
- 10ª Organización de los talleres de construcción.

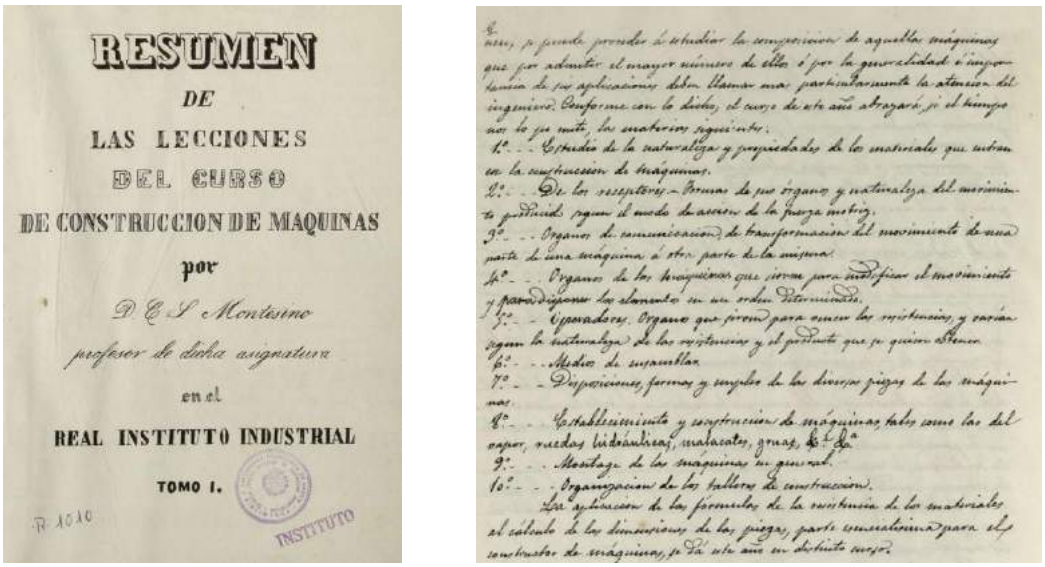


Figura 2: Portada del libro del curso de Construcción de Máquinas y detalle de las materias tratadas.

En la parte introductoria a la nueva asignatura, el profesor Montesino expone las dificultades que ha encontrado al hacerse cargo del curso de Construcción de Máquinas: dispone de escasas obras de consulta específicas, de manera que los contenidos del curso han de reunirse de muy diversos orígenes. No obstante, juega a su favor su experiencia práctica en la materia. Como él mismo indica "… Cuento con una cosa esencialísima, el haber manejado por algunos años la lima y el martillo en aquellos talleres en la construcción de esas mismas máquinas y haber montado en nuestro país algunos talleres de construcción".

Posteriormente, reflexiona sobre los tratados de mecánica industrial que se ocupan de la mecánica dinámica y de un conocimiento teórico de las máquinas, que aunque primordial e indispensable, considera insuficiente para el adecuado conocimiento de las máquinas. También en la introducción, Montesino hace una referencia a la importancia de estudiar la mejor forma y disposición de los órganos que intervienen en la construcción de las máquinas, como iniciaron Lanz y Betancourt [10], lo que considera un trabajo de gran mérito para el tiempo en el que fue publicado, si bien algunas de los aspectos del mismo han sido ya superados.

Se requiere también del conocimiento orientado a la utilidad práctica, fruto de la experiencia y que es dificil de adquirir en las escuelas. Esta perspectiva siempre está presente en el libro de Montesino, como en muchos ingenieros del siglo XIX [20], cuya actividad se articula a través de su intuición, su experiencia y su arte, además de sus conocimientos rigurosos, que los diferencian de los artesanos. El propio Montesino considera que una perspectiva más práctica está detrás de los grandes inventos y adelantos que han tenido lugar en la industria, desde el inicio de la llamada Revolución Industrial, y cita como ejemplo de ello a personalidades como Watt, Arkwright y Stephenson. El principal icono de la Revolución Industrial es la máquina de vapor [20], sobre la que Montesino escribe en [21]: "Casi hasta nuestros días todo lo hacía la fuerza muscular del hombre y de los animales, auxiliada por algunas máquinas de las más elementales. Hoy las máquinas perfeccionadas, y en particular la de vapor, a la que solo parece que le falta la inteligencia para ser considerada como el hombre de hierro, sustituyen con inmesa ventaja bajo todos conceptos a la fuerza animal, ganando en ello la perfección del trabajo, la economía de las construcciones y hasta la dignidad del hombre".

3. Secciones del libro del Profesor Montesino [3]

3.1. Primera materia: Materiales que entran en la construcción de máquinas.

En esta sección se recoge la importancia de tener un buen conocimiento de los materiales empleados en las máquinas, así como de sus propiedades y aplicaciones. Proporciona información sobre metales, maderas, cuerpos flexibles (cueros, cáñamos, estopas, cuerdas etc.), materias grasas (aceites vegetales y animales, grasas…), betunes, untos de protección y materias para desgastar y pulimentar.

El grueso del capítulo se centra en el origen, composición y propiedades de los metales, en particular del hierro forjado, el hierro colado o fundición, el acero, así como las pruebas y ensayos existentes para comprobar su calidad. Se exponen los procesos de templado del acero, y la obtención de diferentes propiedades según el proceso aplicado. También se presentan las propiedades del cobre, el plomo, el estaño, el cinc y los distintos tipos de aleaciones que se obtienen a partir de ellos, junto con las maderas y otros materiales.

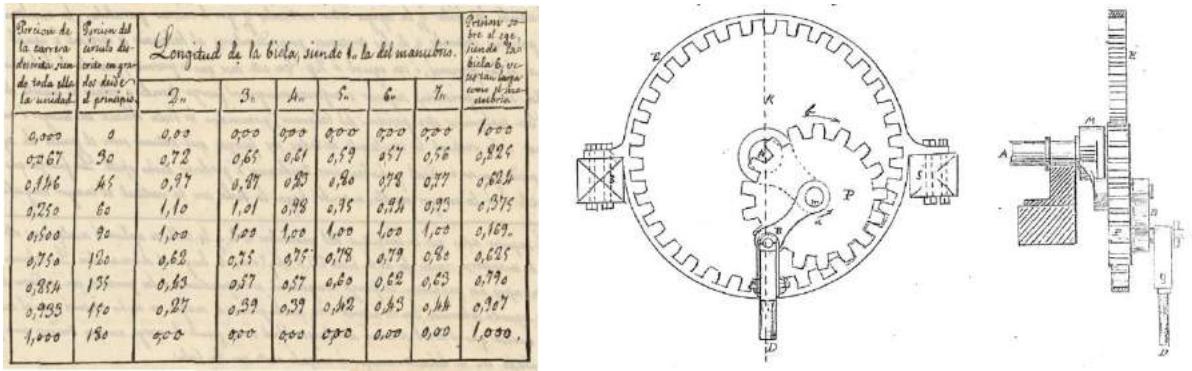
3.2. Segunda materia: Receptores. Formas de sus órganos y naturaleza del movimiento producido según el modo de acción de la fuerza motriz.

En el estudio de las partes constitutivas de las máquinas, se definen los receptores, y se comenta la naturaleza del movimiento producido según el modo de acción de la fuerza motriz, clasificando los motores en tres grandes grupos: los animados, la gravedad, y el calor y las acciones químicas. Entre los animados se encuentra la fuerza del hombre y algunos medios para utilizar dicha fuerza (palancas, poleas y cuerdas), el uso del peso del cuerpo y la fuerza de los animales. Como motores de gravedad se consideran el peso de los sólidos y los líquidos, sus movimientos, el viento y la presión del aire y la elasticidad. En el tercer grupo se exponen diferentes medios de usar la fuerza de dilatación de los cuerpos que se calientan, acciones químicas, eléctricas y magnéticas. Un ejemplo citado sobre el uso del aire atmosférico como motor en la industria es la máquina calórica de Ericsson.

3.3. Tercera materia: Órganos de comunicación del movimiento de una parte de una máquina a otra, para obtenerlo en una dirección y con una velocidad determinadas.

Se trata de una de las secciones a las que el libro dedica una mayor extensión, para estudiar las posibles transformaciones que pueden darse entre las distintas clases de movimientos, en función de las fuerzas resistentes que se presentan. Ello incluye sistemas de transformación del movimiento con palancas, mecanismos de biela manivela, mecanismos articulados, transmisiones deformables, transmisiones por engranajes, etc.

Se exponen con todo detalle y se aportan recomendaciones necesarias para su construcción, junto con fórmulas de resistencia para seleccionar las dimensiones apropiadas. Con este fin se proporcionan tablas como herramientas de ayuda al diseño. La figura 3 muestra algunos de los ejemplos de tablas e ilustraciones pertenecientes a esta sección del libro de Contrucción de Máquinas: una tabla para dimensionamiento de mecanismos y una figura de transmisiones por ruedas dentadas.



Porcion de la carrera durante la cual de toda ella la unidad.	Giro del cigüeñal durante el cual debe empezar el principio.	Longitud de la biela, siendo 1. la del manubrio.						Presion sobre el eje siendo la biela 6, vertical larga como el manubrio.
		2.	3.	4.	5.	6.	7.	
0,000	0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,000
0,067	30	0,72	0,65	0,61	0,59	0,57	0,56	0,824
0,146	45	0,97	0,87	0,83	0,80	0,78	0,77	0,624
0,250	60	1,10	1,01	0,98	0,95	0,94	0,93	0,375
0,500	90	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,169
0,750	120	0,62	0,75	0,75	0,78	0,79	0,80	0,625
0,854	135	0,43	0,57	0,57	0,60	0,62	0,63	0,790
0,933	150	0,27	0,39	0,39	0,42	0,43	0,44	0,907
1,000	180	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,000

Figura 3: Ejemplo de tabla con orientaciones de diseño y ejemplo de transmisión por engranajes.

3.4. Cuarta materia: Órganos que sirven para modificar el movimiento y para disponer los elementos en un orden determinado.

Este apartado incluye los órganos que sirven para dar el movimiento en las condiciones adecuadas al correcto funcionamiento de las máquinas en servicio. Esto incluye los manguitos, embragues, rueda, trinquetes, etc.; que se se describen en detalle en el libro y se ilustran con ejemplos de aplicación en máquinas. La figura 4 presenta algunos ejemplos de órganos para modificar el movimiento.

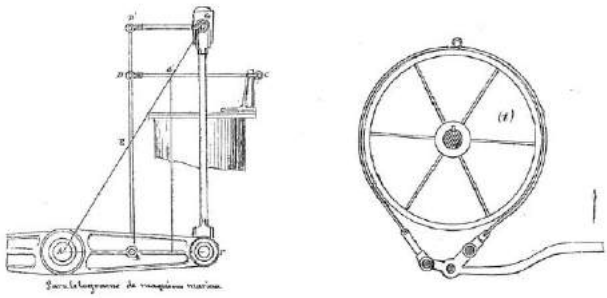


Figura 4: Ejemplo de elementos de máquinas para la transformación del movimiento.

3.5. Quinta materia: Operadores. Órganos que sirven para vencer las resistencias y varían según la naturaleza de las resistencias y el producto que se quiere obtener.

Esta sección expone las resistencias que se presentan trabajando materiales tanto en frío como en caliente al dar a los cuerpos formas determinadas. Se describen diferentes herramientas y máquinas empleadas, distinguiendo las que actúan por presión, las que actúan por desgaste, y las que actúan por división. Ejemplos citados son el martillo de vapor o pilón, la prensa, la máquina de cepillar, tornos, mortajadoras, taladros, roscadoras, etc.

Se muestra en la figura 5 un ejemplo, correspondiente a una máquina para hacer mortajas, que está ilustrada con elevado grado de detalle, que permite conocer sus componentes principales y su funcionamiento. También se hace hincapié en algunas características importantes a tener en cuenta la correcta operación de estas máquinas.

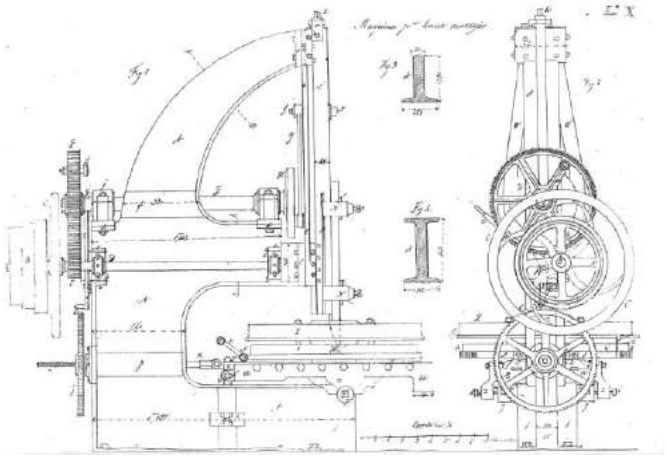


Figura 5: Máquina para hacer mortajas.

3.6. Sexta materia: Medios de ensamblar.

Esta sección es breve y presenta las maneras de unir piezas de las máquinas sin emplear soldadura. Incluye la descripción de aplicaciones de los redoblones, las uniones por pernos y tornillos, las cuñas y chavetas, y las uniones de tubos y piezas huecas. También se listan los materiales empleados para efectuar las ensambladuras, los procedimientos para efectuarlas correctamente y las ventajas e inconvenientes de unas técnicas y otras.

3.7. Séptima materia: Disposiciones, formas y empleo de las diversas piezas de las máquinas.

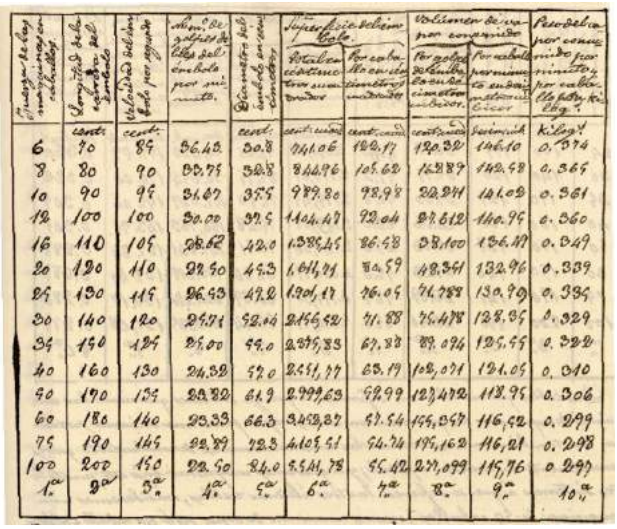
Se exponen las partes principales de las máquinas o elementos de máquinas, las partes secundarias o piezas y las ligazones entre órganos. Se hace una recapitulación de los elementos que se emplean para la transformación del movimiento y las denominadas ensambladuras. En el primer grupo se consideran principalmente poleas, tornos, ruedas, piñones, cremalleras, árboles, bielas, paralelogramos, balancines, tornillos, excéntricas y palancas. En el segundo se tienen redoblones, pernos con tuercas, chavetas, manguitos, cubos de rosca o chaveta, articulaciones o charnelas, correderas, rodillos de fricción y sus guías, cajas de estopa, soportes.

Se describe la resistencia de los materiales empleados en la máquina y se enumeran los distintos tipos de esfuerzos a los que puede verse sometido un elemento, con el objetivo de que el constructor disponga de criterios para diseñar máquinas de dimensiones apropiadas, que puedan funcionar correctamente y evitar roturas.

3.8. Octava materia: Construcción y establecimiento de máquinas. Máquinas de vapor.

En esta sección, la más extensa del libro, se tratan inicialmente las máquinas de vapor en sus diferentes variantes: de alta y baja presión, de simple o doble efecto, sin expansión o con expansión, y dentro de estas, con expansión fija o variable. También presenta una clasificación de las máquinas según el modo de aplicación de la fuerza motriz en los siguientes tipos: máquinas hidráulicas para la elevación y bombeo de agua, soplantes que accionan un fuelle para generar un flujo de aire, máquinas de rotación, máquinas de barco, locomotoras y turbinas hidráulicas. A la vez que las clasifica, enumera y describe sus partes principales, detalla su funcionamiento dentro del conjunto de la máquina.

Aprovechando su experiencia y conocimientos, Montesino recopila diversos valores dimensionales y funcionales representativos de dichos componentes en máquinas de vapor de la época. Una vez presentados y descritos los componentes principales, se presenta una recopilación de diversas expresiones y ajustes para su cálculo y dimensionamiento, estableciendo las condiciones generales de funcionamiento de dichas máquinas (potencia, consumos, etc.). Estos procedimientos de cálculo se encuentran acompañados con gráficos que ayudan al ingeniero a la hora de realizar diseños preliminares, como el mostrado en la figura 6.



6	70	84	36.48	30.8	141.06	122.17	130.32	146.10	0.374
8	80	90	30.75	32.8	844.96	105.62	112.87	142.48	0.365
10	90	96	31.67	35.5	989.80	98.98	30.211	121.09	0.361
12	100	100	30.00	37.5	1104.47	92.04	27.612	140.96	0.360
16	110	105	28.62	42.0	1.388,45	86.78	28.100	136.47	0.349
20	120	110	27.50	45.3	1.644,21	82.59	18.341	132.96	0.339
24	130	115	26.63	47.2	1.901,47	76.04	24.788	130.90	0.334
30	140	120	25.71	52.04	2.156,52	71.88	24.478	128.35	0.329
34	150	125	25.00	54.0	2.375,33	69.83	23.094	126.55	0.322
40	160	130	24.32	57.0	2.611,77	65.19	102,071	124.05	0.310
50	170	135	23.82	61.9	2.999,63	59.99	123,412	118.95	0.306
60	180	140	23.33	66.3	3.403,87	57.54	155,047	116,52	0.299
75	190	145	22.89	72.3	4.105,51	54.74	195,162	116,21	0.298
100	200	150	22.50	84.0	5.541,78	55.42	277,099	115,76	0.297
1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	7ª	8ª	9ª	10ª

Figura 6: Ejemplo de tabla de dimensiones de máquina de doble efecto con condensación y expansión 1 a 4.

Se incluyen en este apartado diversas láminas de máquinas y mecanismos reales del libro de láminas ilustradas. Tomando como base estas máquinas, se realizan comentarios sobre aspectos la integración e interacción entre los componentes y su efecto sobre la funcionalidad de las máquinas. Esto incluye máquinas de elevación de agua, sobre los que se presenta y analiza el funcionamiento de diversos sistemas de regulación como el conocido regulador de Watt. También se incluyen máquinas de vapor del tipo Maudslay, como la mostrada en la Figura 7, empleadas habitualmente en los barcos de vapor de ruedas en el siglo XIX.

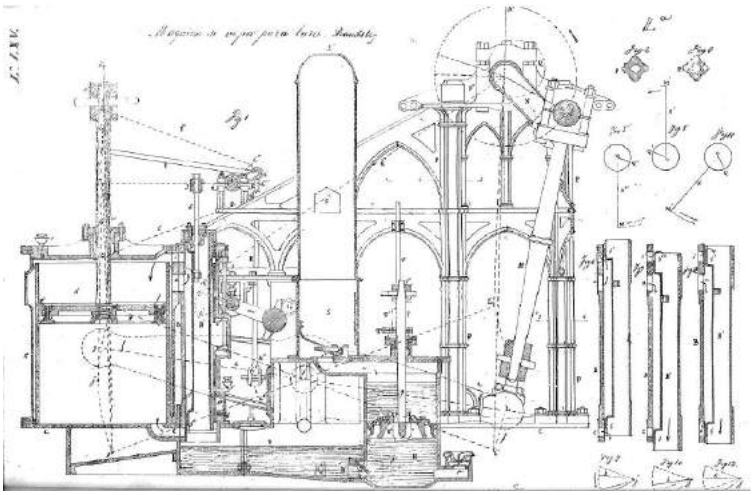


Figura 7: Máquina de vapor para barco.

Se describen las particularidades de cada máquina de vapor, ilustrando el funcionamiento de cada uno de sus componentes (calderas, cilindros, condensadores, válvulas, bombas, etc.) y sus mecanismos (balancines, bielas, reguladores, etc). Se dedican apartados a la optimización d el peso y el volumen de la máquina, así como lograr bajar su centro de gravedad, aspectos muy importantes por ejemplo en aplicaciones marinas.

El texto también explica las locomotoras de los ferrocarriles, de las que por su profesión dispone de gran conocimiento. Se detallan los distintos sistemas que las componen: vaporización en la caldera, sistema motor por émbolos y valvulería, sistemas de transmisión y bastidor, destacando en todo momento las particularidades de cada una de ella. La figura 15 ilustra un ejemplo de locomotora recogido en el volumen de láminas.

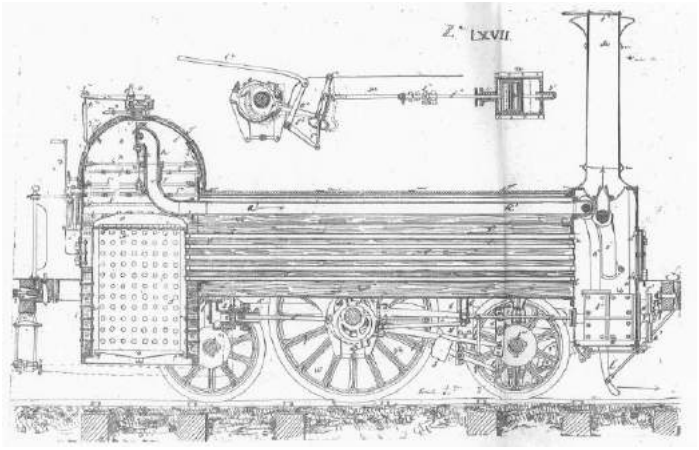


Figura 8: Ejemplo de locomotora.

En esta misma sección, Montesino también presenta diseños de turbinas de la epoca, así como otros tipos de máquinas, tales como elevadores y dispositivos asociados. En la Figura 9 se muestran algunos ejemplos.

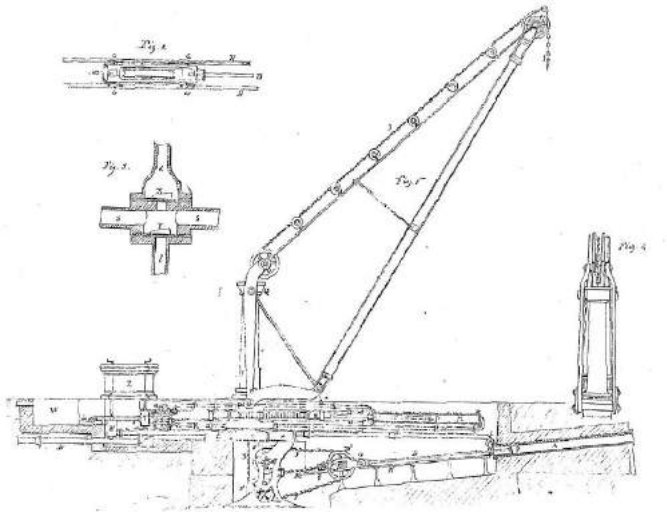


Figura 9: Otros ejemplo de máquinas y dispositivos incluidos.

3.9. Novena materia: Montage (sic) de las máquinas.

Esta sección trara en primer lugar de la cimentación y el posterior proceso de colocación de las máquinas sobre ellas. Adicionalmente se dedica también parte del capítulo a exponer conocimientos fundamentales sobre el dimensionado y diseño de canalizaciones.

3.10. Décima materia: Talleres de construcción.

En lo que respecta a la última materia tratada en el libro, se presentan diversas disposiciones y formas de organización en algunos talleres de fabricación, como son una fundición, una forja, un taller de locomotoras, un taller de engranajes y otros tipos. Además, en el capítulo se proporcionan tablas para calcular los diámetros de los muñones de árboles de fundición y forjados.

4. Conclusiones

El curso de Construcción de Máquinas del Profesor Montesino tiene lugar en un periodo de importantes cambios en la docencia de máquinas en Europa en general, en el que están teniendo lugar rápidos e importantes avances en el estado de la técnica de la construcción de máquinas. El conocimiento teórico resulta necesario, pero se quiere complementar con una visión práctica la formación de los ingenieros.

Montesino era plenamente consciente de ello y con este fin desarrolló los contenidos del libro para el curso sobre máquinas. El propio Montesino consideró su trabajo imperfecto, debido a que dispuso de un tiempo muy limitado para su preparación. No obstante, y pese a que la mayor parte de las máquinas y mecanismos del libro no representan novedades significativas para la época, son destacables la profundidad de los análisis realizados, su elevada extensión y un planteamiento orientado a la labor profesional de los futuros ingenieros del Real Instituto Industrial de Madrid.

5. Bibliografía y referencias

[1] J.M. Martínez-Val. Un empeño Industrial que cambió a España 1850-2000: siglo y medio de Ingenieria Industrial. Ed. Sintesis (2001)

[2] Asociación de Ingenieros Industriales de Madrid, Boletín Informativo nº 13, Mayo 2008

[3] C.S. Montesino. Resumen del Curso de Construcción de Máquinas, Madrid (1853-54). 2 volúmenes y 1 atlas. Los 2 volumenes están disponibles en “Colección Digital Politécnica” de la Universidad Politécnica de Madrid: http://cdp.upm.es.

[4] Diario Hoy, edición digital. Página web:

http://www.hoy.es/extremadura/201605/12/cipriano-segundo-montesino-ilustre-20160512000316-v.html

[5] Índice histórico de diputados del archivo del Congreso de los Diputados. Página web: www.congreso.es

[6] Archivo histórico del Senado. Página web:

http://www.senado.es/web/conocersenado/senadohistoria/senado18341923/senadores/fichasenador/index.html?id1=3114

[7] C.S. Montesino. Rompimiento del istmo de Suez, Madrid, Imp. Nacional, 1857.

[8] Biblioteca Nacional de España. Página web: www.bne.es

[9] Pablo Valbuena Vázquez. Historia de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid, Proyecto de Fin de Carrera, 1996.

[10] J. de Lanz, A. de Betancourt. Essai sur la composition des machines. París. 1808.

[11] G. Monge. Application de l'analyse à la géométrie. Paris 5. A., 1805

[12] M. Hachette. Traite Élémentaire des Machines. Corby. 1811.

[13] F.A. Borgnis. Traité complet de mécanique appliquée aux arts (Complete Treatise on Mechanics Applied to the Arts). Bachelier, Paris, 9 Vols. 1818.

[14] R. Willis. Principles of Mechanism, 1841. (2nd Ed. London, 1870).

[15] J. Weisbach. Principles of the Mechanics of Machinery and Engineering. Lea and Blanchard. 1848

[16] C-P.L. Laboulaye. Traité de Cinématique, ou Théorie des Mécanismes. E. Lacroix. 1861.

[17] F. Reuleaux. Kinematics of Machinery. MacMillan and Co. 1876

[18] F. Reuleaux. Lehrbuch der Kinematik. Braunschweig: F. Vieweg und sohn. (2 Vols.). 1876

[19] F. Comín, P. Martín. Historia de la empresa pública en España. Espasa Calpe, (1991), 51-87.

[20] M. Silva Suárez. El Ochocientos. De los lenguajes al patrimonio. Técnica e Ingeniería en España. Publicación número 3.111 de la Institución “Fernando el Católico”. Excma. Diputación de Zaragoza, 2011.

[21] C.S. Montesino. Discurso en contestación al ingeniero de caminos Lucio del Valle. Influencia que han tenido los progresos de las ciencias exactas en las artes de construcción, y más especialmente en las que entra el hierro por principal elemento, discurso leído ante la Real Academia de Ciencias en la recepción pública, Madrid, Impr. y Libr. de D. Eusebio Aguado, 1861, p.42.

Nuevas Tecnologías aplicadas a la difusión de Mecanismos Históricos: Impresión 3D del Artificio de Juanelo Turriano

J. Aginaga García[1], V. Pérez de Ciriza Gárriz[2], A. Plaza Puértolas[3], J. M. Pintor Borobia[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales. Universidad Pública de Navarra. jokin.aginaga@unavarra.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales.. Universidad Pública de Navarra. valeriapcg@gmail.com*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales. Universidad Pública de Navarra. aitor.plaza@unvarra.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales. Universidad Pública de Navarra. txma@unvarra.es*

Las nuevas tecnologías son una buena herramienta para la difusión de información de todo tipo en general y de la Historia de Máquinas y Mecanismos en particular. Este trabajo hace uso de la impresión 3D para la reconstrucción a escala de un mecanismo de relevancia histórica. Dicho mecanismo es el célebre Artificio de Juanelo Turriano, construido en el siglo XVI para elevar agua desde el Tajo hasta el Alcázar de Toledo. Se pretende así dar difusión a la ya conocida figura de Juanelo Turriano aplicando una nueva tecnología de fabricación, enlazando pasado, presente y futuro de la ingeniería.

1. Introducción

La Historia de las Máquinas y Mecanismos (HMM) es una disciplina de la Teoría de Máquinas y Mecanismos cuyo objetivo es dar a conocer los trabajos de ingeniería de diferentes épocas históricas y promover la circulación de información y material de trascendencia histórica. Esta disciplina está cobrando relevancia desde que en 1973 la IFToMM estableciese la Comisión Permanente en HMM [1] y, muy especialmente, desde el año 2000 a partir del cual se organiza el International Symposium on History of Mechanisms and Machines con periodicidad cuatrienal. Desde entonces se han publicado 4 libros de actas con artículos que van desde reseñas biográficas de figuras históricas ilustres en el contexto de la ingeniería mecánica y descripciones detalladas de mecanismos con relevancia histórica, hasta descripciones de la evolución de determinados componentes mecánicos a lo largo del tiempo.

Además del congreso específico en HMM, numerosos congresos de ingeniería mecánica tienen actualmente la HMM entre sus áreas temáticas, entre los que se encuentran IFTOMM World Congress, celebrado cada 4 años y el EUCOMES, con periodicidad bienal. En lo que respecta al Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, el área temática de Historia de Máquinas y Mecanismos se incluyó por primera vez en la edición XVII celebrada en Gijón en el año 2008. En algunas ediciones anteriores también se habían publicado artículos sobre la HMM, aunque sin que en los congresos existiera un área temática específica. No obstante, el número de artículos ha sido reducido hasta la edición de 2014, en la que se publicaron 9 artículos en el área temática de HMM.

Existen otras vías para la difusión de mecanismos históricos además de los ya mencionados congresos científicos, como pueden ser las bibliotecas digitales y los modelos virtuales de mecanismos, siendo ambas combinables. En este artículo pretende darse un paso más abriendo una nueva vía para la difusión de mecanismos históricos mediante la impresión 3D y la construcción de modelos a escala de mecanismos antiguos de relevancia histórica. Para ello, se aprovecha la destacada figura de Juanelo Turriano, ingeniero de origen cremonés que trabajó para Carlos V -I de España y V de Alemania- y Felipe II en las Cortes Españolas durante siglo XVI. Su obra más destacada es el conocido como Artificio de Juanelo, un autómata hidráulico que elevaba agua desde el río Tajo hasta el Alcázar, superando una altura cercana a los 100 m. Desgraciadamente, no se conservan planos ni referencias concretas que lo definan con claridad, por lo que las reconstrucciones existentes se han realizado a partir de descripciones y citas indirectas [2]. Así, existen distintas interpretaciones del funcionamiento Artificio, no habiendo un consenso sobre cuál de ellas es la que mejor representa el célebre Artificio del insigne Juanelo. En este trabajo se describen brevemente las interpretaciones del Artificio más difundidas y finalmente, se elige una de ellas para su rediseño e impresión 3D.

2. Nuevas Tecnologías para la Difusión de Mecanismos

Tal como se ha explicado en la Introducción, en los últimos años, especialmente desde el inicio del siglo XXI, los congresos científicos del ámbito de la Teoría de Máquinas y Mecanismos están ejerciendo una extraordinaria labor de difusión de la HMM. Esto conlleva que existe un creciente número de investigadores de perfil técnico o ingenieril que dedican parte de su labor investigadora a la investigación histórica, como puede ser la exploración de documentos históricos para el posterior análisis e interpretación de mecanismos que fueron transcendentes en su época y que pudieron marcar hitos reseñables en el desarrollo tecnológico. De este modo, puede considerarse que, a día de hoy, los congresos de TMM son el principal vehículo para la transmisión del conocimiento de aspectos históricos de la ingeniería en el ámbito científico. No obstante, existen otras muchas vías para la difusión de los mecanismos históricos, especialmente ligadas a las nuevas tecnologías. Estas otras vías, además, no están limitadas al ámbito científico, por lo que permiten el acceso a la información recopilada mediante la investigación histórica a un público mucho mayor.

La principal vía para la difusión y transferencia de conocimiento a la sociedad es la digitalización de información y su exposición pública en internet. Así, existen numerosas plataformas digitales y bases de datos dedicadas a la difusión de mecanismos históricos y personalidades relevantes en la ingeniería. En este sentido, entre los años 2010 y 2013 varias universidades europeas llevaron a cabo el proyecto thinkMOTION (www.thinkmotion.eu) con el objetivo de crear la mayor biblioteca digital de libre acceso del mundo sobre contenidos en el campo de las máquinas y los mecanismos. En dicha biblioteca digital se incluyó documentación histórica sobre el desarrollo de la tecnología de máquinas y mecanismos, incluyendo la digitalización de libros antiguos, así como breves biografías de personalidades históricas relevantes en el mundo de la ingeniería mecánica [3]. El propio Juanelo Turriano da nombre a una fundación, cuya web contiene una colección digital de publicaciones, además de una animación en 3D del propio Artificio. Tal como se detalla en dicha web el objetivo de la fundación es *la promoción y difusión del estudio histórico de la Técnica y de la Ciencia en sus diversas vertientes, con especial énfasis en la Historia de la Ingeniería*, por lo que no está limitada a la figura de Juanelo.

Además de la creación de bibliotecas digitales o bases de datos, las nuevas tecnologías también permiten la elaboración de modelos virtuales de mecanismos históricos. A partir de grabados, dibujos, descripciones o archivos históricos, es posible crear modelos 3D de mecanismos, incluyendo animaciones que permiten entender su funcionamiento [4,5]. El propio Artificio de Juanelo fue recreado y presentado en un congreso de Ingeniería Gráfica [6], realizando el modelado y la animación en CATIA. Dicho artículo resalta la importancia de la realidad virtual, a la que califica como "el habla del siglo XXI".

La recreaciones en 3D y animaciones virtuales presentan una muy buena manera de representar y ayudar a comprender el funcionamiento de mecanismos históricos. No obstante, en este trabajo se pretende dar un paso más para pasar de modelos virtuales a modelos reales mediante otra nueva tecnología. La impresión 3D permite realizar modelos a escala de una forma sencilla y a un precio asequible. Mediante un modelo impreso en 3D, el mecanismo pasa de ser un modelo virtual a ser un modelo tangible, aumentando el realismo y facilitando de esta forma la comprensión de su funcionamiento. Del mismo modo, el importante paso que hay desde el diseño virtual al montaje real permite verificar la validez del modelo virtual. En este trabajo se ha realizado la impresión 3D de las diferentes piezas que forman las torres oscilantes del Artificio de Juanelo y se pretende difundir la idea de la impresión 3D como medio para crear maquetas de mecanismos históricos y ayudar a su difusión.

3. Contexto Histórico (Notas Biográficas) de Juanelo y de su Artificio

Giovanni Torriani, posteriormente conocido como Juanelo Turriano, nació en la ciudad lombarda de Cremona y, como suele ocurrir cuando se estudia la vida de proyectistas de origen humilde, se conoce la fecha de su muerte, pero se desconoce la de su nacimiento. Murió en la ciudad de Toledo el 13 de junio de 1585 a la edad de ochenta y cinco años según investigadores, por lo que su nacimiento se estima hacia el año 1500. No se conocen datos de sus años de juventud, siendo en 1530 su primera aparición en los archivos. Este año, Carlos V fue coronado emperador de Bolonia y, siendo este motivo de presentes y regalos, fue agasajado con el reloj astronómico "Astrario" de Giovanni di Dondi, elaborado en el siglo XIV pero que, debido al desuso y al tiempo, no funcionaba correctamente. El Emperador encargó la reparación de dicho reloj, tarea que nadie quiso aceptar a excepción del entonces joven relojero Giovanni Torriani. Así fue como Juanelo entró a formar parte del servicio de Carlos V, en el cual permanecería hasta la muerte del monarca en 1558. Durante los años al servicio del Emperador su actividad como inventor fue muy prolífica, destacando ingeniosos autómatas y relojes. A la muerte de Carlos V, Juanelo fue invitado a permanecer al servicio de su sucesor, Felipe II, quien lo nombré Matemático Mayor [6].

Fue al servicio de Felipe II cuando construyó el célebre Artificio para elevar agua al Alcázar de Toledo. Ya antes, en el año 1526, se hicieron venir de Alemania a oficiales expertos en la materia que instalaron bombas en el río y una pesada cañería que llegaba hasta el Alcázar. Sin embargo, debido al gran desnivel, la presión del agua pudo

más que el ingenio de sus creadores, reventando bombas y cañerías. Poco después, en 1562, Juan de Coten y Maestre Jorge trataron de hacer ciertos ingenios para elevar agua que no tuvieron efecto, desconociéndose si se hicieron pruebas o quedó el ingenio en estado de proyecto [7]. En resumen, las bombas hidráulicas de la época no eran capaces de soportar la presión que suponía elevar el agua 90 metros de altura, por lo que era necesario idear alguna solución alternativa.

Ante este problema Juanelo ideó un mecanismo que era capaz de elevar el agua a la presión atmosférica, mediante un sistema de canales oscilantes que llevaban el agua de uno de sus extremos al otro. El 18 de abril de 1565, se otorgó a Juanelo la escritura de aprobación del contrato para realizar su Artificio, el cual destaca por ser un texto de términos rigurosos. Juanelo se comprometió a elevar y poner en un arca colocada frente al Alcázar 16 libras (unos 7,25 litros) de agua por cada movimiento de su máquina, que había de ser continuo, lo que se traduce en una entrega de más de 12.000 litros diarios. Tanto la construcción como la obra serían realizadas a costa del autor, y ni el Rey ni la ciudad quedaban obligados al mínimo desembolso antes de que el agua fluyese por el Artificio a satisfacción del contratante. Si, cumpliendo con las cláusulas del contrato, se subiera el agua mediante la construcción propuesta por Juanelo satisfactoriamente, se procedería a completar el artificio con las obras pertinentes y se le pagaría a su creador 8.000 ducados. Una vez terminado el artificio, la ciudad de Toledo se comprometía a pagar a Juanelo y a sus descendientes una renta de 1.900 ducados anuales para siempre, con la obligación por su parte de las tareas de mantenimiento y reparación del mecanismo desde el río hasta el Alcázar en caso de requerirse [2].

Cuatro años después, el 23 de febrero de 1569, Juanelo entregó el ingenio terminado y en pleno funcionamiento. El 13 de mayo del mismo año, representantes del Rey y de la ciudad de Toledo procedieron a la medición del caudal suministrado por el mecanismo, que resultó ser superior al requerido en más de un 50%. El éxito del artilugio llenó de entusiasmo a Juanelo, al Rey y a la ciudad de Toledo, y fue felicitado por su obra.

Sin embargo, a pesar de que el invento de Juanelo fue empleado por más de medio siglo, este no recibió los pagos estipulados previamente por contrato. La ciudad de Toledo no pagó los 8.000 ducados a la entrega del proyecto ni la renta anual de 1.900 ducados en concepto de mantenimientos y cuidados del Artificio. El Rey trató de ayudar a Juanelo adelantándole una suma de dinero para que pudiera resolver su situación con los acreedores que lo atosigaban. Se conservan numerosos documentos en que Juanelo exige a la ciudad de Toledo que se reconozca su cumplimiento del contrato y que la ciudad obre en consecuencia. En 1575 y tras numerosos escritos y peticiones, Juanelo se decide a escribirle al Rey, el cual finalmente decide intervenir en el asunto y exige a los representantes de Toledo que justifiquen su actitud insolvente. Las discusiones entre los ministros reales y los delegados de la ciudad se prolongaron largo tiempo y finalmente se resolvió en la demostración del buen servicio del Artificio. Aun así, aduciendo que el caudal que Juanelo consiguió levar no servía para abastecer a la ciudad, se le encarga otro artificio para completar el abastecimiento.

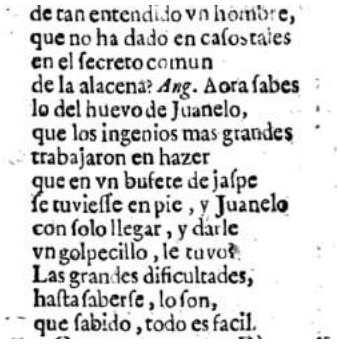
El nuevo contrato fue aprobado el 21 de marzo 1575 y Juanelo hizo entrega de su ingenio en 1581. No obstante, de nuevo la ciudad de Toledo no cumplió con el convenio y no hizo pago de nada de lo acordado. Juanelo, viejo, enfermo y cansado de luchar por sus derechos revela al Rey su estado desesperado y sus condiciones económicas adversas. En una carta al Rey fechada en el año 1584, Juanelo le cede los derechos sobre el segundo artificio, alegando que si bien la ciudad de Toledo no había cumplido con el acuerdo pactado, el emperador siempre había sido objeto de su lealtad y servicio. El Rey trató de ayudar nuevamente al inventor, pero ni él mismo tenía solvencia para liberar sus deudas o pagar a sus médicos. Pocos días antes de su muerte Juanelo escribe una última carta al Rey pidiéndole que proteja a su hija y a sus nietas, a quien este les asignó una pensión diaria.

Tras la muerte de Juanelo, el Artificio estuvo en funcionamiento durante algunos años en los que fueron sus descendientes los encargados del mantenimiento y cuidados del Artificio, de modo que la obra de Juanelo permaneció intacta y funcionando satisfactoriamente. No obstante, los nuevos capataces de la ciudad no sentían especial cariño por el mecanismo y a lo largo de los años fueron proponiendo nuevas soluciones que no llegaron a concretarse. Hacia el año 1617 los dos ingenios de Juanelo dejaron de funcionar por un cuidado insuficiente, aunque fueron conservados durante años. Alrededor del año 1640 comienza a ser objeto del pillaje y su deterioro, aunque indocumentado, se considera aceptado.

Pese a ser su trabajo más relevante, no es el Artificio la única obra que se le conoce. Juanelo construyó relojes y juguetes mecánicos para el emperador Carlos V, entre ellos una "*dama de más de una tercia de alto, que puesta sobre una mesa, danza por toda ella al son de su atambor, que ella misma va tocando, y da sus vueltas tornando á donde partió*", según el cronista de la época Ambrosio de Morales. Más tarde, al servicio de Felipe II se ocupó de labores más relacionadas con la ingeniería civil, como el canal de Colmenar o alguna presa en la zona de Levante. Entre 1578 y 1579, también participó en la reforma del calendario impulsado por el Papa Gregorio XIII, construyendo unos instrumentos que demostraban la reducción necesaria de 10 días en octubre para el paso del calendario juliano al gregoriano. [8]. Por esta labor, realizada ya siendo anciano y pobre, solicitó al Papa Gregorio

"*una pensión anual o cualquier otra renta simple*" para él y sus herederos, hecho que demuestra las condiciones de pobreza en las que pasó sus últimos años de vida. Otra de sus invenciones, un autómata de madera conocido como el "*hombre de palo*", fue utilizado por Juanelo para pedir limosna en sus últimos años de vida. En memoria de dicho autómata, existe en Toledo la calle del Hombre de Palo [9].

Pese a que el Artificio y sus obras relevantes no han llegado a nuestro tiempo, Juanelo gozó de una importante fama en el Renacimiento. Así, numerosos viajeros de la época acudían a Toledo atraídos por la máquina. Ambrosio de Morales escribió, al ver el Artificio: "*Tiene ahora Toledo de nuevo una cosa de las más insignes que puede haber en el mundo, y es el acueducto con que se sube el agua desde el río hasta el Alcázar*". Una prueba de la relevancia y fama de Juanelo son las numerosas referencias en la literatura tanto a su persona como al Artificio [10], realizadas por escritores de gran notoriedad como fueron Cervantes, Góngora, Quevedo o Lope de Vega. Muchas de las referencias hacen referencia al Artificio, pero también las hay referidas a su persona. A modo de ejemplo, Calderón de la Barca, en su obra teatral *La dama duende* [11] hace referencia a Juanelo y a su ingenio, atribuyéndole la invención del conocido como "huevo de Colón"[1]. Sin necesidad de entrar en la discusión de si el famoso huevo que se tuvo en pie fue obra de Colón, Brunelleschi o el propio Juanelo, el hecho de aparecer descrito como "huevo de Juanelo" en la obra de Calderón de la Barca no hace sino resaltar la fama y el notoriedad que tuvo Juanelo en su época. Se muestra a continuación el pasaje en el que Doña Ángela explica a Doña Beatriz la sencillez de las dificultades ya superadas haciendo referencia a Juanelo.


de tan entendido vn hombre,
que no ha dado en caſos tales
en el ſecreto comun
de la alacena? *Ang.* Aora ſabes
lo del huevo de Juanelo,
que los ingenios mas grandes
trabajaron en hazer
que en vn bufete de jaſpe
ſe tuvieſſe en pie, y Juanelo
con ſolo llegar, y darle
vn golpecillo, le tuvo?
Las grandes dificultades,
haſta ſaberſe, lo ſon,
que ſabido, todo es facil.

DOÑA ÁNGELA: ¿Ahora sabes
lo del huevo de Juanelo,
que los ingenios más grandes
trabajaron en hacer
que en un bufete de jaspe
se tuviese en pie, y Juanelo
con solo llegar, y darle
un golpecito, le tuvo?
Las grandes dificultades,
hasta saberse, lo son,
que sabido, todo es fácil.

Figura 1: Pasaje de *La dama duende* que menciona a Juanelo.

Además de las menciones en la literatura, Juanelo también dejó su huella en la cultura oral de la época. Así, una frase popular toledana decía, para calificar algo de inverosímil, que "esto es como subir el río a la plaza del Zocodover" [12], haciendo referencia a la dificultad que superó Juanelo ante la incredulidad de los habitantes de Toledo.

4. Descripción del Artificio: Interpretaciones de diversos autores

Debido a la escasa información existente, se han desarrollado diferentes reconstrucciones del Artificio sin existir en la Literatura un consenso sobre cuál puede ser la más fiel al Artificio real. Los modelos más conocidos son los de Luis de Escosura (1888), basado en las escaleras de Valturio; Ladislao Reti (1967), conocido como modelo de las "torres oscilantes" y modificado levemente por Nicolás García Tapia; y el nuevo modelo con escaleras de Valturio defendido por Francesc Xavier Jufre (2008).

Entre las descripciones del Artificio en su época, la más detallada es la de Ambrosio de Morales, en la que se explica que "*la suma de esta invención es anexar o engoznar unos maderos pequeños en cruz por en medio y por los extremos de la manera que en Roberto Valturio está una máquina para levantar un hombre en alto*". Otra descripción de la época, también sin ilustraciones, es la de Sir Kenelm Digby en que se dice "*y así los dos lados de la máquina eran como dos piernas que pisaban por turnos el agua*". Es a partir de este tipo de detalles en textos de los siglos XVI y XVII como se han elaborado las interpretaciones del Artificio.

[1] La RAE tiene la misma definición para las expresiones "huevo de Colón" y "huevo de Juanelo", a saber, *Cosa que aparenta tener mucha dificultad pero resulta ser fácil al conocer su artificio*. Esta expresión tiene su origen en un pasaje histórico en el que el ingenioso protagonista retaba al resto contendientes a colocar un huevo de pie. Tras el fracaso de todos ellos, colocó el huevo de pie dándole un leve golpecito contra la mesa, de modo que, en efecto, quedó de pie. Se desconoce a ciencia cierta si el protagonista de esta anécdota fue Colón, Juanelo o Brunelleschi, autor de la cúpula de la catedral Santa Maria del Fiore en Florencia.

Precisamente basándose en la descripción Morales, Luis de Escosura y Morrogh realizó la primera reconstrucción del Artificio. Escosura identificó la descripción de Morales con una imagen del libro de Agostino Ramelli "Le diverse et artificiose machine" [13]. Concretamente, se trata de la lámina XCV mostrada en la Fig. 2(a). El funcionamiento consiste en una primera rueda hidráulica que realiza una primera elevación y etapas posteriores que, haciendo uso de las escaleras de Valturio, llevan el agua en el resto del trayecto. Años después, Ladislao Reti realizó el modelo de "Torres oscilantes" tras analizar la reconstrucción de Escosura y posiblemente nueva documentación a la que Escosura no hubiera tenido acceso. Reti también se basó en una lámina del libro de Ramelli, pero no en la misma que Escosura sino en la inmediatamente posterior, mostrada en la Fig. 2(b).



(a) (b)

Figura 2: Láminas XCV (a) y XCVI (b) del libro de Ramelli [13].

Puede observase que la primera etapa en la que se eleva agua mediante una rueda hidráulica es similar, pero a partir de ahí la versión de Reti consta de varias torres como la de la Fig. 2(b) en las que el agua se eleva pasando de un canal a otro mediante un movimiento de vaivén. Nicolás García Tapia aportó una leve variación al modelo de Reti añadir otra columna de brazos que aportaba al mecanismo simetría y estabilidad. La Fig. 3 muestra un esquema de la reconstrucción de Reti.

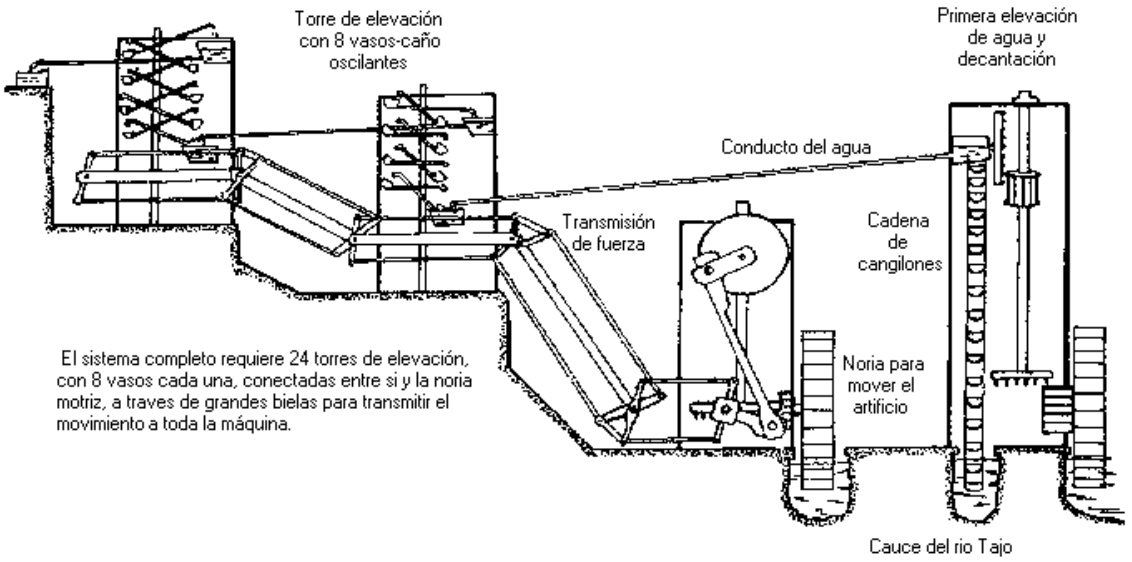


Figura 3: Esquema de la reconstrucción de Reti.

Ya en este siglo, Francesc Xavier Jufre ha realizado una nueva interpretación del Artificio, apoyándose en la referencia que hace Ambrosio de Morales a las escaleras de Valturio. Según Jufre, los mecanismos de cada torre

se componen de listones cruzados, cuyos pies se deslizan en el plano horizontal, abriendo o cerrando la tijera, provocando que el plano superior donde se ubicarían las cazuelas y el canal del grupo de trasvase, ascienda o descienda sin perder la verticalidad [2]. La Fig. 4 muestra una imagen del modelo 3D de la reconstrucción de Jufre.

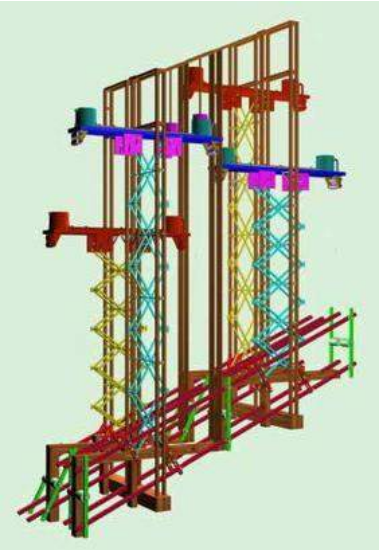


Figura 4: Vista de un tramo del Artificio según Jufre.

Sea cual fuere el diseño real del Artificio, hay que destacar que se trataba de un mecanismo capaz de elevar agua desde el Tajo hasta el Alcázar haciendo uso únicamente de la corriente del río. Es decir, no era necesaria una fuente de energía externa para alimentar el mecanismo, por lo que podría decirse que, en términos actuales, el mecanismo era alimentado por una energía renovable.

En este trabajo no se pretende hacer un análisis profundo de los citados modelos ni aportar nueva información sobre los mismos. El modelo que hasta el momento ha tenido mayor aceptación y difusión es de la Ladislao Reti, aunque algunos autores han mostrado ciertas dudas sobre su viabilidad [2]. Así, el modelo elegido para su impresión 3D, debido a su belleza y sencillez, así como al mayor respaldo que tiene hasta el momento en la comunidad científica, es el de Nicolás García Tapia.

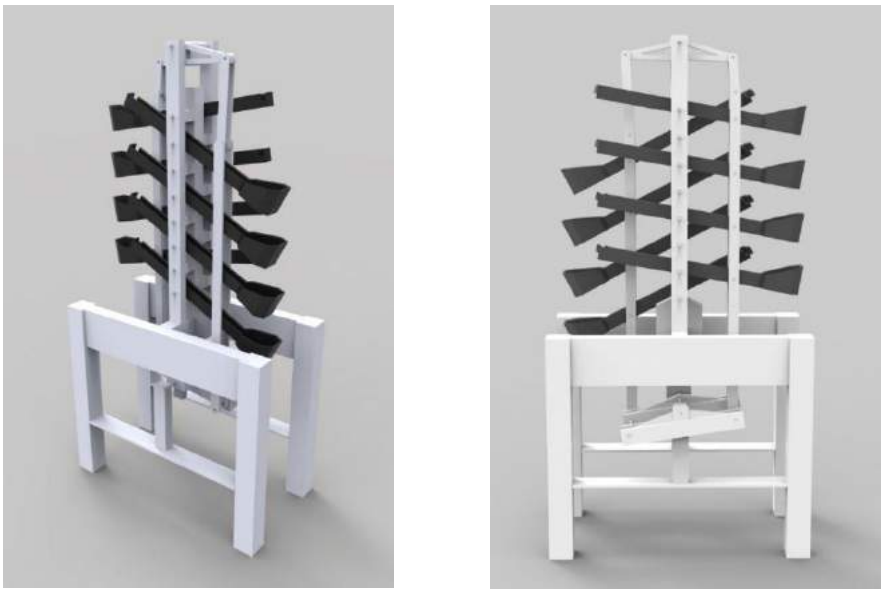
5. Rediseño de piezas según la interpretación de Nicolás García Tapia e impresión 3D

Tal como se ha comentado, el modelo que se ha tomado como referencia en este trabajo es el de torres oscilantes de Nicolás García Tapia. No se ha diseñado el modelo completo del Artificio que comprende desde la primera rueda hidráulica hasta la última torre oscilante con su sistema de transmisión de potencia mediante mecanismos de barras, sino que se ha fabricado únicamente una torre oscilante, ya que se ha considerado que esta es la principal singularidad del mecanismo ideado por Juanelo.

Para el rediseño de las distintas piezas de las que se compone dichas torres oscilantes, se ha tenido en cuenta que posteriormente van a ser fabricadas mediante una impresora 3D. Dicha impresora funciona por deposición de material fundido, siendo este uno de los procesos de fabricación aditiva en auge en la actualidad por su sencillez y su bajo coste. Este tipo de impresoras funciona mediante la introducción de un filamento, normalmente de material plástico, en la boquilla de un extrusor. La temperatura de dicho extrusor es superior a la temperatura de fusión del material por lo que el filamento se funde y es depositado sobre una base o sobre la capa anterior, solidificando casi inmediatamente después de abandonar la boquilla. El extrusor tiene la capacidad de desplazarse en tres ejes cartesianos de manera controlada, de modo que pueda dar forma a la pieza en 3D. Así, se van empleando hilos de material que se depositan capa a capa para conformar la pieza.

La impresión 3D mediante deposición de material fundido tiene dos limitaciones importantes que han condicionado el rediseño de determinadas piezas del Artificio. La primera es que el material fundido que sale del extrusor necesita una base sobre la que apoyarse, de modo que resulta complicado imprimir piezas que tengan salientes, huecos o voladizos. La segunda limitación es la escasa precisión que se tiene. Se ha comprobado que la impresora utilizada, el modelo Witbox de BQ, tiene un error de en torno a 0.5 mm, por lo que en ocasiones han sido necesarias iteraciones prueba-error en el diseño de piezas que debían encajar entre sí.

En estas condiciones se ha realizado el rediseño de los componentes necesarios para construir una torre oscilante de las que se compone el Artificio de Juanelo. El modelo de CAD de dicha torre puede observarse en la Fig. 5.



(a) (b)

Figura 5: Modelo de CAD de la torre oscilante.

De la Fig. 5 (b) puede observase la sencillez del mecanismo de las torres oscilantes. En las partes derecha e izquierda de la columna central se tienen varios cuadriláteros articulados enlazados mediante un acoplador común. Ambos grupos de cuadriláteros están unidos por las piezas triangulares superior e inferior, que de esta forma restringen un grado de libertad acoplando el movimiento de ambos lados. Asimismo, la pieza triangular inferior también limita la movilidad del mecanismo, haciendo que sus posiciones límite sean las de vertido del agua de un canal sobre la cuchara del canal inmediatamente superior, tanto en un sentido como en el otro.

Tal como se ha mencionado, la impresión 3D tiene sus limitaciones, por lo que algunas de las piezas han tenido que dividirse en dos o más partes a imprimir individualmente, siendo necesario pegarlas posteriormente. A modo de ejemplo, cada canal ha sido dividido en 3 partes, por un lado la cuchara sobre la que caerá agua y por otro los lados derecho e izquierdo del canal. Esta división es debida al agujero pasante necesario para la articulación. En general, tras la impresión 3D a veces resulta necesario realizar un postproceso de ligado, eliminación de sobrantes y pegado de piezas. Una vez impresas todas las piezas y realizado el montaje, el resultado puede apreciarse en la Fig. 6.



Figura 6: Torre oscilante del Artificio de Juanelo impresa en 3D.

6. Conclusiones

La reconstrucción y modelización virtual es una vía actualmente utilizada por muchos investigadores para el análisis y compresión del funcionamiento de mecanismos históricos. No obstante, es posible dar un paso más construyendo dichos modelos virtuales mediante la impresión 3D, logrando así un modelo tangible del mecanismo analizado. Este trabajo abre la puerta a una nueva forma de impulsar la difusión de mecanismos históricos mediante su impresión 3D. Además, la impresión 3D y la construcción "tangible" pueden ayudar a comprender la viabilidad o veracidad del mecanismo analizado, realizando el paso de lo virtual a lo real.

Asimismo, se pretende realizar una pequeña aportación a la HMM ensalzando la figura de Juanelo Turriano y su Artificio. Para ello, se ha diseñado y construido una torre oscilante de las que constaría el Artificio de Juanelo según la interpretación que del mismo hicieron Ladislao Reti y Nicolás García Tapia.

Finalmente, mediante este artículo se pretende también animar a otras universidades e investigadores a realizar este tipo de modelos, dando lugar a reconstrucciones reales de mecanismos históricos.

7. Referencias

[1] M. Ceccarelli. On the IFToMM Permanent Commission for History of MMS. En: International Symposium on History of Machines and Mechanisms, Proceedings HMM2004 (2004), 11-26.

[2] F. X. Jufre Gracía. El Artificio de Juanelo para elevar agua al Alcázar de Toledo (s. XVI). Modelo con las escaleras de Valturio. Editorial Mileno (2008). ISBN: 978-84-9743-283-2.

[3] J. Aginaga, V. Petuya, J.C. Pérez Cerdán, O. Altuzarra, Ch. Pinto, A. Hernández, M.A. Lorenzo. Recopilación de documentación histórica sobre ingeniería mecánica para el Proyecto Europeo thinkMOTION. XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Castellón, España (2012).

[4] H-S. Yan, K-H. Hsiao. Reconstruction design of the lost seismoscope of ancient China, Mechanism and Machine Theory, 42 (2007), 1601-1617.

[5] R. Villar-Ribera, F. Hernández-Abad, J.I. Rojas-Sola, D. Hernández-Díaz. Agustin de Betancourt's telegraph: Study and virtual reconstruction, Mechanism and Machine Theory, 46 (2011), 820-830.

[6] M. Bermejo, L. González, M.G. Del Río, J. Martínez. Reconstrucción virtual del Artificio de Juanelo Turriano para elevar agaua del río Tajo a Toledo. XVIIth Ingegraf International Congress, Sevilla, España (2005).

[7] L. Escosura y Morrogh. El artificio de Juanelo y el puente de Julio César. Memorias de la Real Academia de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales de Madrid. Tomo XIII – Parte 2ª, (1888).

[8] A. Fernández Collado, Juanelo Turriano y la aportación española a la reforma del calendario gregoriano. Toletum: boletín de la Real Academia de Bellas Artes y Ciencias Históricas de Toledo, 23 (1989), 151-159.

[9] E. Bautista, J.L. Muñoz, J. Echávarri. Juanelo (1501-1585). En: Distinguished Figures in Mechanism and Machine Science: Their Contribution and Legacies, Part 2, History of Mechanism and Machine Science 7 (2010), 95-110.

[10] J. C. Sánchez Mayendía. El artificio de Juanelo en la literatura española. En: Cuadernos Hispanoamericanos, 103, (1958), 73-93.

[11] P. Calderón de la Barca. La dama duende, 1629.

[12] J.L. Muñoz, P. Leal, J. Echávarri, H. Lorenzo. La Máquina que baila: El secreto de hacer subir el agua cuesta arriba. XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, León, España (2004).

[13] A. Ramelli. Le diverse et artifciose machine del capitano Agostino Ramelli. (1588).

Reconstrucción virtual del motor Hispano-Suiza 15 Cr con compresor centrífugo

M. Luisa Martínez Muneta[1], Rafael Prieto Velasco,Antonio Carretero Díaz[1], Gregorio Romero Rey[1].

[1] Departamento de Ingeniería Mecánica. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. UPM
luisa.mtzmuneta@upm.es

Este artículo explica el trabajo que se ha realizado en la reconstrucción virtual del motor Hispano-Suiza 15 Cr con compresor centrífugo de la firma Hispano-Suiza construido en el año 1910. Es el primer intento de la marca en incorporar a uno de sus motores un sistema de sobrealimentación.

El motor 15Cr es de combustión interna alternativo de encendido provocado y de cuatro tiempos. Se aplicaron las técnicas de la época: cámara de combustión en forma de T, válvulas accionadas desde su punto inferior, etc. Sin embargo, el aspecto diferencial de éste es el sistema de sobrealimentación y el original accionamiento de este mecanismo.

La solución implementada es un compresor centrífugo accionado por un tren de engranajes acoplado al cigüeñal del motor. El tren de engranajes cuenta con cinco ruedas para accionar el compresor. Según la relación de dientes entre ellas se ha determinado que el sistema de sobrealimentación giraba a una velocidad seis veces mayor que el propio cigüeñal. A dicho tren hay que sumarle las dos ruedas acopladas a los árboles de levas que conectaban con una segunda rueda (la que engrana con la acoplada del cigüeñal).

Dicho motor se cree que no adquirió una mayor categoría que la de prototipo. Es probable que nunca fuese construido o, por lo menos, no se tiene constancia de ello. La única referencia es un esquema del mismo reproducido por el ingeniero de la firma R.Chaumont y la patente del motor base; el Hispano-Suiza 15 Cr. A pesar de ello, es un motor de gran interés conceptual pues supone un perfecto punto de partida para entender y estudiar la evolución de los sistemas de sobrealimentación, concretamente en la marca barcelonesa Hispano-Suiza.

1. OBJETIVOS

La finalidad de este trabajo es la de la representación del Hispano-Suiza con compresor centrífugo en 3D y resultar como soporte o apoyo para la explicación del funcionamiento de este motor y su sistema de sobrealimentación tan diferencial y característico, además de precursor de otros sistemas que han calado más en la sociedad, como el turbocompresor. Por lo tanto, este trabajo consiste en la reconstrucción virtual del motor Hispano Suiza 15 Cr con compresor centrífugo. Partiendo de la infromación encontrada en patentes, se ha diseñado el motor con el programa de CAD Solid Edge ST6 y luego se ha generado una animación perfectamente editada en un vídeo. Finalmente se ha impreso en 3D las piezas más características.

A continuación se presentan los objetivos principales persegidos en esta investigación:

- El estudio de la compresión del motor Hispano Suiza es la primera parte fundamental. Sin un buen entendimiento de su funcionamiento no tiene ningún sentido, además de no ser posible, comenzar su modelado ni mucho menos la construcción modelos 3D del mismo mismo.
- Establecimiento de una escala respecto a los planos poseídos para tener una estimación de las medidas reales del Hispano-Suiza.
- Realización de planos de conjunto así como de las piezas más características (acotados).
- Impresión 3D de las piezas más características.

El sistema de sobrealimentación es lo que le da valor a este motor pues es uno de los primeros implementados en los motores de combustión y uno de los primeros intentos de la marca en el propósito de aumentar la potencia de sus motores. Fue fabricado y diseñado para una competición automovilística.

Sin embargo, a pesar del valor que pueda tener este motor no hay mucha documentación acerca de él. No fue una solución exitosa pues los altos regímenes de giro de los ejes del tren de engranajes sometían a grandes esfuerzos a las ruedas y demás elementos del tren. Esto provocaba su rotura. Además era una solución que generaba mucho ruido, y el diseñador y fundador de la marca Marc Birkitg quería unos motores más silenciosos [1].

2. LA EMPRESA HISPANO SUIZA

La historia de los motores Hispano-Suiza tiene su origen en 1898, cuando el capitán de artillería Emilio de la Cuadra encontró en el ingeniero suizo Carlos Vellino, el hombre de confianza que podía desarrollar su propósito de construir automóviles movidos por motores eléctricos. Con este fin se fundó ese mismo año la Compañía General Española de Coches Automóviles, E. de la Cuadra, con sede en Barcelona.

El primer pedido fue construir un autobús para la ciudad de Barcelona. Con el fin de acometer el pedido, Carlos Vellino solicitó como refuerzo al técnico suizo Georges Bouvier.

Ese mismo año, en 1898, había llegado a la ciudad condal otro ingeniero mecánico suizo llamado Marc Birkigt. Bouvier, al surgir varios problemas mecánicos en el desarrollo del modelo, se puso en contacto con él llegando a ofrecerle trabajo en dicha empresa. En 1899 se produce la contratación de Birkitg por la compañía y, desde ese primer momento, el ingeniero mecánico suizo trató de disuadir a la empresa de realizar automóviles con motores eléctricos, pues pensaba que era una técnica con unos problemas básicos que todavía no se habían resuelto.

En 1900 se produjo la presentación del autobús en Barcelona, ante una gran expectación. No obstante, esta inauguración pública fue un fracaso, ya que el autobús se detuvo en una cuesta teniendo que ser remolcado al taller.

Tras entrar en suspensión de pagos, un grupo de acreedores y clientes decidieron hacerse cargo de los activos y formar una nueva empresa llamada J.Castro Sociedad en Comandita, Fábrica de Hispano-Suiza de Automóviles. Es la primera vez que surge la palabra Hispano-Suiza en esta empresa, haciendo referencia a sus orígenes así como a su director técnico y socio capitalista, Marc Birkitg. Esta entidad adquirió el material de la quebrada La Cuadra, así como la gran mayoría de sus empleados.

En julio de 1903 presentó su primer automóvil, el Castro 10 CV, que causó una gran impresión. El siguiente modelo, el Castro 14 CV, presentado el mismo año, es el primer motor cuatro cilindros desarrollado por Birkitg. Sus resultados fueron muy buenos, tales que fue el único motor Castro que la posterior compañía Hispano-Suiza siguió diseñando posteriormente.

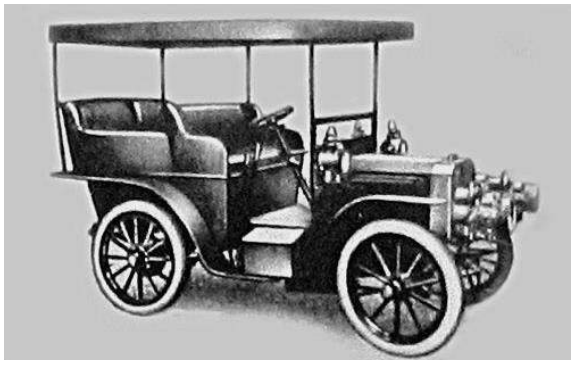


Figura 1. Automóvil Castro 14 CV

Además se desarrolló otro prototipo de menor potencia al ser monocilíndrico que dispuso las válvulas a cada lado, algo innovador para aquella época.

La empresa sufre diferentes crissi económicas al carecer de suficientes ventas para sus exitosos modelos.

El mismo Birkitg aportó capital en la medida que sus posibilidades económicas se lo permitían. El ingeniero suizo fue también nombrado director técnico.Estas fueron las bases sobre las que se cimentó la fundación de La Hispano-Suiza, Fábrica de automóviles S.A., el 14 de junio de 1904. A pesar de que la empresa no pudo cumplir sus estatutos (la recaudación a finales de año era de 162.000 pesetas), el gran número de pedidos hizo que la empresa saliese adelante.

El desarrollo industrial y comercial de la Hispano-Suiza fue excepcional, aumentando en gran medidas sus ventas en España y comenzando a exportar sus modelos. De este modo, por ejemplo, en el Salón de París, el motor 40 CV causó una gran acogida por su gran diseño, su bonito acabado y la ligereza de sus líneas [2].

Por otro lado, también se fabricaron motores algo más potentes, como el 15 CV o el 20 CV, implementados en coches más rápidos y silenciosos. Los de 30 o 40 CV, lograban mayores velocidades y, como ya se ha visto, también se montaron en vehículos industriales.

No obstante, la marca fue rápidamente vinculada a coches deportivos y de lujo. Debido a esa búsqueda por aumentar la potencia, surgió el motor del presente trabajo.

De este modo, en los intentos por aumentar la potencia y el desarrollo de automóviles más rápidos, surge la idea de implementar sistemas de sobrealimentación en los motores base. Este es el caso del motor del presente trabajo. Al motor 15 Cr se le añade un compresor centrífugo accionado por un tren de engranajes.

3. EL MOTOR 15 Cr CON COMPRESOR CENTRIFUGO

Este motor fue uno de los primeros intentos de la marca de añadir un sistema de sobrealimentación del motor, aproximadamente en 1911. No obstante, al tratarse de una tecnología innovadora, es una época de cambios en la compañía, que buscaba la mejor solución.

Debido a estos cambios, se tienen pocos datos de los motores sobrealimentados Hispano-Suiza de principios de siglo. El primer trabajo que hablaba sobre éstos son los periodistas Serge Pozzoli y Gérard Crombac [3]. Contaban con fuentes de la envergadura de Louis Massuger, jefe de ensayos de la marca y de Robert Chaumont, de la oficina de proyectos de la marca. Más adelante hubo también otra serie de artículos que hablaban sobre los diferentes intentos de Hispano-Suiza en sobrealimentar sus motores [1]

El primer intento de Hispano Suiza (1911) de sobrealimentar sus motores fue a través del compresor centrífugo accionado por un tren de engranajes. . Se presupone que no tuvo un buen funcionamiento y que se pasó rápidamente al compresor por pistones cuya evolución y desarrollo parece que fue más exhaustivo. De este compresor, posterior al anteriormente citado pero anterior al turbocompresor de Rateau (es el empleado en la actualidad, la energía de los gases de escape mueve una turbina acoplada al mismo eje del compresor) que aparecería apenas tres años después, se tienen muchos más datos así como planos, que a su vez están más detallados.

De este primer intento de sobrealimentación se cuenta con los esquemas proporcionados por Robert Chaumont, en 1956 (Figura 2). Gracias a estos bocetos y a la interpretación del historiador Manuel Lage se conoce el correcto funcionamiento del motor. Además, dicho compresor estaba implementado sobre el motor 15 Cr. Se trataba de un modelo más común de la marca y del que se tienen planos mucho más detallados (Figura 3).

No obstante, ya incidiendo más detalladamente en el motor objeto de este trabajo y no tanto la evolución de la sobrealimentación en la Hispano-Suiza, en los esquemas proporcionados por Robert Chaumont con la ayuda de algunos planos originales de Louis Massuger se pueden observar claramente varios aspectos del modelado propio de la marca:

- admisión a la derecha con colector interior y tubos de escape independientes al lado izquierdo.
- válvulas laterales simétricas.
- los dos árboles de levas.
- los engranajes de distribución, el cigüeñal y el carburador con el típico diseño Birkigt.

A todo ello hay que sumarle que la relación carrera/diámetro es de 1,6:1. Esto lleva a pensar que se trata del motor 15 T Cr, cuyo diámetro del cilindro es de 80 mm y su carrera de 130 mm. Como se trata de un motor cuatro cilindros, da una cilindrada de 2.614 cc. No obstante, se ha de de hacer esta suposición ante la falta de una escala o de más datos o evidencias [1].

Paul Badré [4] interpreta erróneamente el funcionamiento del motor y de su sistema de sobrealimentación. Supone que este trabaja al mismo régimen de giro que los árboles de leva, es decir a la mitad del régimen del cigüeñal. Sin embargo, viendo los bocetos proporcionados por Robert Chaumont se ve que el compresor gira a un régimen 6 veces mayor que el cigüeñal. Suponiendo que el motor tenía un punto de funcionamiento habitual de unas 2.400 rpm., el sistema de sobrealimentación giraría a 14.400 rpm. [1]

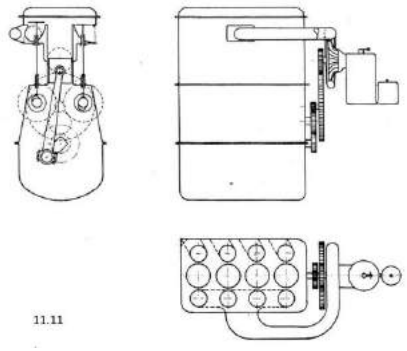


Figura 2. Esquemas proporcionados (Chaumont 1956)

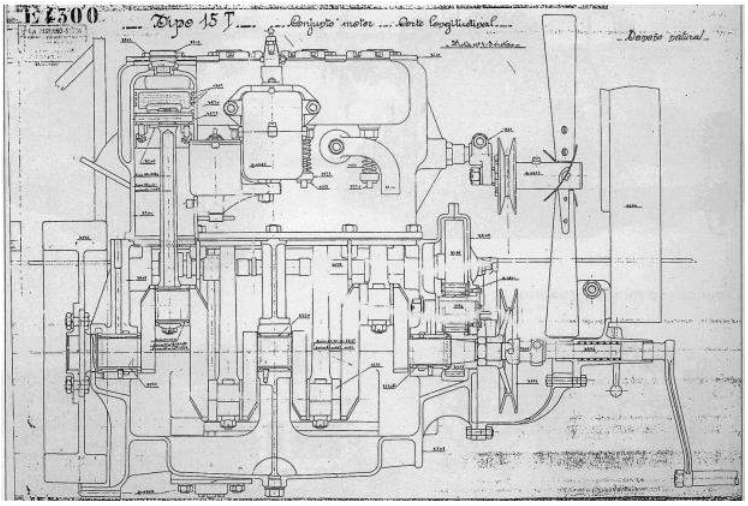


Figura 3. Plano del motor 15 T C

Quizá, este régimen tan alto, a pesar de la ventaja evidente que supone una relación de compresión mucho mayor, provocaba grandes fallos. Causaba unas tensiones inducidas en los ejes demasiado altas como para que éstos las soportasen. De hecho, se deduce que el gran fallo de este sistema de sobrealimentación era la rotura del tren de engranajes. Además estos engranajes se encontraban situados en el interior de una caja de distribución. Lo que no está tan claro es que todos los apoyos constasen con una gran lubricación y con el engrase adecuado, y cuando los regímenes son tan elevados este aspecto es fundamental.

4. Aspectos constructivos

A continuación se comentarán los aspectos más diferenciales de este motor. Así mismo, se incluirá una breve descripción de ellos.

4.1 Bielas

La primera diferencia a tener en cuenta, son las bielas. Éstas son muy largas. Esto era habitual en motores antiguos, ya que así la biela obtenía un ángulo máximo respecto a la vertical lo que simplificaba muchos aspectos constructivos y generaba una mejor dinámica. Como desventajas eran el aumento del tamaño del motor así como su peso [5].

En primer lugar, la biela debía constar con la suficiente robustez como para soportar las tensiones generadas en ellas (no hay que olvidar que es el elemento de transmisión de potencia entre el pistón y el cigüeñal. Es evidente que de aquellas no se poseían los mismos materiales para la fabricación de estas ni estaban lo suficiente mejorados ni optimizados. Además tenían un margen de seguridad mayor. Podían aumentar la potencia respecto a la máxima en mayor medida sin riesgo de rotura.

La otra causa principal estaba relacionada con el parámetro λ, definido como el cociente entre radio de la manivela y longitud de la biela. Cuanto menor sea el parámetro λ mayor serán las fuerzas de inercia sobre el pistón y menores será la fuerza del pistón sobre el cilindro [5]. Los motores antiguos tenían mucha menos potencia (el del presente trabajo unos 15-20 CV) y por lo tanto sufría aceleraciones o desaceleraciones también menores. Por eso, las fuerzas de inercia no eran tanto un problema pero si la de empuje del pistón contra el cilindro, lo que aumentaba el rozamiento. Por eso, quizá se optimizó dicho apartado.

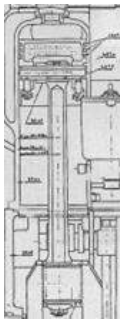
Otra característica fundamental de las bielas de este motor es que están desplazadas)(Figura 4a). Este desplazamiento existe tanto en su extremo superior como en el inferior [1].

Todo esto, aunque pueda parecer lo contrario, genera una cilindrada típica ya que no afecta a la carrera ni al diámetro, cuyas medidas en este caso son 130 mm y 80 mm [1], valores dentro del rango habitual.

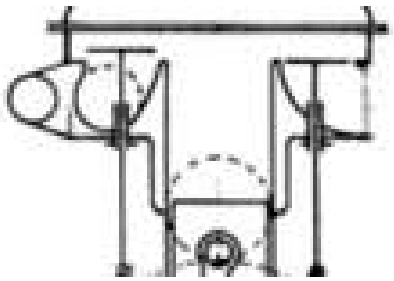
4.2 Cámara de combustión

La cámara de combustión es la típica de los motores antiguos. Tiene forma de T y la bujía está en un lateral. Esto provoca que el frente de llama avance desde un extremo, desde un ala, hasta el otro (Figura 4b).

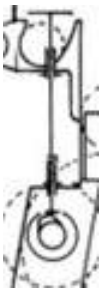
Esto tiene mucho que ver con que las válvulas y el árbol de levas se encuentren en la parte inferior, ya que el diseño de otra configuración se presenta realmente difícil.



(a)



(b)



(c)

Figura 4. Detalles constructivos del motor

4.3 Válvulas

Como ya se ha descrito brevemente, las válvulas, a diferencia de las actuales, se accionan desde la parte inferior [5] (Figura 4c).

4.4 Tren de engranajes

Una vez obtenidos los planos realizados por Chaumont (1956) la interpretación de este sistema de accionamiento y transmisión de movimiento es posible. La primera rueda, acoplada al cigüeñal, conecta con una segunda cuyo ancho es mayor. La razón de esto último es porque esta rueda conecta por una parte con las que están acopladas al árbol de levas y por otra con una de tamaño menor (gira al doble de régimen que la del cigüeñal). Esto, evidentemente, en planos diferentes. La rueda de tamaño menor comparte eje con otra, de mucho mayor tamaño, que conecta con una última (3 veces menos dientes que la anterior, lo que implica un régimen multiplicado por 3) que comparte eje con el compresor. Así es como el compresor obtiene una velocidad angular 6 veces mayor que el cigüeñal.

Como ya se ha comentado, si un punto de funcionamiento habitual del Hispano-Suiza era un régimen de giro de 2400 r.p.m. el compresor alcanzaba las 14.400 r.p.m. [1]. Es decir, la soplante generada por éste era muy alta, lo cual es beneficioso ya que se llenaban más eficientemente los cilindros.

Todo ello, como ya se introdujo en capítulos anteriores, sumado al bajo rendimiento y la consiguiente disipación de potencia por pérdidas mecánicas, causó el abandono de dicha solución [1].

Cambiando de tercio, en cuanto a los aspectos constructivos, en los bocetos de Chaumont solo está esquematizado el tren de engranajes que acciona el compresor. No se define exactamente cuál es el plano de las ruedas acopladas a los árboles de levas.

Se consideraron dos opciones: una primera que incluía dichas ruedas en el interior del cárter y estaban accionadas por otra rueda exactamente igual que la que accionaba el tren de engranajes del sistema de sobrealimentación; y otra segunda, que era aumentar el tamaño de la segunda rueda y permitir así que accionase las ruedas relativas al sistema de sobrealimentación y las relativas a los árboles de levas en planos diferentes, y poder así introducir a todas ellas dentro de una misma caja de distribución.

Finalmente se escogió la segunda opción, debido a que se supuso que era más explicativa además de que parecía más sencilla constructivamente hablando.

4.5 Parámetros característicos

Finalmente, se dedica un breve apartado a comentar los parámetros característicos del motor (Tabla 1). Inicialmente solo se consta de los parámetros 15 Cr sin sobrealimentar, es decir el motor base [2].

La forma de hallar el consumo específico y el rendimiento efectivo ha sido a través del rendimiento volumétrico. El rango de rendimiento volumétrico de motores actuales, dependiendo del régimen de giro, puede estar en torno a 0,8-0,9 [6]. Así pues, para este caso se ha supuesto, de un motor más antiguo y que desconocía técnicas como la de sincronización de ondas, se ha supuesto un rendimiento volumétrico de 0,75. Así pues, a partir de su fórmula:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{V_D n i \rho_{ref}} \Rightarrow \dot{m}_a = \eta_v \, V_D n i \rho_{ref}$$

Tabla 1. Parámetros característicos motor 15 Cr [2].

Potencia	*27 CV*
Número de cilindros	*4*
Diámetro de carrera	*80x130 mm*
Cilindrada	*2614 cc*
Revoluciones por minuto	*1500*
Consumo específico	*358,37 g/KWh*
Rendimiento efectivo	*0,251*

Siendo en este caso i=1/2 pues es un motor de cuatro tiempos y se llena el cilindro cada dos vueltas del cigüeñal y ρref (ρ=1,185 g/l) la del aire exterior pues es un motor sin sobrealimentar, de aspiración natural. De ahí obtenemos que el consumo de aire por unidad de tiempo $\dot{m}_a$:

$$\dot{m}_a = 0{,}75 * 2{,}614 * 1500 * \frac{1}{2} * 1{,}185 = 1742{,}4 \frac{g}{min} = 104{,}544 \; kg/h$$

Suponiendo un dosado relativo de igual a 1 (que ya se ha visto que era lo típico de motores de encendido provocado con carburador) se obtiene el caudal de masa de combustible (el dosado estequiométrico es de 1/14,7):

$$\dot{m}_f = F_R F_E \dot{m}_a = \frac{1}{14{,}7} * 104{,}544 = 7{,}112 \; kg/h$$

Y por tanto, de ahí se puede obtener el consumo específico (g_{ef}) y el rendimiento efectivo (η_e) siendo H_c el calor específico del combustible y P_e la potencia efectiva:

$$g_{ef} = \frac{\dot{m}_f}{P_e} = \frac{7{,}112 \; kg/h}{27 * 0{,}735 \; KW} = 358{,}37 \; g/KWh$$

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_f H_c} = \frac{27 * 0{,}735 \; KW}{\frac{7{,}112}{3600}\frac{kg}{s} * 40000 \; \frac{KJ}{Kg}} = 0{,}251$$

El rendimiento efectivo es 0,251. Actualmente en los motores térmicos este rendimiento varía entre valores de 0,25 y 0,4 [6]. No obstante, este es un motor antiguo, con el consiguiente rendimiento menor que los actuales (que han minimizado las pérdidas mecánicas). Sin embargo, dentro de los antiguos destacaba por su gran rendimiento térmico [1]. Así pues, se cree que ha sido obtenido un valor bastante representativo (Figura 5).

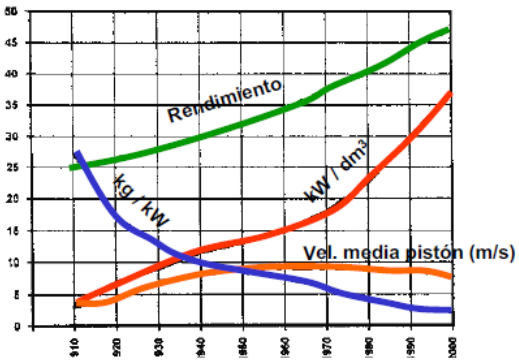


Figura 5. Evolución de diferentes parámetros del motor a lo largo del siglo XX [6]

Desgraciadamente, esos datos son del motor Hispano-Suiza 15 T Cr sin ningún tipo de sobrealimentación. Por tanto, no se corresponden con los valores reales del motor. En cuanto a la potencia, se puede suponer que estaría en torno a los 50 CV, ya que es un valor que más o menos alcanzaba el conocido motor Alfonso XIII, considerado por muchos el primor motor deportivo de la época [2] [8].

Por otra parte, en cuanto a las revoluciones por minuto se tomarán como 2400 r.p.m. [1].

En cuanto al consumo específico, no se han obtenido datos. Eran motores de la misma época por lo que las técnicas de optimización de rendimientos eran similares. No obstante, las pérdidas mecánicas de este motor,

debido al tren de engranajes que accionaba el compresor, eran mayores. Así pues, se ha considerado un rendimiento efectivo de 0,2 (y el consumo específico correspondiente).

Por tanto, para el motor sobrealimentado obtenemos las siguientes características:

Tabla 2. Datos característicos del motor sobrealimentado

Potencia	***50 CV***
Número de cilindros	*4*
Diámetro de carrera	*80x130 mm*
Cilindrada	*2614 cc*
Revoluciones por minuto	*2400*
Consumo específico	*450 kg/KWh*
Rendimiento efectivo	*0,200*

A partir de esos datos se pueden hallar los introducidos en el apartado correspondiente a parámetros característicos.

A través de la ley de los gases ideales, se puede obtener la relación entre presiones en el compresor. El subíndice 1 se referirá a la entrada al compresor, y el subíndice 2 a la salida. No obstante, no hay que olvidar que al ser comprimido el aire se calienta. Los valores típicos a la salida del compresor son aproximadamente 90º (para enfriar este aire y llenar mejor el cilindro existe actualmente el intercooler). A la entrada la temperatura es la del ambiente, 20º. Así pues:

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \Rightarrow \frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho_2 T_2}{\rho_1 T_1} = \frac{2{,}756\frac{g}{l} * 363K}{1{,}185\frac{g}{l} * 293K} = 2{,}88$$

Este valor es algo superior a los valores habituales en los compresores centrífugos de un escalonamiento, comprendidos entre 1,5 y 2,5. Pero tampoco se encuentra dentro de lo que se considera valores máximos para los compresores centrífugos, que suele estar entre 3 y 5 [8].

Por otro lado, se halla la presión media efectiva de los cilindros del motor:

$$pme = \frac{P_e}{V_T ni} = \frac{50 * 0{,}735\ KW}{0{,}002614\ m^3 * \frac{1500}{60} rps * \frac{1}{2}} = 1124713{,}083\ Pa$$

Para finalizar, se puede realizar una estimación de las pérdidas mecánicas. Tomando como hipótesis que el rendimiento indicado del ciclo es aproximadamente 0,4 [6], un rendimiento bajo pero que simula lo que podría ser el rendimiento de un ciclo Otto a principios del siglo XX, obtenemos el rendimiento mecánico, que no es otro, por tanto, que 0,5. Así pues, las pérdidas mecánicas adquieren el mismo valor que la potencia efectiva.

Por tanto, una tabla con estimaciones halladas sería:

Tabla 3. Otros datos estimados del motor sobrealimentado

Rendimiento mecánico	**0,5**
Pérdidas mecánicas	*50 CV=36,75 KW*
Rendimiento indicado	*0,4*
Potencia indicada	*100 CV*
Presión media efectiva	*1124713,083 Pa*
Relación de compresión del compresor	*2,88*

5. RECONSTRUCION TRIDIMENSIONAL

Una vez dimensionados los elementos se procede a su modelizado tridimesional. Las piezas se han modlado con Solid Edge v16 [9], asambándose para la obtención del conjunto completo y la obtención de los planos del motor y de sus diferentes detalles constructivos. La modelación mas exhaustiva se ha realizado en el conjunto cinématico, quedando la carcasa y el bloque motor con un diseño mas simple y coincidente con los dibujos de Chaumont e inspirándose en los dibujos de diferentes patentes de la firma Hispano Suiza [10].

Partiendo de los modelos 3D generados, por medio de ficheros STL, se han impreso en una máquina de impresión por filamento BQ Witbox los engranajes del compresor, el cigüeñal y la biela que caracteriza a este motor.

El renderizado, animación y vídeos se realizaron con el software 3D Studio Max [11]. Algunos resultados de esta reconstrucción tridimensional se ofrecen en la Figura 6. Secuencia del funcionamiento del motor (bloque motor transparente)Figura 6.

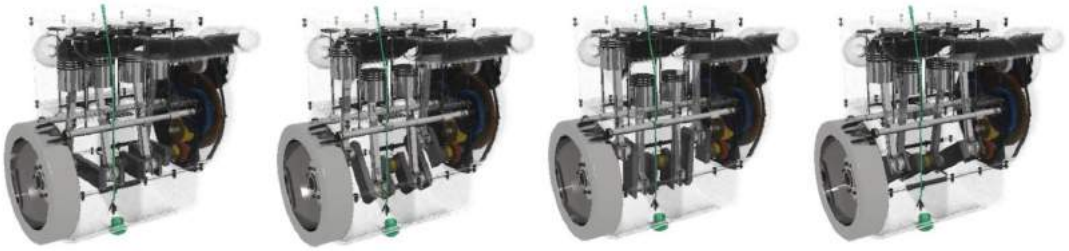


Figura 6. Secuencia del funcionamiento del motor (bloque motor transparente)

6. CONCLUSIONES

La comprensión del funcionamiento del motor, de las ventajas del compresor y aspectos a mejorar en su funcionamiento al ser implementado, así como de las características que hacían de este Hispano-Suiza un motor especial se cree que se ha llevado a cabo correctamente. Se ha dimensionado las piezas mas significativas y calculados los parámetros característicos de este motor.

Debido a la ausencia de información de partida, ya que solo se contaban con esquemas y patentes de motores base del mismo, se han diseñado ciertas piezas según un criterio propio. No obstante, aunque se ve cierto nivel de simplicidad en el diseño del motor, mejora en gran medida la representación de los anteriores bocetos, además de cumplir perfectamente su finalidad explicativa y la comprensión del motor.

Los desarrollos de la firma Hispano- Suiza fueron revolucionarios en su tiempo y condujeron a tecnologías que hoy están perfectamente implantadas y desarrolladas.

7. Referencias

[1] Lage, Manuel, 2015, El motor 15 Cr con compresor centrífugo. Apuntes del propio historiador.

[2] Lage, Manuel, 2008, “Un millón de camiones y buses españoles”. Lunwerg Editores, ISBN: 978-84-9785-417-7. Barcelona.

[3] Serge Pozzoli y Gérard Crombac ,”The 1912 superchargued Hispano Suiza” Revista Auto Sport. Septiembre 1957.

[4] Badré, Paul, 1990, “Les automobiles Hispano Suiza. Des origenes à 1949”. París : Edijac

[5] Botta, Diego, Brusconi, Martín, Pokolenko, Sebastián and Vera de la Cruz, Alcira, 2011, “Efecto de la relación biela-manivela en el comportamiento del motor del ciclo Otto”. Proyecto. Universidad Nacional de la Plata

[6] Casanova, Jesús, 2015, Apuntes asignatura Motores Térmicos I y II. Presentaciónes Power Point. Universidad Politécnica de Madrid: Presentación Power Point

[7] http://pilotos-muertos.com/2012/Alberts%20Pete.html

[8] Gil Tolmo, Cesar, 2013, Selección y diseño de compresores centrífugos. Proyecto Final de Carrera. Universidad Carlos III de Madrid

[9] Solid Edge www.plm.automation.siemens.com/

[10] Oficina Española de patentes y Marcas. Archivo histórico. www.oepm.es

[11] 3D Studio Max www.autodesk.es/products/3ds-max/overview

AGRADECIMIENTOS

Este trabajo solo ha sido posible gracias al historiador D. Manuel Lage que ha compartido con nosotros sus conocimientos y apuntes sobre la firma Hispano Suiza y sus motores.

Este trabajo está dentro de la actividades realizadas por el AULA GIPAI (Gestión e Intervención en el Patrimonio Arquitectónico e Industrial) dela Universidad Politécnica de Madrid financiada por la FUNDACION ACS.

Diseño de sistema mecánico para el montaje de la jácena de la tramoya aérea del Misteri d'Elx

R. Díez Valero[1], S. M. Marco Lozano[2], A. Navarro Arcas[3], E. Velasco Sánchez[4]

[1]Ingeniero Técnico Industrial, esp. Mecánica. valero15@ono.com
[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche. sixtomarco@yahoo.es
[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche. abel.navarro@umh.es
[4]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche. emilio.velasco@umh.es

En la ciudad de Elche, durante los días 14 y 15 del mes de agosto, se lleva a cabo en el interior de la basílica de Santa María, la representación del drama sacro-lírico, único en Europa desde finales del medievo, conocido como "Misteri d'Elx".

Esta obra es llevada a cabo con el montaje en los días previos, de dos tramoyas para la sujeción y operativa de elementos de elevación tanto de personajes como de la imagen de la Virgen de la Asunción.

La tramoya situada en el interior del cimborrio de dicho templo, se apoya en una jácena de acero diseñada a principios del s. XX con alma en celosía con forma de aspa y alas formadas por ángulos, de más de 9 metros de longitud y una masa próxima a 600 kg.

El transporte y colocación de este elemento es llevado a cabo con el esfuerzo de los tramoyistas de forma totalmente manual y sólo con la ayuda de pequeños elementos rodantes y palancas, y sin ningún sistema de retención para la viga en caso de deslizamiento y posible caída hacia el interior del cimborrio, lo que podría causar daños personales y materiales.

En este artículo, se propone el diseño de un sistema mecánico para el montaje de la jácena de la tramoya aérea del Misteri d'Elx, que respeta el procedimiento que se realiza desde 1760, reduce el riesgo en la instalación y facilita las labores de los tramoyistas en cada representación.

1. Contextualización

Desde finales del siglo XV, se representa en el interior de la basílica de Santa María de Elche el drama sacro-lírico asuncionista conocido como "Misteri d'Elx" con texto literario escrito en valenciano medieval.

Esta obra es única en el mundo, ya que actualmente no existen ejemplos de otras representaciones coetáneas que hayan perdurado en el tiempo. Esto es debido a la concesión de un Rescripto Pontificio por el papa Urbano VII, pese a lo establecido en el Concilio de Trento sobre las representaciones en los interiores de los templos.

Debido a su singularidad, la UNESCO reconoció esta obra el 18 de mayo de 2001 como Obra Maestra del Patrimonio Oral e Inmaterial de la Humanidad, además, posee otros reconocimientos ministeriales y de instituciones culturales.

Las representaciones ordinarias se efectúan los días 14 y 15 de agosto de cada año y las extraordinarias el mes de noviembre de los años pares.

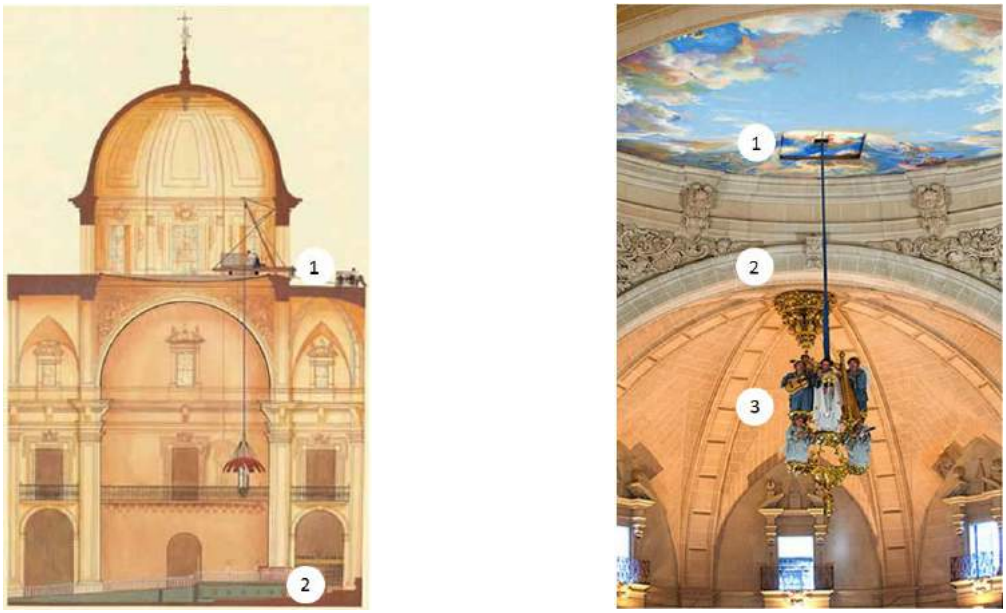
El "Misteri d'Elx" es una representación de la Dormición, Asunción y Coronación de la Virgen María. Dividida en dos actos o jornadas llamadas "Vespra" y "Festa".

2. Elementos del espacio escénico

Para la realización se montan dos tramoyas para la sujeción y manejo de elementos de elevación tanto de personajes como de la imagen.

Las tramoyas se denominan "Aérea y Terrestre" y distingue su ubicación durante la representación. En la tramoya aérea se sitúa el operativo más complejo debido a los elementos que la componen y es la que proporciona el movimiento a los aparatos aéreos: La Magrana, El Araceli y La Santísima Trinidad.

En las siguientes figuras se observa una esquematización de la sección longitudinal del templo (ver figura 1(a)) y un momento de la representación con El Araceli (ver figura a (b)) con la disposición de los elementos que componen toda la maquinaria.

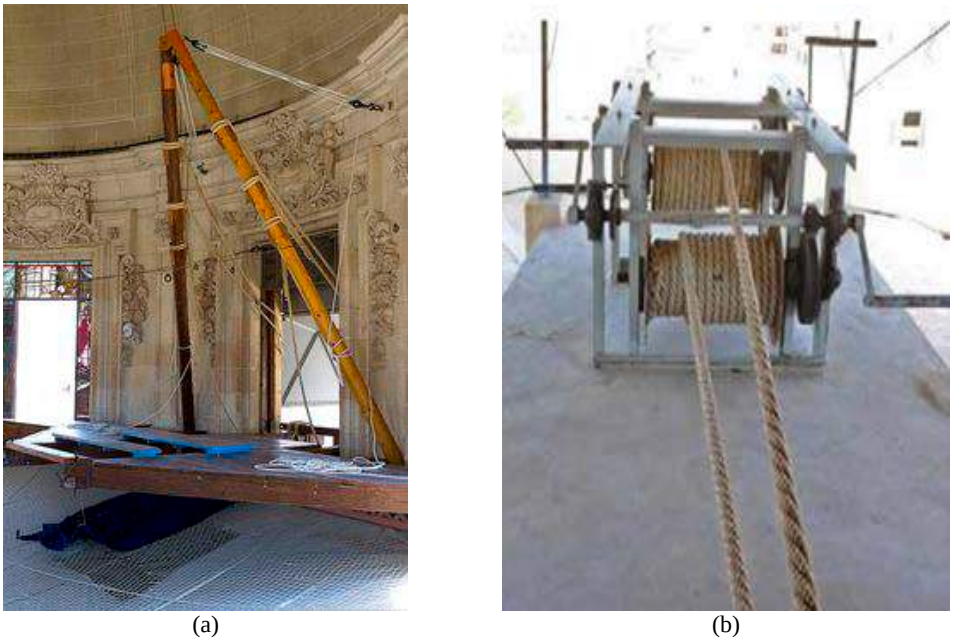


(a) (b)

Figura 1: Sección longitudinal del templo. Tramoya aérea (1) y terrestre (2) (a). Instante de ascensión de la imagen. Trampilla de cielo (1), cuerda de sustentación (2) y El Araceli (3) (b).

La tramoya aérea se ubica en la cubierta del templo. Se compone de jácenas, travesaños y puntales, tanto metálicos como de madera, además del montaje de la cabria, estos objetos se montan y se desmontan una vez al año. Para el accionamiento de los artefactos aéreos, es empleado un torno de doble mecanismo.

La cabria (fig. 3) está compuesta por dos pilares ensamblados en ángulo agudo, unidos entre sí por su vértice y apoyados sobre el anillo toral. Un conjunto de ocho tirantes los mantienen en su posición, la cual es regulada por la longitud que se les da. Dos tornos de ejes paralelos (fig. 4) de accionamiento manual, dotados de sendos sistemas de reducción por engranes, ubicados en la terraza y separados de los pilares, se encargan de proporcionar la fuerza para la subida y bajada de los aparatos; fuerza que se transmite mediante gruesas maromas de cáñamo guiadas por las poleas.



(a) (b)

Figura 2: Cabria montada (a). Tornos de arrollamiento de las maromas de sustentación de aparatos aéreos (b).

La plataforma de la tramoya sirve para el acceso de los actores a los artefactos aéreos. Ésta, a su vez, está apoyada sobre una jácena de acero formada por una celosía de pletinas que conforman el alma y unos ángulos para formar las alas. En este trabajo se proponen mejoras en su proceso de colocación y seguridad, respetando los aspectos tradicionales de la representación.

3. Jácena de la tramoya aérea

La jácena inicialmente era de madera y fue sustituida por una de acero en el año 1.922 según el historiador D. Pedro Ibarra [5]. Este elemento tiene una longitud de 9,3 m y una masa de 600 kg aproximadamente.



(a) (b)

Figura 3: Vista de la plataforma apoyada en la jácena de madera (a). Ibidem en la actualidad sobre la jácena de acero (b).

4. El proceso de montaje de la jácena

Esta jácena, es el primer elemento de la tramoya que se instala previamente a cada representación. Su colocación se realiza sin ningún tipo de ayuda mecánica, siendo necesaria la actuación simultánea de una decena de operarios.



(a) (b)

Figura 4: Transporte de la jácena de madera (a). Fijación en el interior del cimborrio (b).

Los tramoyistas son los encargados de trasladar y colocar la jácena desde su lugar de depósito hasta el interior del cimborrio. Para el traslado se ayudan de barras circulares metálicas que, situadas bajo la jácena, sirven de rodamientos para facilitar el arrastre hasta uno de los ventanales de la cúpula. La jácena se introduce paulatinamente en el interior del cimborrio siendo arrastrada sobre las barras y apoyándose en la cornisa interior.



(a)



(b)

Figura 5: Transporte de la jácena en la actualidad (a). Fijación de la jácena actualmente (b).

Todos estos movimientos se ejecutan sin ningún elemento de retención de la jácena en caso de deslizamiento hacia el interior del cimborrio, con el consiguiente riesgo de desprendimiento y daños al edificio y a las personas.

Se requiere un gran esfuerzo físico para el transporte y colocación de la jácena por parte de los tramoyistas, aumentando el riesgo de lesiones.

Los movimientos de la jácena provocan, además, erosiones en la sillería del edificio.

5. Requisitos del diseño propuesto

Una vez contextualizada y analizada la dificultad por el montaje del espacio escénico, el diseño propuesto trata de dar respuesta a los siguientes requisitos:

- Facilitar su instalación y mejorar la seguridad.
- El ventanal de acceso al cimborrio ha de quedar libre para la introducción de todos los elementos, por ello el sistema propuesto debe ser completamente desmontable para no entorpecer la colocación del resto de piezas que forman la tramoya.
- El sistema mecánico propuesto no debe producir desgastes por rozamiento sobre los sillares de las jambas de ventanal de acceso.
- El impacto físico y visual sobre el templo debe ser lo más reducido posible y acorde con el resto de elementos de la representación.

6. Solución adoptada

Después de desechar varios diseños previos, se opta por el desarrollo de una solución mecánica para dar solución a las propuestas mencionadas en el punto 5.

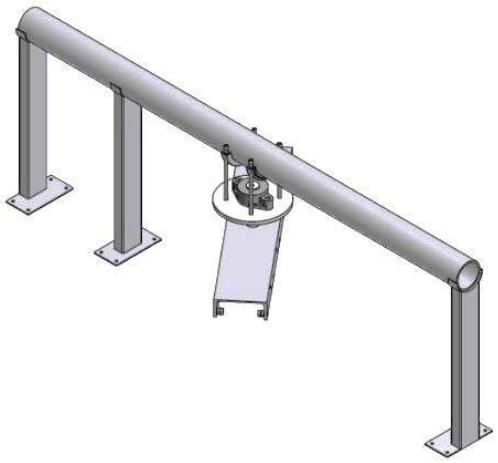
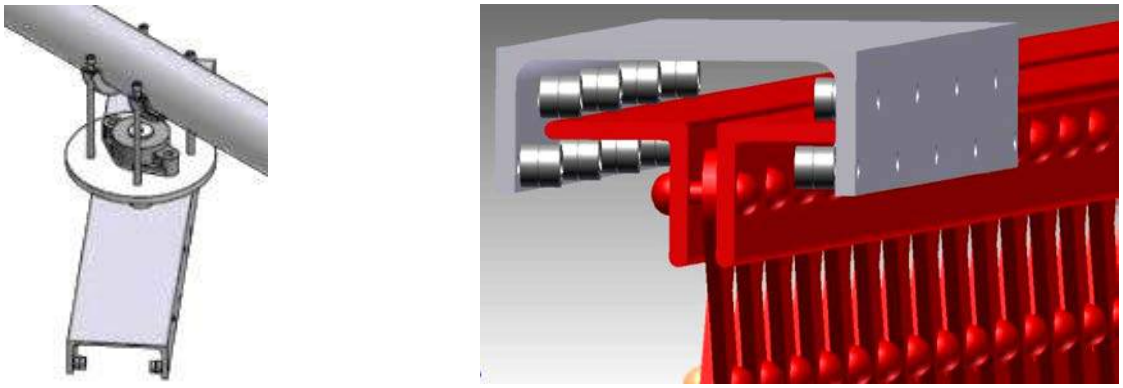


Figura 6: Sistema mecánico propuesto

Desde el punto de vista estructural, se propone un "pórtico" formado por un eje tubular de sección circular apoyado sobre 3 perfiles rectangulares, ambos de acero estructural. Al travesaño superior se le denomina eje de sustentación.

El sistema completo queda anclado al suelo y a las jambas del ventanal mediante pernos, fijado la unión con resina epoxy SIKA Anchorfix ®.

En la parte central libre del citado eje se coloca un accesorio mecánico compuesto de 2 collarines tipo abrazadera para trabajos pesados, 4 varillas roscadas que conectan los collarines con un plato de conexión. En éste último se aloja un rodamiento que permite el giro del eje vertical para permitir pequeños giros de posicionamiento de la jácena. Por último, el dicho rodamiento gira solidario con un perfil UPE con las alas hacia abajo, el cual en su interior aloja una serie de rodamientos sobre los que se apoyarán las alas superiores de la jácena, permitiendo el avance a través del accesorio mecánico.



(a) (b)

Figura 7: Detalle del accesorio mecánico (a) y sistemas de rodamientos en el interior del perfil UPE.

Para facilitar la introducción de la jácena en el accesorio, se diseña un sistema mecánico regulable en altura, mediante las varillas roscadas que unen los collarines con el plato de fijación, que puede descender lo suficiente como para fijar la jácena cuando está apoyada en el suelo. Posteriormente, esta jácena puede ser elevada lo suficiente como para superar los obstáculos que puede encontrar en la superficie.



(a) (b)

Figura 8: Simulación de diseño propuesto (a) instalado sobre el ventanal del cimborrio (b).

7. Conclusiones

Gracias al empleo de los collarines la jácena puede ser introducida en el accesorio mecanismo, ya que el perfil UPE puede inclinarse y se puede graduar su altura y posición con respecto al eje de sustentación. Una vez introducida la jácena en el mecanismo, ésta queda apoya sus alas superiores en los rodamientos interiores (ver figura 7 (b)) facilitando de este modo su traslación hasta su posición final.

Una vez introducida la jamba, el sistema es fácilmente desmontable, dejando paso al resto de elementos que forman la tramoya aérea.

Cabe destacar, que este sistema hace que la jácena sea introducida por la parte central del ventanal, con lo que se evitan los posibles rozamientos con los sillares de las jambas del ventanal.

En cuanto al impacto físico y visual, éste queda reducido al mínimo, puesto que los orificios realizados para el anclaje de la "estructura" pueden ser tapados con tornillería a modo de tapones hasta el siguiente acto.

Con todo ello, se puede decir que los requistos de diseño iniciales han sido solucionados satisfactoriamente.

8. Líneas de investigación abiertas fruto de este estudio

Partiendo de este estudio, se propone como línea de investigación a seguir, la implementación sobre el presente diseño con un sistema paracaídas en caso de desprendimiento de la jácena.

Según los resultados comprobados de las características mecánicas de la sillería del edificio, el emplazamiento y la homogeneidad con el resto de elementos de la representación obligan a que el diseño del accesorio mecánico no transmita a los anclajes elevados esfuerzos de tracción, admitiendo principalmente la transmisión de esfuerzos gravitatorios.

Hasta la fecha de este artículo se han realizado multitud de cálculos y ensayos experimentales sobre anclajes mecánicos a sillares similares a los de la Basílica de Santa María que a continuación se muestran de forma gráfica.

Se ha desarrollado un mecanismo de ensayo a tracción de la roca o piedra natural (ver figura 9).



Figura 9: Mecansimo para la medición de la resistencia a tracción de la roca.

En la roca se practica un agujero cónico de entrada estrecha y base ancha para obtener una mayor resistencia a la tracción (ver figura 10), ya que si se practica un orificio cilíndrico, las probetas presentan aún menor resistencia. Introduciendo una fresa por el orificio taladrado previamente, se crea una cavidad mayor.



(a) (b)

Figura 10: Fresado de recrecimiento (a), detalle de cavidad aumentada (b).



(a) (b)

Figura 11: Ángulo de la cavidad (a), detalle de muestra ensayada (b).

Tras el análisis de los resultados extraídos de la roca a tracción se deduce unos valores insuficientes para absorber las solicitaciones mecánicas del diseño desarrollado.

9. Bibliografía

[1] R. Díez, Diseño de un mecanismo para facilitar el montaje de una jácena, Proyecto Final de Carrera, Universidad Miguel Hernández, Elche, (2015).

[2] S. M. Lozano. Análisis de la tramoya aérea de la Festa o Misterio de Elche, Tesis Doctoral, Universidad Miguel Hernández, Elche, (2014).

[3] S.M. Marco, E. Velasco. La Cabria de la Tramoya Aérea del Misterio de Elche. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, España, (2014).

10. Referencias

[4] Cátedra Pedro Ibarra. Universidad Miguel Hernández de Elche.

[5] P. Ibarra Ruíz. Fotografías del montaje de la tramoya aérea, fuente Jerónimo Guilabert, Las fotografías del historiador Pedro Ibarra y Ruiz. Un patrimonio recuperado. Cubicat Ediciones (1.922).

Contributions of Leonardo da Vinci in Mechanisms Design

M. Ceccarelli

Dept. of Civil and Mechanical Engineering. University of Cassino and South Latium. emai: ceccarelli@unicas.it

The focus of this paper on Leonardo da Vinci can be understood in recognizing his design skill and large expertise in mechanisms that are the bases and motivations for his pioneer activity for a science of mechanisms. The paper presents examples of Leonardo's expertise in mechanim design as inspired by previous designers but it is also emphasized his scientific activity for an early theory of mechanisms with vision towards modern concepts.

1. Introduction

Renaissance is considered a marvelous time for the conceive and development of machines with the establishment of a discipline with emblematic figures, [1-3]. Leonardo da Vinci is considered emblematic and somehow unique figure of this period of flourish of machine technology. Most of the previous studies are focused only on Leonardo, like for example [4-8]. But Leonardo da Vinci can be better understood when considered within the frames in which he worked out his activity as architect and engineer, as pointed out in [2]. However, the specific great attention to Leonardo's machines is also due to the considerable remains of his works (drawings and studies), in the manuscripts, [5, 8], whereas designs of others were lost and only recently are source for discovers and investigations.

In this paper the figure of Leonardo da Vinci is highlighted starting from his activity as engineer on machines that were considered already well established at that time. His encyclopedic interests with early scientific approaches gave him the possibility to elaborate remarkable contributions with visionary machine solutions and an early theory of mechanisms. In the paper examples are reported with machine designs of Leonardo that can show the engineer skills, innovator designer, and TMM scientist.

2. Biographical notes

Leonardo was born in Vinci, a small village not far from Florence, on 15 April 1452 from Caterina and the notary Ser Piero di Antonio da Vinci, Fig.1. In year 1466 he went to Florence with the father and in 1469 he is recorded as pupil at the bottega of Verrocchio, where he is devoted mainly to painting works. Soon he made his own paintings with great success. In 1482 he moved to Milan at the Court of Ludovico il Moro. There he got contacts also with many other figures of Renassaince and relevant is the friendship and collaboration with Luca Pacioli. he carried out activity in many fields including design of machines for which he was invited to Milan.

In 1499 he left Milan and spent periods in Mantova, Venice, and then Florence. In 1502 Leonardo served under Cesare Borgia as architect and military engineer but soon he came back to Florence, where he remained until 1508 when he went back again to Milan.



a) b) c)

Figura 1: a) portrait of Leonardo Da Vinci; b) birth house; c) location of Vinci village.

In 1513 he moved to Rome under the protection of Giuliano de' Medici. In 1517 Leonardo went to Amboise, France, under the protection and service of the king Francis I. There he died on 2 May 1519.

Along his life he dedicated interest to art, science and technology gaining a reputation of architect and scientist, although he was considered also a machine designer.

3. Design of machines as inspired by others

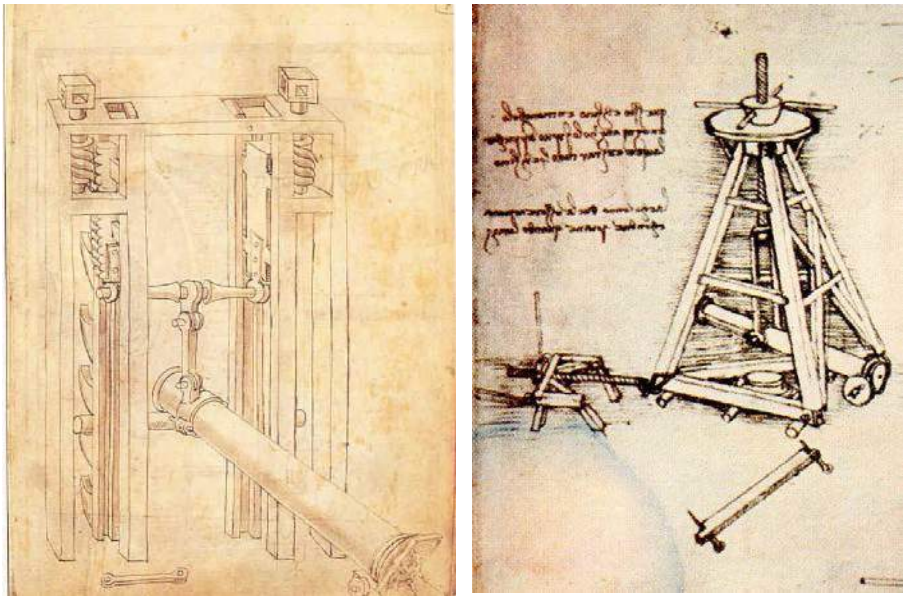
As it is well known, most of the machine drawings by Leonardo are personal notes for his study of machine designs with the aim both of understanding/improving existing designs and investigating innovative solutions. In this section examples of how Leonardo got inspiration by machine designs by others are reported by discussing the engineer's skill of Leonardo in designing machines that were well established at the time.

Fig. 2 and 3 show machines for civil constructions that were well developed up to be considered of common expertise of architects. In particular, Fig. 2 refers to a crane machine for lifting heavy columns as based both on linkages and gear systems in order to achieve both accuracy and flexible positioning of columns. Fig. 2a) shows a design by Francesco di Giorgio (1439-1458), who operated as architect and engineer some time before Leonardo. Leonardo very often considered him as reference expert. Fig. 2b) refers to a drawing of Leonardo in which it is possible to recognize the main crane components in the gear system and linkage connection that are quite similar to those in Fig. 2a).

More evident is the reference to previous well established designs in the example for the crane structure of Fig. 3. The solution in Fig. 3a) that is drawn by Bonaccorso Ghiberti, [9], is due to Filippo Brunelleschi and then it was used by many other architects so that even Leonardo copied it as in Fig. 3b in all the details, i.e. the structure frame, the circular guide, the upper sliding guide, and the screw gear for load lifting.

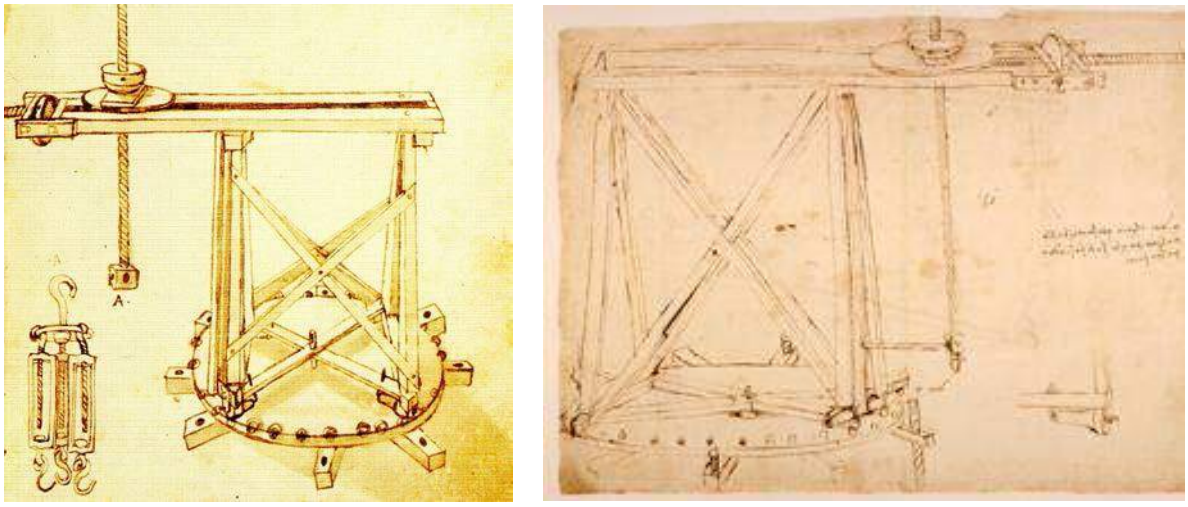
Relevant is also the attention to details of the machine design of the parts and the whole that show the level of expertise in machine design for practical applications.

Fig. 4 shows the emblematic example of a wood automatic sawing machine as an early industrial automatic machine within a wide well established tradition. Actually this machine goes back to a sketch by Villard de Honnecurt in XIII century. However, the mechanical design has been improved over the time by better designing and manufacturing of the components. The system in Fig. 4a) again by Francesco di Giorgio shows a very clever assembly of components including the hydraulic turbine as power source up to details such as the wheeled carriage of the saw platform. The clear understanding of the machine and its diffusion are also proved by the clear design in Fig. 4b) by an anonymous engineer in Siena in the late Renaissance. In Fig. 4c) Leonardo draws the main components that are the same as in Fig. 4a).



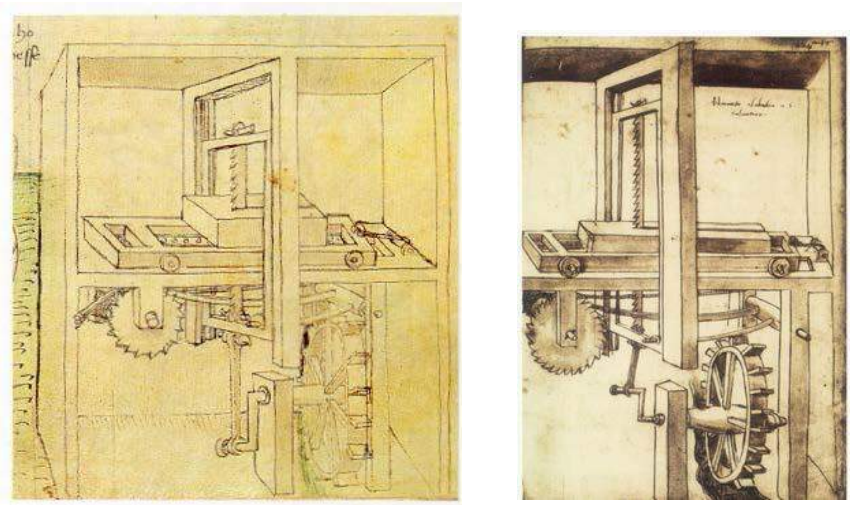
a) b)

Figura 2: Crane for column lifting: a) by Francesco di Giorgio (1439-1458); b) by Leonardo (Codex Atlanticus F. 49 v.a.)

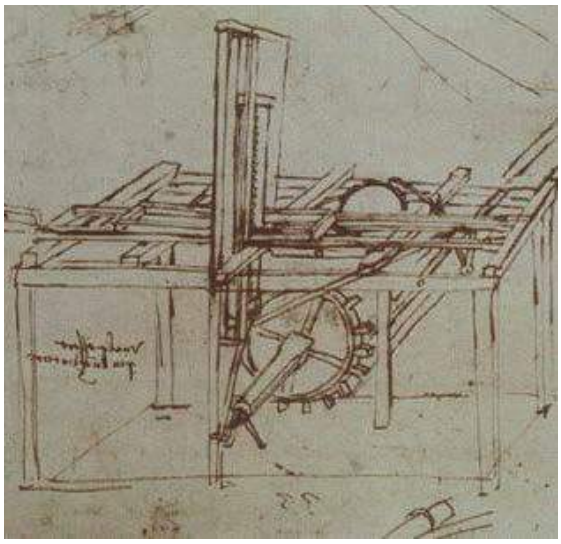


a) b)

Figura 3: Structure of crane design: a) by Francesco di Giorgio; b) by Leonardo (Codex Atlanticus)



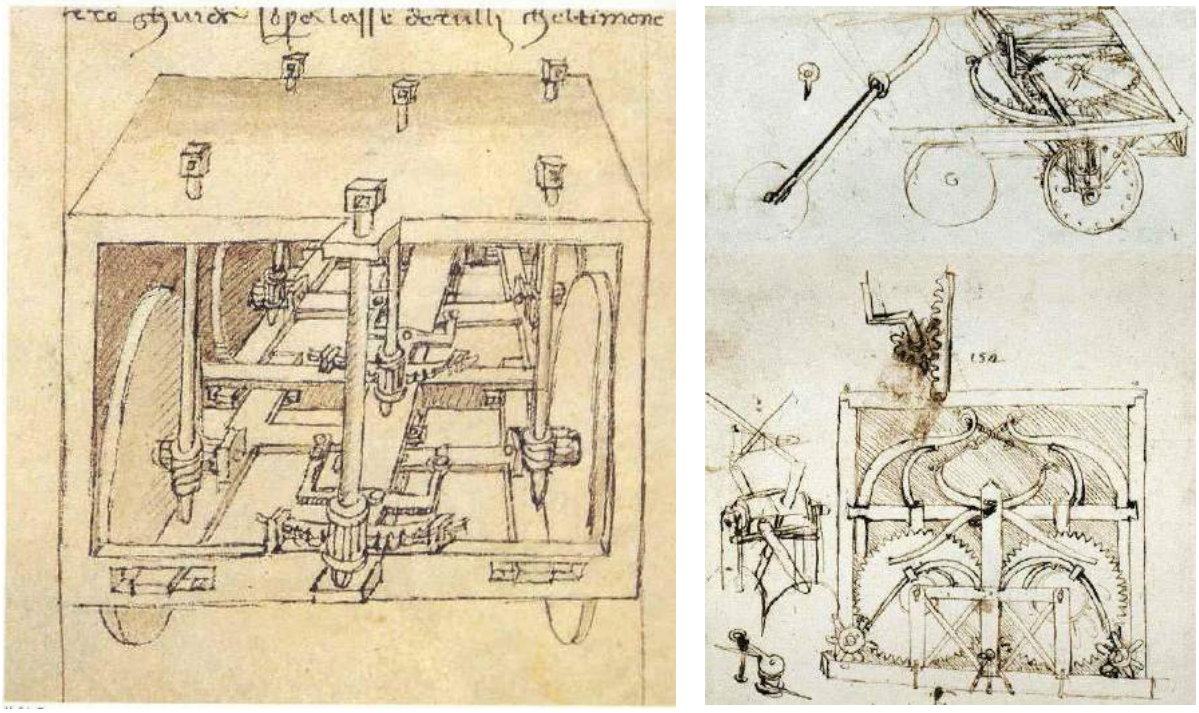
a) b)



c)

Figura 4: Designs of hydraulic powered automatic sawing machine: a) by Francesco di Giorgio; b) anynomous in Siena; c) by Leonardo

But even for the design of innovative machines Leonardo was inspired or referred to existing designs. An example is the vehicle design in Fig. 5 referring to a wheeled car with steering mechanism. Fig. 5a) is a car design of Francesco di Giorgio with geared solutions both for power transmissions and steering capabilities, whereas Fig. 5b) of Leonardo shows a geared system with spring elements that were usually used to store the necessary energy for an automatic functioning.



a) b)

Figura 5: Design of a wheeled car: a) by Francesco di Giorgio; b) by Leonardo (Codex Atlanticus)

Many other engineers (among them to be cited is also Mariano di Jacopo (il Taccola), who was active before Francesco di Giorgio) were both inspiriting designers and competitors of Leonardo in developing machine designs for uses and applications with already a well-established tradition.

4. Novel designs

The practice and expertise that Leonardo acquired with well-established machines, gave him the possibility also to have a strong theoretical knowledge and to conceive visionary solutions that still today are source of surprise.

Example of Leonardo's ingenuity also in standard applications is reported in the study of new hydraulic machines like the ones in Fig. 6. In that study Leonardo looks to better solutions for the increased needs in the city environments. In the designs of Fig. 6 it is significant how new machines were conceived by Leonardo by combining known mechanisms and machine designs in new solutions.

The expertise in mechanism design permitted Leonardo to find solutions that have modern characters, like the examples of a lock with compliant mechanisms in Fig. 7a) and automatic firing mechanism of a gun in Fig. 7b) by using solutions that still today are considered novel research results.

Novel designs were worked out by Leonardo as results of experiences and studies of machine elements and existing solutions. Emblematic are the automata that Leonardo designed for several applications, such as theatre plays, king/leaders entertainment or honors, or religious scenes.

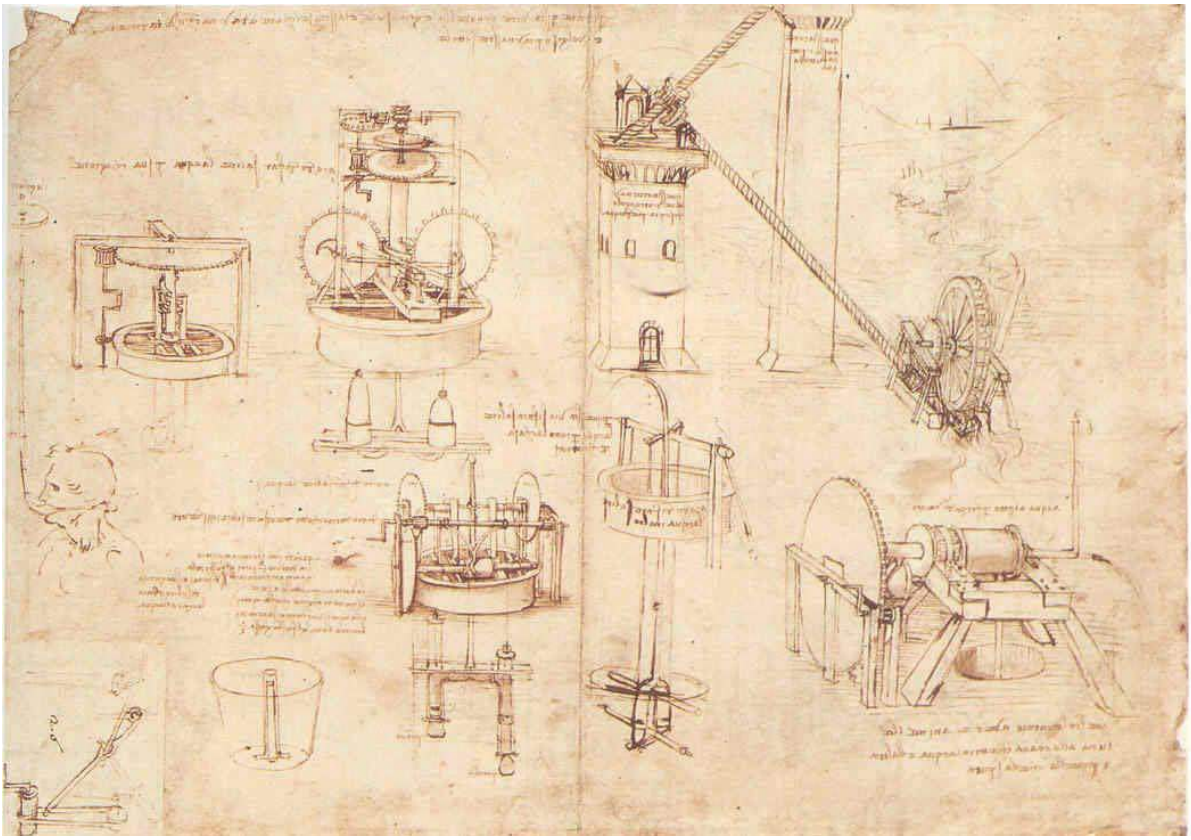
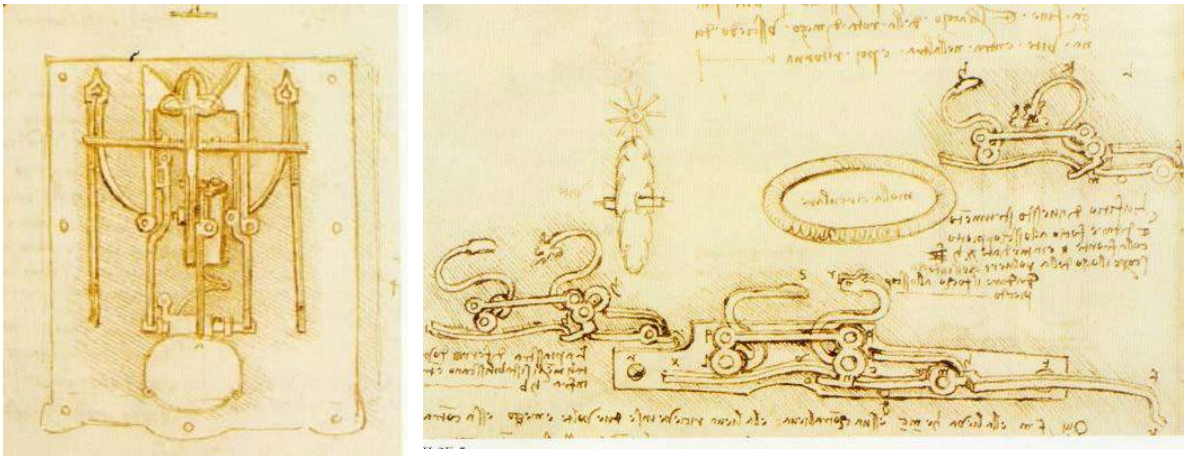


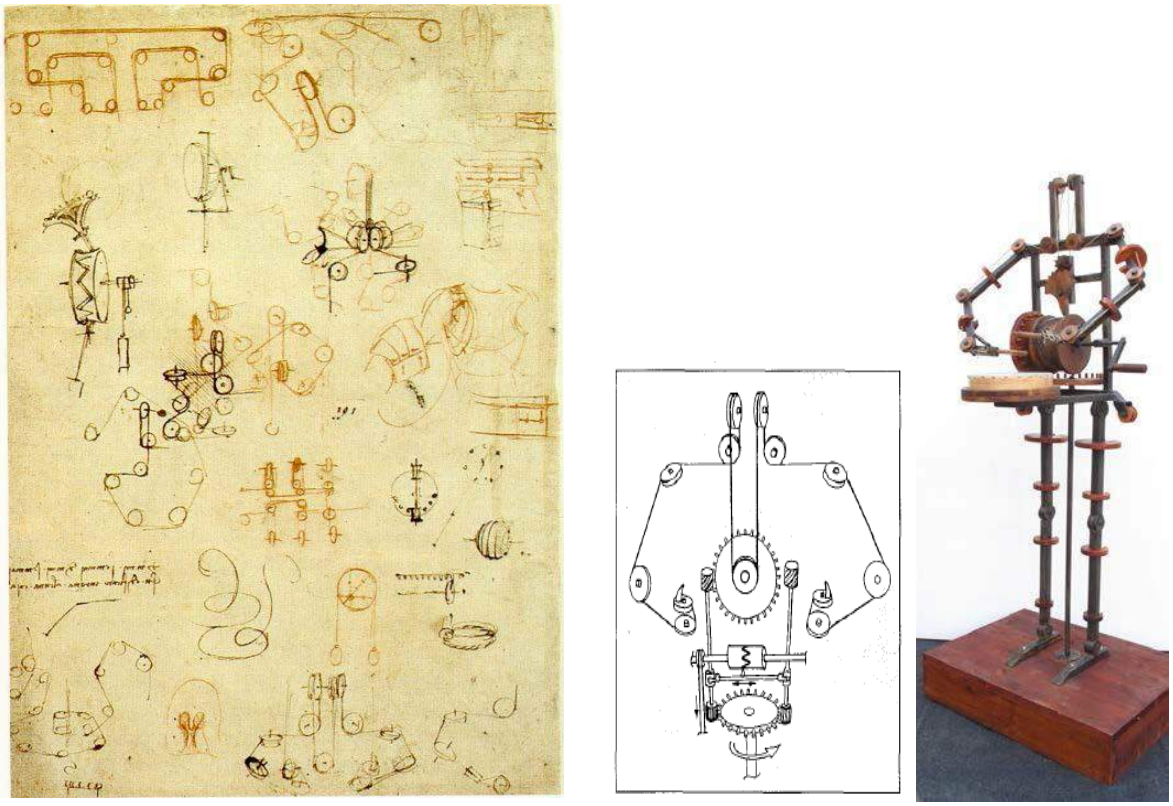
Figura 6: studies of several hydraulic machines by Leonardo

Fig. 8 refers to the famous design that is believed a first humanoid robot. But this mechanical design can be better understood as a novel solution with pulley-belt systems for an automaton that have been recognized as a system replicating a drum musician for military applications. The novelty of the design can be appreciated in the long belt transmission with a structure of anthropomorphic design. This, it cannot be really considered a humanoid robot, but more likely an automaton with some automatic functioning that could be ensured by spring-stored energy.



a) b)

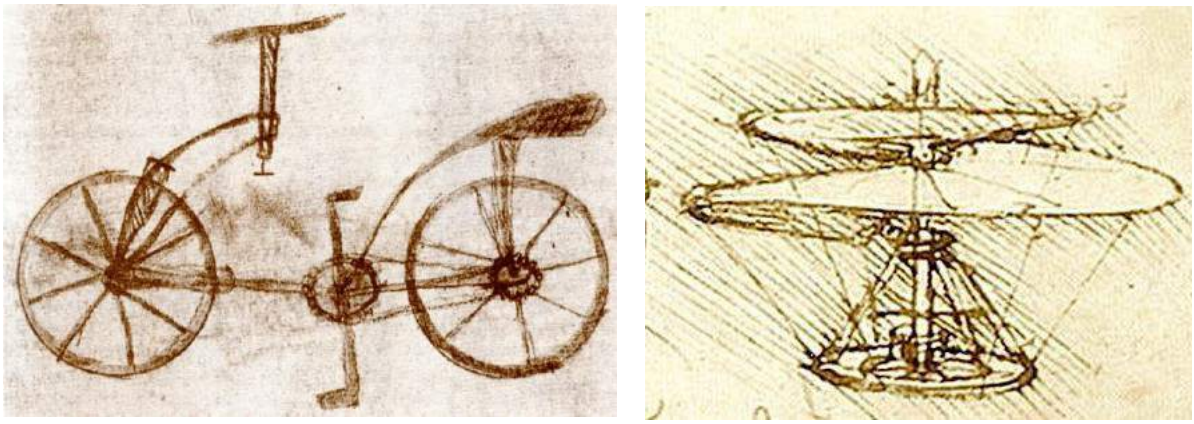
Figura 7: Examples of novel mechanism designs by Leonardo: a) compliant mechanism for door lock; b) automatics mechanism for gun firing



a) b) c)

Figura 8: The humanoid-leke automaton design by Leonardo: a) drawings for system design; b) a kinematic reconstruction; b) a mechanical museum reconstruction.

But Leonardo was also able to conceive completely new machines. Emblematic are the examples in Fig. 9 referring to the bicycle, Fig. 9a), and the helicopter screw, Fig. 9b). Both designs can be considered results of expertise in machine designs and theoretical studies in machine mechanisms. The bicycle design of Fig. 9a) can be considered a brilliant conceive making use of the expertise in wheeled vehicles, chain transmissions, and human machine powering. The helicopter screw of Fig. 9b) looks to be a result of theoretical studies on flying animals and objects in combination with mechanics of fluids. But the creativity in exploring new solutions, even for not identified practical needs, is the emblematic value of these novel machine solutions of Leonardo with a vision towards the future, within a science interest.



a) b)

Figura 9: Innovative designs by Leoanrdo: a) the bycicle; b) the helicopter screw

5. Activity for an early Science of Mechanisms

A very valuable contribution of Leonardo, that made him unique, is his activity with scientific interest also on the machine design and use. Indeed, this Leonardo's peculiarity is due to his encyclopedic interests that, although common in the Renaissance, have achieved heights contemporaneously in many fields only with Leonardo, who considered machines part of the nature to be investigated and replicated.

Francesco di Giorgio attempted an approach to understand and classify the variety of machines as in particular referring to the hydraulic machines. But he did not achieve more than an important treatise with the format of a machine catalogue, whose an example is reported in Fig. 10.

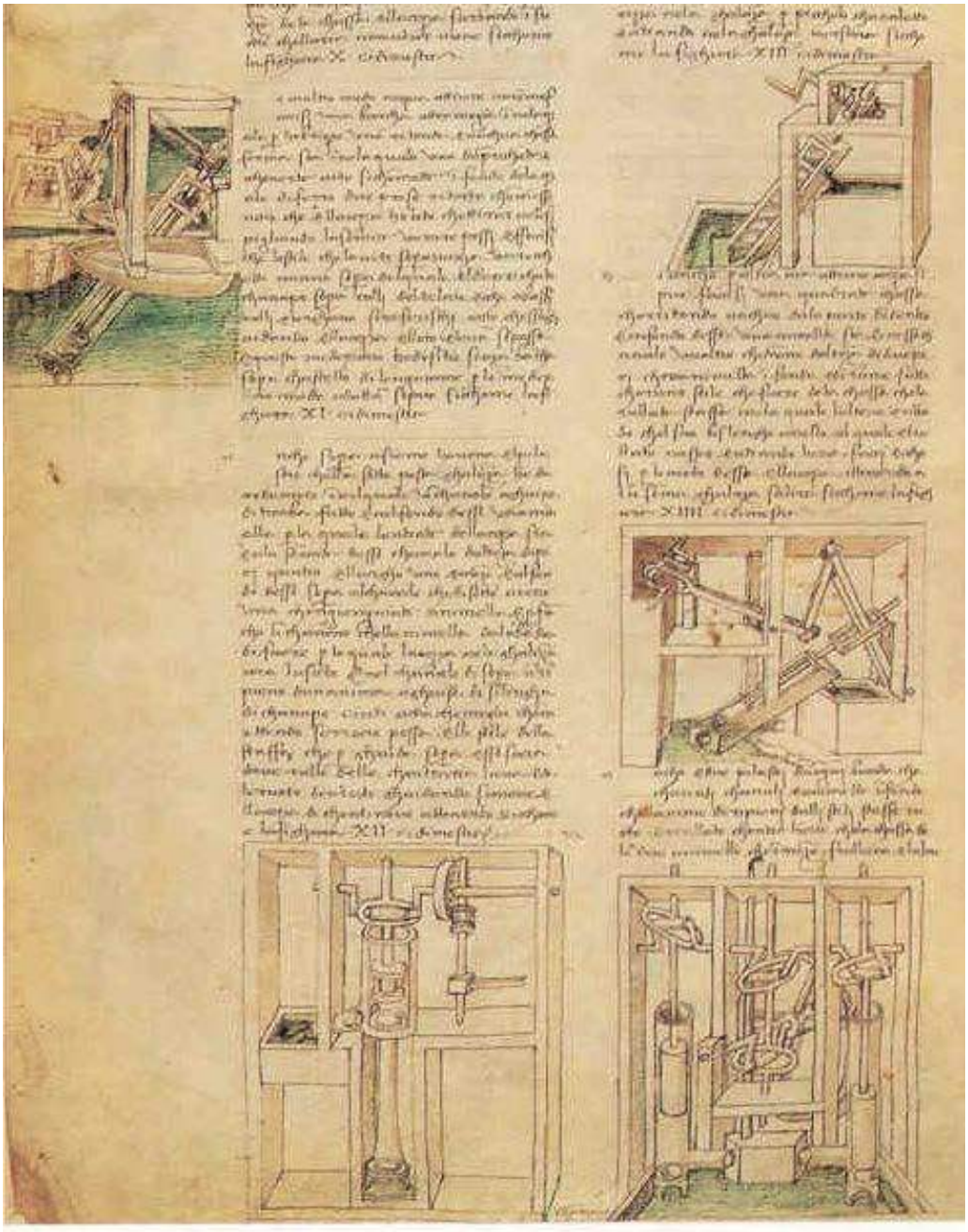


Figura 10: A page of the treatise on water pums by Francesco di Giorgio

Leonardo understood that the variety of machines is much more as due to its basic components with a vision of modern theory, such as the joint classification that Leonardo illustrated and discussed as referring to Fig. 11a). Similarly he studied and classified the power sources, that at the time were the springs as main mechanical

components, Fig. 11b). This can be considered a very early attempt to outline a science of mechanism when it is noted that the approach is similar to the investigation of natural systems, as Leonardo worked out for human anatomy and painting/sculpture techniques.

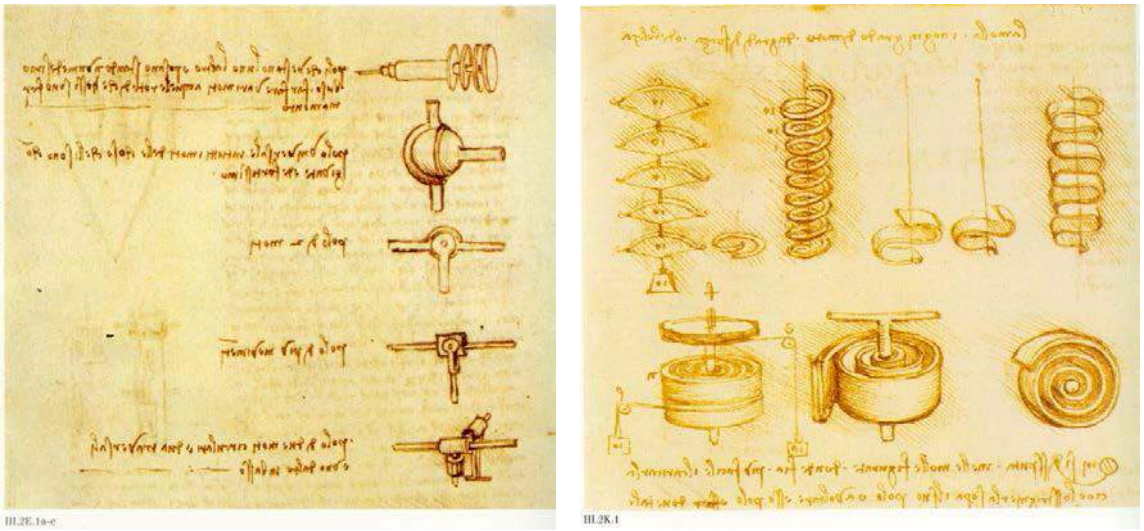


Figura 11: Classification of machine elements: a) schemes for the joints; b) variety of springs for energy storage

6. Conclusions

Leonardo da Vinci is considered the most brilliant engineer of Renaissance, but he was not the only one from a considerable community that grew in Center- North Italy during Renaissance. In this paper it has been pointed out that Leonardo achieved visionary solutions of machines and an early scientific approach of TMM, thanks to his wide practice and strong expertise as designer/engineer of machines that were common at his time.

7. References

[1] M. Ceccarelli. Renaissance of Machines in Italy: from Brunelleschi to Galilei through Francesco di Giorgio and Leonardo, Mechanism and Machine Theory, 43, (2008), 1530- 1542.

[2] P. Galluzzi. Engineers in the Renaissance, Giunti Publ., Florence, 2001. (in Italian).

[3] P. Galluzzi (Editor). Before Leonardo: the Culture of Machines at Siena in the Renaissance, Electa, Milan, 1991. (in Italian).

[4] M. Cianchi. The machines of Leonardo. Becocci Publ., Florence, 1984. (in Italian)

[5] C. Pedretti, M. Cianchi. Leonardo -the Codices, dossier no.100, Giunti Publ., Florence, 1995. (in Italian)

[6] C. Pedretti. Leonardo – the machines. Giunti Publ., Florence, 1999. (in Italian)

[7] S. Suterna . Leonardo – the wonderful machines at National Museum of Science and Technology in Milan. Skira, Milan, 2001.

[8] C. Starnazzi. Leonardo – codices and machines, Caryei& Bianchi Publ., Florence 2005. (in Italian)

[9] B. Ghiberti. Zibaldone, Firenze, 1420.

BLOQUE VII

INGENIERÍA DE FABRICACIÓN Y METROLOGÍA

Metodología para la adaptación y validación experimental de modelos ingenieriles

R. Gutiérrez Moizant[1], M. Ramírez Berasategui[2], E. Olmeda Santamaría[3], V. Díaz López[4].

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. ragutier@ing.uc3m.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mrami@ing.uc3m.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. eolmeda@ing.uc3m.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. vdiaz@ing.uc3m.es*

Los modelos ingenieriles están fundamentados en simplificaciones e idealizaciones de la situación real, que afectan a su exactitud. Son modelos cuyo grado de veracidad depende de cuan semejantes sean las condiciones de contorno ideales a las reales. Para medir el grado de distorsión que sufre la realidad al ser modelizada, es necesario realizar una validación experimental del modelo predictivo. La comparación de las predicciones realizadas con el modelo, con respecto a la situación real, representa la base de toda investigación científica. Sin embargo, esta comparación se complica debido a las incertidumbres de las variables que afectan al modelo y la dificultad de controlar la precisión de los ensayos; además la validación requiere del análisis de una muestra estadísticamente significativa. Actualmente, no existe un consenso claro en cuanto al parámetro de validación a utilizar. Es por ello que en este artículo se propone una nueva metodología para la validación de cualquier modelo ingenieril, compuesta de tres fases. En la primera fase, se propone un modelo de incertidumbre asociado a las predicciones, compuesto por las incertidumbre de las variables del modelo y por una fuente de incertidumbre adicional, que informa del incumplimiento de las condiciones ideales exigidas por el modelo teórico y que servirá para adaptar las predicciones a las condiciones de ensayo. En la segunda fase, se realiza la validación del modelo, en donde se propone como herramienta de validación el estadístico conocido como índice de compatibilidad E_N, de uso común en la comparación entre laboratorios. En la tercera fase se generan sub-muestras adicionales a partir de los resultados obtenidos, con una técnica de re-muestreo con reposición basada en el método Monte Carlo. La generación de sub-muestras adicionales permite obtener una información estadística significativa, visualizar la distribución de probabilidad de los resultados y calcular los límites de cobertura, que servirá para verificar la consistencia de los resultados de validación con el tamaño de la muestra analizada. La metodología ha sido empleada en un modelo de tensión plana, en donde se ha logrado mejorar las predicciones realizadas al ensayo experimental y finalmente se ha validado el modelo para un nivel de confianza del 95%.

1. Introducción

El objetivo de cualquier modelo ingenieril es el de predecir el comportamiento de un sistema simple o muy complejo, de acuerdo a unas condiciones de contorno específicas. Para ello, el ingeniero realiza de forma más o menos consciente la simplificación del sistema real, de acuerdo a ciertos parámetros considerados como muy determinantes o que afectan en gran medida a la respuesta del sistema. La exactitud del modelo se ve mermada por las simplificaciones realizadas. Esto hace que, obligatoriamente se tengan que verificar o validar las predicciones realizadas con el mismo a través de ensayos experimentales [1, 2].

La validación experimental permite cuantificar el grado de distorsión del modelo simplificado con respecto a la realidad [3], en donde se deben identificar y considerar todas las potenciales fuentes de incertidumbre [4]. Si las incertidumbres no son tomadas en cuenta, el criterio de aceptación del modelo predictivo, depende de la experiencia de quien diseña, siendo esto una valoración subjetiva que puede resultar errónea [5].

Numerosos investigadores, así como comités internacionales [1, 2, 6, 7], han estado trabajando en el desarrollo de los conceptos fundamentales y la terminología necesaria para la validación de modelos. Sin embargo, aún no existe un enfoque unificado de cuáles son los parámetros estadísticos que se deben usar [5] que, en todo caso, deberán considerar que las predicciones y las observaciones experimentales, deben expresarse en términos probabilísticos. Adicionalmente, para validar el modelo es necesario obtener una información estadística

sustancial [1], compuesta por una población de datos experimentales significativa proveniente de diferentes muestras, de manera que se pueda verificar el modelo en distintas situaciones.

El estado del arte revela que el reto de la validación experimental es disponer de un procedimiento de verificación, el cual deberá estar compuesto por una herramienta de comparación que considere la esperanza media de las predicciones y de los resultados experimentales, con sus respectivas incertidumbres. Adicionalmente, el procedimiento debe servir para analizar la consistencia de los resultados de la validación con el tamaño de la muestra analizada. Es por ello, que en este artículo se presenta una nueva metodología para la validación de cualquier modelo ingenieril, compuesta de tres fases. En la metodología presentada se propone como herramienta de validación el estadístico conocido como índice de compatibilidad E_N [8]. Esta herramienta cuantifica las diferencias entre los resultados experimentales y los teóricos, con sus respectivas incertidumbres expandidas. Además, permite normalizar los resultados de la comparación de las predicciones con la realidad, de manera que para que éstas sean compatibles, el valor del E_N correspondiente deberá estar entre cero y uno, de acuerdo con el nivel de confianza exigido [8].

El siguiente paso de la metodología de validación propuesta es la verificación de la consistencia de los resultados con el tamaño de la muestra analizada, cuando en al menos uno de ellos las predicciones no se correspondan con los resultados experimentales. Para ello, se generan sub-muestras adicionales a partir de los resultados de validación, de manera que se amplía la información estadística existente. Las sub-muestras son generadas a través de múltiples simulaciones realizadas al azar, con la ayuda de la técnica de re-muestreo con reposición conocida como Bootstrapping [9]. Las muestras de Bootstrapping permitirán visualizar la distribución de probabilidad de todos los índices de compatibilidad obtenidos y calcular sus límites de cobertura. Éstos deberán estar comprendidos entre 0 y 1 para que el modelo pueda ser declarado válido, de acuerdo con el nivel de confianza exigido. De esta manera, aún cuando la muestra estudiada sea baja, es posible obtener una información estadística importante [10].

Esta metodología se aplica a un caso real, en el que 5 secciones de tubo de sección circular, con diferentes diámetros e instrumentados con galgas extensométricas, son comprimidos por cargas axiales diametralmente opuestas. Se compara el factor de concentración de tensiones teórico K propuesto por Chianese [11] con el experimental K_E, obtenido a partir de las deformaciones experimentadas por las galgas. Se aplican los conceptos metrológicos expuestos en la guía para la expresión de la incertidumbre de medida [12], internacionalmente aceptados y se utilizan simulaciones de tipo Monte Carlo, tanto para el cálculo de incertidumbre [13], como para la generación de información adicional [9, 10, 14]. Finalmente, se comprueba que el modelo teórico cumple con los requisitos de aceptación planteados en éste trabajo de investigación.

2. Modelo teórico

El modelo teórico a validar es el de un anillo circular concéntrico sometido a dos cargas alineadas y diametralmente opuestas (figura 1). Se trata de un modelo de tensión plana basado en la teoría de la elasticidad, cuya solución se obtiene a partir de la superposición de dos estados de tensión conocidos. El primero referente a la solución de un disco sometido a compresión y el segundo a las tensiones presentes en un anillo libre de carga [15].

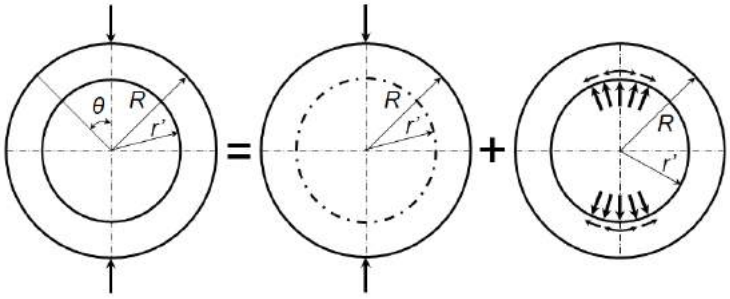


Figura 1: Superposición de los estados de tensión

Al estudiar la distribución de la tensión circunferencial en anillos comprimidos diametralmente se suele emplear el coeficiente conocido como factor de concentración de tensiones K [15]. Se trata de un factor adimensional que depende únicamente de la relación entre los radios $\rho=r'/R$ y el ángulo θ, medido con respecto al punto de aplicación de la carga. Por tanto, anillos de diferentes medidas pero con valores idénticos de ρ poseen una misma distribución del factor de concentración de tensiones.

De acuerdo con Timoshenko [15], la expresión que permite el cálculo de la tensión circunferencial en cualquier punto del anillo es:

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{4P}{\pi LD} K \tag{1}$$

Donde, el factor de concentración de tensiones *K* según Chianese [11], queda definido de la siguiente manera:

$$K = \frac{1}{2} - \frac{1\rho^2}{2r^2}\left(\frac{1+r^2}{1-\rho^2}\right) - \frac{(1-r\cos\theta)\sin^2\theta}{\left(r^2+1-2r\cos\theta\right)^2} - \frac{(1+r\cos\theta)\sin^2\theta}{\left(r^2+1+2r\cos\theta\right)^2} + \sum_{n=2}^{\infty}\Big[n(n-1)\,c_n r^{n-2} + \\ +(n+2)(n+1)d_n r^n + n(n+1)c_n' r^{-n-2} + (n-2)(n-1)d_n' r^{-n}\Big]\cos n\theta \tag{2}$$

Siendo *P* la carga aplicada, *D, L y* $\rho = r'/R$ el diámetro exterior, la longitud y la relación entre los radios del anillo, respectivamente.

$$c_n = \frac{1}{2(n-1)C}\left[n(\rho^2-1)+(\rho^{2n}-1)-n^2\left(\rho-\frac{1}{\rho}\right)^2\right]$$

$$d_n = \frac{1}{2(n+1)C}\left[n^2\left(\rho-\frac{1}{\rho}\right)^2+n\left(\frac{1}{\rho^2}-1\right)-(\rho^{2n}-1)\right] \tag{3}$$

$$c_n' = \frac{1}{2(n+1)C}\left[n(\rho^2-1)+(\rho^{2n}-1)\right]$$

$$C = n^2\left(\rho-\frac{1}{\rho}\right)^2-\left(\rho^n-\frac{1}{\rho^n}\right)^2$$

El modelo de tensión (2) ya ha sido estudiado con anterioridad [16, 17], pero en ningún caso se han considerado las incertidumbres presentes, ni se ha contrastado si la fuerza se distribuye uniformemente a lo largo de los tubos ensayados. Por tanto, es necesario evaluar cómo afecta la relación *L/D* a la asunción de distribución uniforme de la tensión circunferencial, a lo largo de cada uno de los tubos [18].

3. Procedimiento experimental

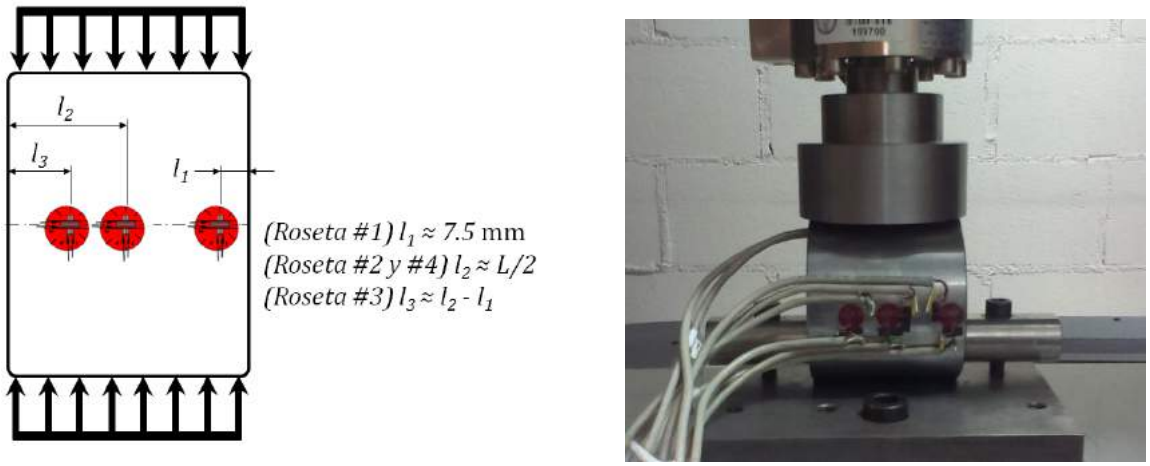
Para validar el modelo de tensión se ensayaron 5 tubos de acero al carbono sin costura tipo E-355 según la norma EN-10294-1, previamente mecanizados para asegurar la concentricidad entre las paredes externas e internas de los mismos. Las medidas finales de los distintos especímenes, en conjunto con las cargas aplicadas (que aseguran que se esté trabajando en el régimen elástico) y el modulo de Young se muestran en la tabla 1.

Tabla 1: Características de los tubos y carga aplicada

Tubo	Diá. Exterior *D* (mm)	Diá. Interior *d* (mm)	Longitud *L*(mm)	*ρ=d/D*	Carga *P* (kN)	Modulo de Young *E* (GPa)
1	75.73	60.08	99.25	0.793	27.93	2.176
2	98.47	82.32	87.68	0.836	20.11	2.063
3	125.68	107.58	79.98	0.856	18.00	2.119
4	149.60	132.82	80.08	0.888	12.96	2.130
5	233.49	205.62	80.50	0.881	24.19	2.066

Los tubos han sido instrumentados con 4 rosetas rectangulares modelo FCA-6-11, con una configuración de ¼ de puente [19]. Con el objetivo de comprobar la distribución de las tensiones a lo largo de la longitud de los tubos, tres de las rosetas han sido instaladas en una misma cara (Rosetas #1, #2 y #3 de la figura 2). Al mismo tiempo, se ha tenido que verificar si se producía un deslizamiento del tubo durante el ensayo, que advirtiera la falta de simetría en la carga que estaba siendo aplicada. Para ello, se han comparado los resultados de la roseta #2 con los de la roseta #4, la cual ha sido fijada diametralmente opuesta a la anterior.

Para la compresión de los tubos, se utilizó una máquina de ensayos universal perteneciente al departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, ubicada en una sala climatizada (~ 23°C). La carga fue aplicada con una velocidad de 50 N/s y la frecuencia de muestreo se fijó en 10 Hz. En total se realizaron 10 ensayos por tubo.



(a) (b)

Figura 2: Distribución de las rosetas sobre el tubo

4. Tratamiento de los datos experimentales

4.1. Factor de concentración de tensiones experimental

En este trabajo de investigación se ha seleccionado como parámetro a validar el factor de concentración de tensiones K (2), ya que de esta manera se evita el tener que comprobar cada valor de tensión circunferencial. Por tanto, se ha definido un factor de concentración de tensiones experimental K_E (4), como la pendiente resultante entre la tensión circunferencial experimental σ_E y la relación $4P/\pi LD$.

$$K_E = \frac{\sigma_E}{\frac{4P}{\pi LD}} \tag{4}$$

La tensión circunferencial experimental ha sido obtenida a través de la ley de Hooke generalizada, a partir de las deformaciones principales obtenidas experimentalmente. En el cálculo de dichas deformaciones, han sido considerados todos los errores propios que acompañan a la técnica extensométrica [19].

Una vez obtenidas las tensiones experimentales se procedió a calcular el factor de concentración de tensiones experimental $K_{E,i}$, con su respectiva incertidumbre $u(K_{E,i})$, sobre los registros pertenecientes a cada uno de los n=10 ensayos efectuados. Además se ha tenido en cuenta el peso que tiene la heterogeneidad de la varianza de σ_E y de $4P/\pi LD$ sobre el mismo [20]. Seguidamente, se calculó la media del total de los factores de concentración de tensiones experimentales pertenecientes a cada roseta (5).

$$\bar{K}_{E,r} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} K_{E,i} \tag{5}$$

La incertidumbre $u\left(\bar{K}_{E,r}\right)$ asociada al factor de concentración de tensiones experimental, está compuesta por la incertidumbre propia de la pendiente $u\left(K_E\right)$ y la debida a la repetibilidad del ensayo $s\left(\bar{K}_{E,r}\right)$.

$$u\left(\bar{K}_{E,r}\right) = \sqrt{u^2\left(K_E\right) + s^2\left(\bar{K}_{E,r}\right)} \tag{6}$$

La instalación de las galgas extensométricas a lo largo de cada uno de los tubos (figura 2), ha permitido verificar cómo afecta la relación longitud vs diámetro, a la uniformidad de las tensiones circunferenciales. Hay que recordar que el modelo teórico es una simplificación de la realidad, en donde se supone que cada rebanada del tubo está sometida a la misma tensión. Para cuantificar cómo afecta dicha relación, se ha procedido a calcular un factor de concentración de tensiones experimental promedio $\bar{K}_E$, formado por los $\bar{K}_{E,r}$ de cada una de las rosetas. Además, se ha estimado la incertidumbre asociada a dicho promedio $u\left(\bar{K}_{E,av}\right)$, considerando que todos sus posibles valores pueden estar entre el mínimo y máximo factor $\bar{K}_{E,r}$ calculado, asumiendo una distribución

de tipo rectangular [13]. De esta manera, $u\left(\bar{K}_{E,av}\right)$ será un indicador de cuan alejado está el tubo analizado de la condición ideal representada por el modelo teórico.

4.2. Factor de concentración de tensiones teórico

El factor de concentración de tensiones teórico *K* con su incertidumbre *u(K)* ha sido determinado a través de la implementación del procedimiento de Monte Carlo adaptable, según la GUM [24], para un intervalo de cobertura de aproximadamente 95%.

Las posibles variaciones del factor de concentración de tensiones experimental, a lo largo de la longitud del tubo, se deben a efectos reales no contemplados en el modelo teórico. Por ello, se ha decidido mejorar las predicciones realizadas, a través de un modelo de incertidumbre compuesto por las incertidumbres propias del modelo teórico $u\left(\bar{K}\right)$ y la incertidumbre $u\left(\bar{K}_{E,av}\right)$ debida al promedio de los $\bar{K}_{E,r}$ a lo largo del tubo. Por tanto, la incertidumbre combinada del modelo teórico en realidad es:

$$u(K)=\sqrt{u^2\left(\bar{K}\right)+u^2\left(\bar{K}_{E,av}\right)} \tag{7}$$

De esta manera, el valor calculado por el modelo teórico no se ve afectado y se mejora el rango de posibles valores que pueden ser fácilmente asociados al mismo, cuando el modelo experimental se aleja del caso ideal.

4.3. Estadístico utilizado en la validación experimental del modelo

La comparación de los resultados teóricos con los experimentales ha sido realizada a través del índice de compatibilidad E_N (8), empleado comúnmente en la inter-comparación de laboratorios [8].

$$E_N=\frac{\left|K-\bar{K}_E\right|}{k\cdot\sqrt{u^2\left(K\right)+u^2\left(\bar{K}_E\right)}} \tag{8}$$

El E_N cumple con las pautas marcadas en la validación experimental [1, 2], ya que cuantifican las diferencias observadas entre las predicciones y los resultados experimentales, con sus respectivas incertidumbres expandidas, para un nivel de confianza del 95%. Para que los resultados sean compatibles es necesario que el valor experimental, que en este caso es el factor de concentración de tensiones $\bar{K}_E$, se encuentre ubicado entre los límites del valor teórico en conjunto con la incertidumbre global. Cuando esto sucede, el valor del estadístico E_N estará comprendido entre 0 y 1.

4.4. Indicador de la consistencia de los resultados experimentales con el tamaño de la muestra analizada

En este apartado se propone un nuevo procedimiento, que sirve para verificar cómo afectan los resultados fallidos a los intervalos de cobertura del global de muestras analizadas. Para ello, se ha utilizado una técnica de re-muestreo con reposición conocida como Bootstrapping [9]. Este procedimiento ha permitido construir la distribución de probabilidad de los resultados de validación, expresados a través del E_N (apartado 4.3). La aplicación de la técnica descrita aplicada a los 5 tubos estudiados se detalla a continuación [18]:

- Se generan B = 10 000 muestras con reposición a partir de los 5 E_N obtenidos.
- Se calcula el estadístico de interés, en este caso se ha seleccionado la media del total de los índices de compatibilidad $\left(\bar{E}_N\right)$.
- Se ordenan las $\bar{E}_N$ muestras calculadas en orden creciente y si el 95% de los valores es inferior a 1 se acepta el modelo.

5. Análisis de resultados

La diferencia entre los factores de concentración de tensiones pertenecientes a las rosetas #2 y #4, en ningún caso han superado el 0.1%. Por tanto, se confirma la simetría de la carga aplicada. Por otro lado, los resultados de las rosetas #1, #2 y #3 informan de una tendencia en la distribución de los factores de concentración de tensiones, y por ende de las tensiones, con la relación longitud vs diámetro. Se ha observado que los resultados entre rosetas de un mismo tubo, tienden a ser más homogéneos a medida que aumenta la relación *L/D*. En la

figura 3 se ha representado la evolución de la incertidumbre debida al promedio longitudinal $u\left(\bar{K}_{E,av}\right)$ en función de la relación *L/D*.

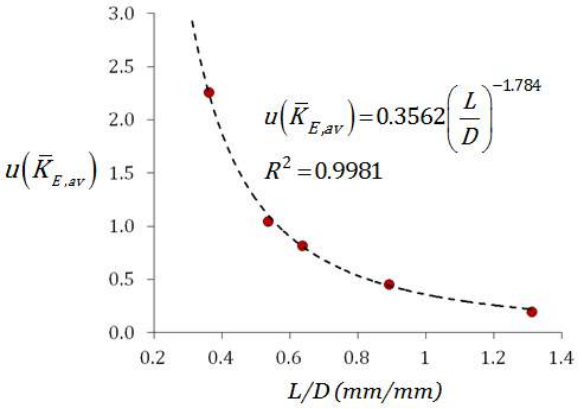


Figura 3: Evolución de $u\left(\bar{K}_{E,av}\right)$ en función de *L/D*

En la figura 3 puede verse que sólo cuando el valor de la longitud del tubo se acerque a infinito, la aportación de la componente de incertidumbre $u\left(\bar{K}_{E,av}\right)$ podría despreciarse. Por otro lado, en tubos de longitud finita esta componente de incertidumbre puede ser estimada a través de la función exponencial mostrada en la figura 3, obtenida a partir de los resultados experimentales del presente trabajo de investigación. Esta componente de incertidumbre, en conjunto con la incertidumbre propia de las variables que afectan al modelo teórico, permitirá mejorar las predicciones realizadas en función de la relación *L/D* del espécimen que se esté analizando.

Se han calculado las incertidumbres asociadas a las predicciones $u(K)$ (7) y la incertidumbre experimental de cada uno de los factores de concentración de tensiones calculados $\left(u\left(\bar{K}_E\right)\right)$. Ambas fuentes han sido combinadas en una incertidumbre global expandida para un nivel de confianza del 95% (9).

$$U\left(K_{Global}\right)=2\sqrt{u^2\left(K\right)+u^2\left(\bar{K}_E\right)} \tag{9}$$

En la figura 4 se muestra la representación gráfica del índice de compatibilidad E_N, perteneciente a los resultados de la validación experimental.

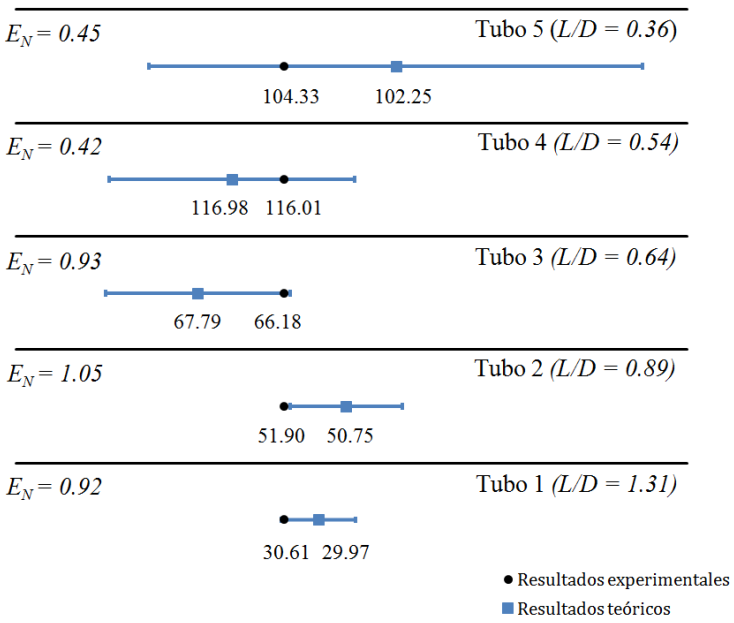


Figura 4: Diferencias entre los resultados experimentales y teóricos en conjunto con la incertidumbre expandida

Puede observarse en la figura 4 que la incertidumbre global (9) ha sido asociada a las predicciones realizadas con el modelo. Por tanto, los valores teóricos se corresponden con los experimentales, si estos últimos están dentro del rango de los posibles valores enmarcados en $K \pm U\left(K_{Global}\right)$. Con esto se evitan los falsos positivos, cuando existe cierto grado de concordancia entre los límites de ambas distribuciones, ya que el solapamiento de los límites, no quiere decir que necesariamente las predicciones sean coincidentes con los resultados experimentales [1]. Siguiendo con el análisis, puede apreciarse que en 4 de los 5 tubos analizados los resultados teóricos se corresponden con los experimentales. En esta situación es necesario verificar cómo afecta el resultado fallido (Tubo 2) al total analizado.

Para decidir si el modelo es válido o no, ha sido aplicado el procedimiento descrito en el apartado 4.4 a toda la muestra estudiada. Con la aplicación de este procedimiento, se han obtenido los límites de cobertura de la media $\left(\bar{E}_N\right)$ de todos los índices de compatibilidad, mostrados en la figura anterior. Tal y como puede verse en la figura 5, el valor de $\bar{E}_N$ y sus límites inferior y superior $\left(\bar{E}_{NL}, \bar{E}_{NH}\right)$ están por debajo de la unidad. Con lo cual, se puede concluir que el modelo teórico coincide con el experimental, a pesar de que el primero no se ajusta a los resultados del tubo 2, según las condiciones de aceptación exigidas.

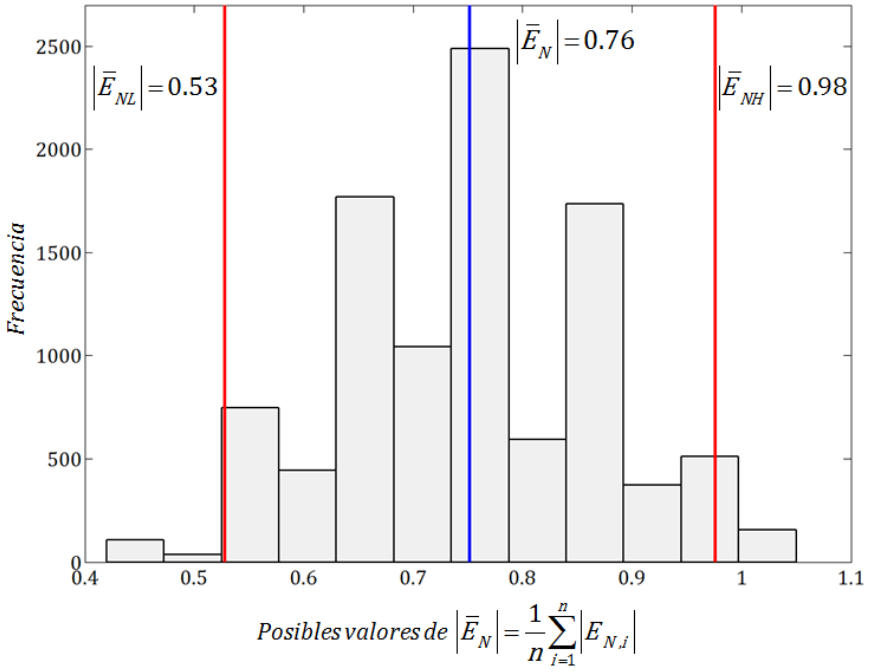


Figura 5: Distribución de las muestras de Boostrapping

6. Conclusión

En este artículo se ha presentado un nuevo procedimiento para la validación experimental de modelos ingenieriles, en donde se consideran todas las fuentes de incertidumbre presentes y se propone como herramienta de validación el índice de compatibilidad E_N. El procedimiento ha sido aplicado a un modelo de tensión plana correspondiente a un anillo sometido a compresión [11]. La validación del modelo se ha realizado sobre una muestra compuesta por 5 tubos de acero al carbono comprimidos diametralmente, los cuales han sido instrumentados con 4 rosetas con galgas dispuestas a 90º. El procedimiento ha permitido mejorar las predicciones realizadas, a través de un modelo de incertidumbre que acompaña a dichas predicciones. El modelo de incertidumbre asociado a las predicciones, está conformado por todas las fuentes de incertidumbre que acompañan a las variables propias del modelo, y por una fuente de incertidumbre adicional que informa del incumplimiento de las condiciones ideales marcadas por el mismo, la cual ha sido cuantificada a través de los ensayos. Se ha comprobado que el modelo sólo se adapta a los resultados experimentales en 4 de los 5 casos estudiados. Es por ello, que a partir de los resultados de validación (E_N), se han generado sub-muestras adicionales con el Bootstrapping [9], que han servido para verificar que el 95% de los $\bar{E}_N$ generados son

inferiores a 1. Por tanto, a pesar de que en uno de los casos estudiados las predicciones no se corresponden con los resultados experimentales, el modelo ha sido declarado válido.

7. Referencias

[1] R. G. Hills, T. G. Trucano. Statistical validation of engineering and scientific models: Background, Sandia National Laboratories, Albuquerque, US, Report SAND99-1256, (1999).

[2] H. Ben T., W. Scott Doebling, M. Francois Hemez, C. Mark Anderson, E. Jason Pepin, A. Edward Rodriguez. Concepts of Model Verification and Validation, Los Alamos National Laboratory, US, Report LA-14167-MS, (2004).

[3] W. L. Oberkampf, M. F. Barone. Measures of agreement between computation and experiment: Validation metrics, Journal of Computational Physics, 217, no. 1, (2006), 5-36.

[4] Y. Liu, W. Chen, P. Arendt, H. Huang. Toward a Better Understanding of Model Validation Metrics, Journal of Mechanical Design, 133, no. 7, (2011), 071005-071005.

[5] W. Chen, L. Baghdasaryan, T. Buranathiti, J. Cao. Model validation via uncertainty propagation and data transformations, The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, 42, no. 7, (2004), 1406-1415.

[6] C. Sebastian, E. Hack, E. Patterson. An approach to the validation of computational solid mechanics models for strain analysis, The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, (2012), 36-47.

[7] S. J. Luis, D. McLaughlin. A stochastic approach to model validation, Advances in Water Resources, 15, no. 1, (1992), 15-32.

[8] ISO 13528:2005. Statistical methods for use in proficiency testing by interlaboratory comparisons.

[9] B. Efron. Bootstrap methods: another look at the jackknife, The annals of Statistics, (1979), 1-26.

[10] T. Hesterberg. What Teachers Should Know about the Bootstrap: Resampling in the Undergraduate Statistics Curriculum, arXiv preprint arXiv:1411.5279, (2014).

[11] R. B. Chianese, R. J. Erdlac. The general solution to the distribution of stresses in a circular ring compressed by two forces acting along a diameter, The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 41, (1988), 239-247.

[12] JCGM 100:2008. Evaluation of measurement data – Guide to the expression of the uncertainty in measurement, Joint Committee for Guides in Metrology, (2008).

[13] JCGM 101:2008. Evaluation of measurement data. Supplement 1 to the "Guide to the expression of uncertainty in measurement". Propagation of distributions using a Monte Carlo method, Joint Committee for Guides in Metrology, (2008).

[14] J. Carpenter, J. Bithell. Bootstrap confidence intervals: when, which, what? A practical guide for medical statisticians, (2000).

[15] S. Timoshenko. On the distribution of stresses in a circular ring compressed by two forces acting along a diameter, Philosophical Magazine Series 6, 44, (1922), 1014-1019.

[16] E. A. Ripperger, N. Davids. Critical stresses in a circular ring, Transactions of the American Society of Civil Engineers, 112, (1947), 619-628.

[17] C. W. Nelson. Stresses and displacements in a hollow circular cylinder, Thesis, University of Michigan, Ann Arbor, (1939).

[18] R. Gutiérrez, M. Ramírez, E. Olmeda, V. Díaz. Practical Case Application for Stress Model Validation and Enhancement by Means of Metrological Tools, Strain, 51, no. 5, (2015), 379-390.

[19] R. B. Watson. Bonded Electrical Resistance Strain Gages, Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics, (2008).

[20] J. H. Williamson. Least-squares fitting of a straight line, Canadian Journal of Physics, 46, no. 16, (1968), 1845-1847.

Simulación del comportamiento mecánico de los procesos por fotopolimerización de resinas destinadas a la fabricación aditiva mediante estereolitografía láser: Influencia en la calidad de la pieza

A. de Blas Romero[1], G. Fernández Zapico[1], A. Díaz Lantada[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid.

ablasromero@etsii.upm.es /g.fzapico@alumnos.upm.es /adiaz@etsii.upm.es

En el presente artículo se muestra un modelo simplificado del proceso de polimerización de resina epoxi fotocurable, con el objetivo final de obtener valores teóricos para las propiedades mecánicas del material en su estado de transición de estado líquido a sólido, aproximando el gradiente de estas propiedades a un valor único en su momento de gelificación en el tiempo denominado como t_g. A partir de la evaluación de un fenómeno observado durante la fabricación de probetas mediante el uso de una impresora de fabricación aditiva por estereolitografía láser, se pretende ajustar un modelo que replique los esfuerzos mecánicos sufridos por la pieza fabricada. La introducción de nuevas hipótesis, para la simplificación del caso de estudió, será contrastada mediante la simulación de dichos casos por el método de los elementos finitos, con valores obtenidos en publicaciones previas mediante análisis experimentales y analíticos, de manera que la congruencia de los resultados sea constante a lo largo de todo el modelo. La obtención de estos valores teóricos facilitará el desarrollo de futuros criterios de viabilidad de fabricación de piezas realizadas mediante estereolitografía láser y por tanto influir directamente en la calidad de la pieza final.

1. Introducción

1.1. Fundamentos teóricos de la esterolitografía láser

El crecimiento de las técnicas de fabricación aditiva en el sector industrial es cada vez más visible[1]. La estereolitograpfía (SLA) es una de las tecnologías más importantes y actualmente disponibles. Esta tecnología se basa en el curado o solidificación de un líquido fotosensible, a partir del uso de una fuente de irradiación lumínica, la cual aporta la energía necesaria para generar una reacción química. Encadenando sucesivos enlaces de pequeñas moléculas (monómero u oligómero)[2] se forma otra mayor (polímero) con alto número de encadenamientos.

Previo al proceso de fabricación es necesario partir de un diseño CAD, el cual se transforma al formato. stl (Surface Tesellated) donde el modelo 3D es representado por un número finito de elementos de tres lados (triángulos) que forman la superficie externa de la figura. En función del tipo de proceso, se pueden clasificar las impresoras en dos grupos:

- Top-down (superficie libre)
- Bottom-exposure (superficie restringida)

En este estudio se utiliza el primer grupo 'Top-down', en el cual la resina polimerizable se encuentra en un depósito y dentro de éste, la plataforma sobre la cual se construye la pieza. La plataforma se mantiene a una distancia conocida de la superficie libre del líquido, siendo ésta el espesor determinado por cada capa. Posteriormente a la solidificación de la capa, la plataforma desciende la distancia previa determinada, disponiéndose así las sucesivas capas que formarán el modelo final (Figura 1. izq.).

1.2. Diseño orientado a la fabricación aditiva mediante SLA

A la hora de realizar un diseño, el principal criterio a seguir para su realización es el conocimiento de la técnica de fabricación a utilizar. Al igual que en los procesos tradicionales, los métodos de fabricación aditiva también deben tener en cuenta estos aspectos. En el caso de SLA, el principal factor a considerar es la variación de las propiedades mecánicas del material durante la fabricación. Debido a la reacción de fotopolimerización, el estado del material sufre una transición de líquido a sólido, pasando por un estado intermedio previo a la transición

vítrea, denominado 'gelificación'(Figura 1.dcha). Además, la densidad varía en el tiempo y existen dos efectos de variación dimensional: i) dilatación térmica debida a la acción energética del láser sobre la resina; ii) contracción volumétrica debida a la polimerización[4].

Tanto en los procesos de a)'superficie libre' como en los de b)'superficie restringida', las partes recién polimerizadas sufren de esfuerzos externos, ya sean puntuales como la acción del cepillo que nivela la superficie de la resina líquida (a), las fuerzas de adhesión al fondo del depósito[5] (b) o la acción de la gravedad (a,b).

Por ello, si fuese posible conocer las propiedades del material en su estado de 'gelificación', el cual podemos asumir es punto crítico debido a que las propiedades mecánicas no son definitivas, podríamos orientar el diseño de la pieza, limitando las geometrías a realizar, usando factores de seguridad para determinados espesores, etc. Así se conseguiría aumentar las probabilidades de éxito en la impresión 3D, mejoraría el acabado final de la pieza, se verían eliminados los tiempos de re-diseño y el coste de material por la repetición del proceso, disminuiría.

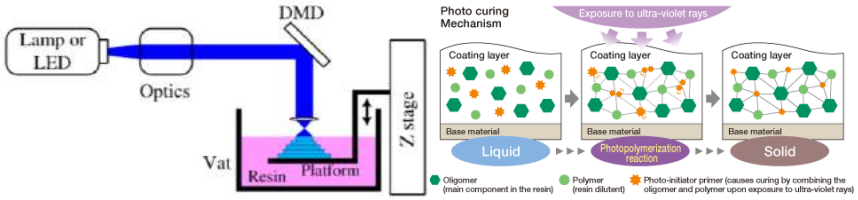


Figura 1: Proceso de fotopolimerización para un material base fotorreactivo (izq) y esquema representativo de la fotopolimerización de una capa mediante un haz láser para el proceso de estereolitografía (dcha.): 'superficie libre'[3].

1.3. Revisión de los modelos analíticos utilizados en SLA

El desarrollo en paralelo de otros procesos que ayuden a entender y optimizar dichas técnicas de Fabricación Adiva es por tanto innato. Al igual que los procesos de fabricación tradicional han sido modelizados, para obtener simulaciones previas del proceso, las diversas técnicas de fabricación aditiva lo están siendo también.

Desde 1994, Chambers et al. [6] han tratado de crear un modelo numérico que modelase el comportamiento durante la polimerización y realizar una comparación con los resultados obtenidos mediante experimentación. La principal causa de variación dimensional en SLA se producía por el fenómeno de contracción lineal (ε) durante la polimerización. Nahara et al. [7] estableció un experimento para clarificar el fenómeno de solidificación. Bugeda et al. [8] desarrollo un programa de elementos finitos que simulaba el comportamiento mecánico de la resina, usando un modelo elástico con módulo de Young y coeficiente de Poisson constantes. Tanaka et al. [9] propuso un modelo en el que las propiedades de la resina se basaban en las propiedades de ésta, después de la polimerización. Huang et al. [10] propuso un complejo modelo dinámico de elementos finitos para simular el proceso de polimerización.

Sin embargo, a pesar de más de veinte años en los cuales se ha estudiado el proceso de fotopolimerización en la estereolitografía, se continua sin tener un modelo sencillo, tabulado para cada material e impresora que simplifique los factores limitantes a tener en cuenta durante la fabricación de una pieza mediante la técnica de SLA.

1.4. Objetivo del estudio

Siendo conscientes del aumento de la producción mediante el uso de impresoras SLA, proporcionalmente aumenta también la necesidad de obtener un método sencillo que permita al usuario conocer la viabilidad de fabricación de la pieza final y en caso contrario considerar unas indicaciones en el diseño, aplicando factores de corrección en el espesor y disminuyendo situaciones de tensión crítica como mostraba ya en publicaciones previas Stava et al. [11].

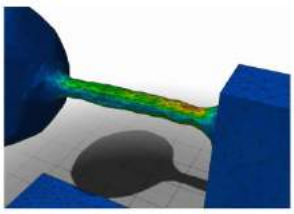


Figura 2: Ejemplo de FEM realizado sobre pieza a fabricar por SLA y zona crítica.

Por ello, se propone un modelo en el que se simplifique el proceso fotoelástico[12] de polimerización de resina epoxi y la dependencia con el gradiente del tiempo de las propiedades mecánicas del material a utilizar en la simulación (E(dt), ν(dt))[6] por un valor constante de estas en su estado de gelificación ($E(t_g)$, $\nu(t_g)$), punto en el cual se propone una situación crítica del material (tensión de rotura).

Posteriormente, podremos utilizar estos parámetros para realizar un estudio FEM simplificado sobre la pieza a imprimir, aplicando un modelo lineal elástico y observar que zonas de la pieza a imprimir podrán ser zonas críticas (Figura 3).

2. Método

2.1. Fenómeno de estudio

De la realización de dos probetas de calibración CP01 y CP02 (Figura 4.c) impresas con SLA3500 (3D Systems Inc, Rock Hill, SC 29790, USA) y resina epoxi Accura® 60 (3D Systems), que permitiesen al equipo crear una base de datos de situaciones críticas o errores dimensionales en la fabricación de piezas por SLA 'superficie libre', se pudo observar un fenómeno aún no registrado en la literatura.

Se trata de un caso de capa de sección cuadrada construida en voladizo con restricciones puntuales en sus esquinas (Figura 3.c). Además, la dirección de la construcción es XYX/Y, es decir, capas formadas en el plano XY alternando direcciones del vector en X e Y. Inmediatamente después a la fabricación de esta probeta, se toman fotografías de ella pudiendo observar una concavidad en el centro de la sección, siendo esta concavidad proporcional al tamaño de la sección. Con la intención de comprobar si la deformación se debía al efecto de la manipulación de la pieza tras su fabricación como sucede en las piezas de diagnóstico tipo 'CreepBar'(Figura 4.b) donde se pretende estudiar la estabilidad de las piezas por SLA en su estado recién polimerizado tras el proceso de fabricación [13], se repitió la misma probeta en hasta 6 ocasiones diferentes obteniendo el mismo resultado.

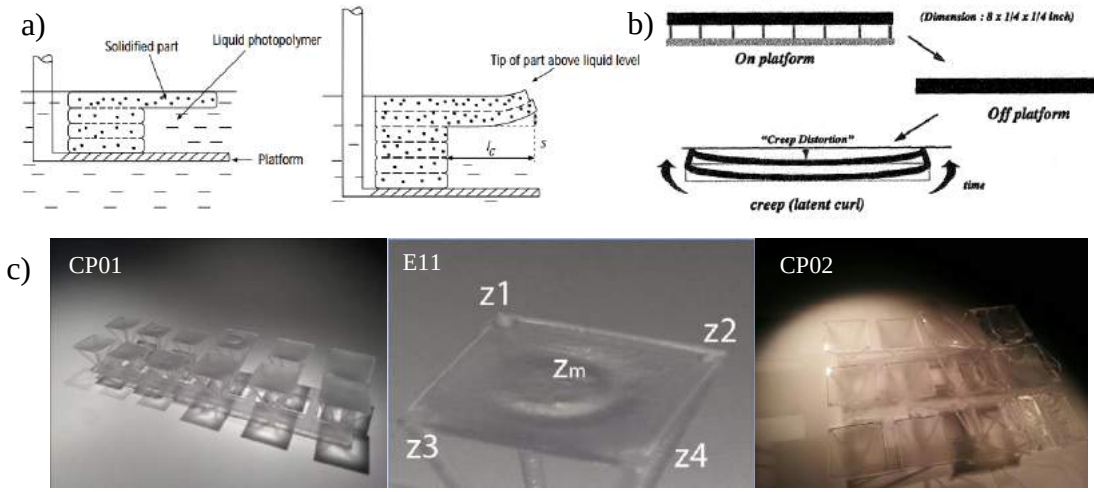


Figura 3: a) Efecto de 'curling' de viga en voladizo debido a la contracción por fotopolimerización de procesos 'superficie libre'; b) probeta de calibración y deformación observadas.

Para la medición de esta deformación, se opta por utilizar el microscopio óptico-digital Olympus DSX100, el cual genera imágenes HDR, procesa las capturas tomadas a distintos rangos de profundidad y genera un modelo 3D de ésta.

El método utilizado para el cálculo de la deformación máxima (d_{max}) en el centro de la sección se basa en la toma de la distancia media a puntos (z_1, z_2, z_3, z_4) de las secciones esquina de la pieza (Tabla 1). Una vez conocida la posición de estos puntos, se calcula el plano $\pi(z_1, z_2, z_3, z_4)$ de la sección de manera que se corrija las posibles desviaciones (inclinación) ocasionadas durante la fabricación de la probeta y que puedan interferir en la medición. Posteriormente se realiza la misma medición del punto medio de la sección Z_m y se calcula d_{max} por diagonales (1).

$$_{max} = (\frac{(zi - zj)}{2} + zj) - zm \quad (1)$$

Tabla 1: Mediciones tomadas sobre los puntos de referencia de la sección cuadrada mediante Olympus DSX100 para el elemento E11 de la probeta CP01

Elemento	Profundidad microscopio	Posición (µm)
z_1	-3575	429
z_2	-3501	499
z_3	-3648	352
z_4	-3599	401
z_m	-3820	180
	d_{max}= 240 µm	

2.2. Hipótesis y simulación del proceso

Hasta ahora los casos de estudio del efecto debido a la contracción volumétrica en la polimerización habían sido dirigidos al efecto de 'curling' producido en geometrías en voladizo (Figura 3.a) [8]. Considerando el efecto del número de capas, contracción volumétrica del material, longitud del voladizo y espesor de capa.

En este artículo se pretende definir los valores de E_g, ν_g y ρ_g de la resina recién polimerizada en su estado crítico de gelificación en un tiempo relativamente corto (entre 20 y 60 segundos) posterior a la pasada del láser y validar el valor de la contracción lineal máxima ε_{max} dada por la ecuación (2)[7] .

$$\varepsilon\,(t) = \frac{1}{l}\int_0^l \varepsilon_{max}\left(t + \frac{x}{V}\right)dx = \frac{V}{l}\int_0^{t+l/V} \varepsilon_{max}(u)du \qquad (2)$$

Donde x es la posición del láser sobre la superficie de la resina, V el volumen polimerizado, u la velocidad de recorrido del láser t y l la longitud recorrida para la sección.

Basándose en una profunda revisión de la literatura, se puede definir los factores que influirán en el proceso dando lugar a esta deformación: a) contracción lineal máxima de la resina epoxi ε_{max}; b) acción volumétrica de la gravedad; c) soporte superficial en la sección inferior debido a la variación en la densidad ($\Delta\rho = \rho_l - \rho_g$); d) restricciones fijas del elemento dadas por el diseño.

Se llevarán a cabo dos grupos de simulaciones:

- Comparando los diferentes modelos simulados con el desplazamiento máximo del punto medio de la sección, con el valor obtenido en las mediciones realizadas sobre las probetas. Se obtendrá la contracción lineal en el punto de gel ε_g de la resina epoxi. Un rango de valores para módulo de Young y coeficiente de Poisson (Figura 5).
- Simulando el caso de rotura del material, con el objetivo de obtener un valor para el módulo de elasticidad. Variando éste como parámetro de entrada en un rango definido, se comparan las tensiones obtenidas por criterio de Von Mises con un valor tabulado para el límite de rotura del material en las condiciones impuestas.

Existen un conjunto de ideas puestas en común en publicaciones anteriores como las de Chambers et al. [14] o Narahara et al. en las que se menciona la importancia del orden de las trayectorias realizadas por el láser en el interior de las secciones, calificándolas en dos tipos: i) son alternadas aquellas que escanean la línea intermedia después de las dos laterales; ii) el caso continuo en el que las líneas son escaneadas de lado a lado.

En concreto, el software utilizado para computar el modelo CAD a las trayectorias realizadas por el haz del láser es 3D Lightyear, representa un contorno inicial que muestra la sección para posteriormente rellenarla con pasadas continuas del haz en un vector determinado, X o Y. En cada capa la dirección de este vector alterna 90º, de manera que si en la capa 1 la dirección seguida por el vector en X, la capa 2 seguirá la dirección Y. Por ello, se simplifica el modelo a contracciones lineales de cada capa (100 µm) en la dirección del vector del láser sin variación en el espesor y se plantea la ecuación (3) donde se obtiene ε_{max} a partir de los datos de 3D Systems para las densidades del material líquido y sólido en la ecuación hipotética (3).

Se considera que el módulo de Young del material es lineal función del tiempo según muestra Guess et al.[6] siendo el valor en t=0 segundos nulo. En el instante diferencial t_0 inmediatamente superior a la trayectoria del láser sobre la superficie libre de la resina epoxi se obtiene un valor mínimo E_g en el que la resina presenta propiedades de gel (Figura 4).

Se asume, además, que la deformación máxima adquirida d_{max}, viene dada en el estado de gelificación de la resina t_g, cuando la resina tiene dichas propiedades E_g, ν_g y ρ_g (3) y no variando posteriormente. Por tanto, se procede a comparar d_{max}, introduciendo en la simulación un rango de valores obtenidos de la literatura de E y ν, con la deformación obtenida en la realidad.

$$\rho_g(\varepsilon) = \frac{\rho_l}{(1-\varepsilon)^2} \tag{3}$$

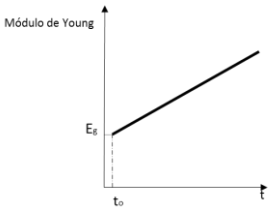


Figura 4: Dependencia del tiempo reflejada en la elasticidad del material.

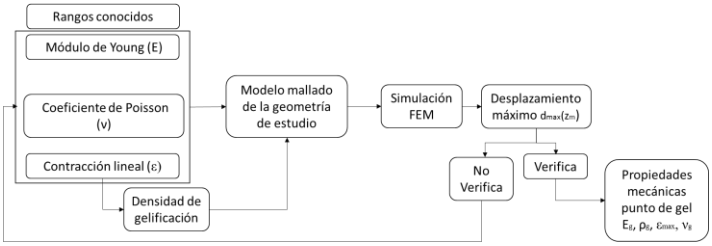


Figura 5: Esquema del procedimiento realizado mediante la simulación por elemento finitos.

En cuanto a las restricciones fijas presentadas en el modelo, atendiendo a la polimerización en primer lugar del contorno de la sección se considera que los elementos desde la arista exterior de la capa de 0,1 mm hasta una distancia de dos pasadas del láser continuas hacia el interior de la sección, es decir 500 µm, tienen limitados sus movimientos en los ejes cartesianos, pero no sus rotaciones.

3. Resultados

3.1. Implementación computacional

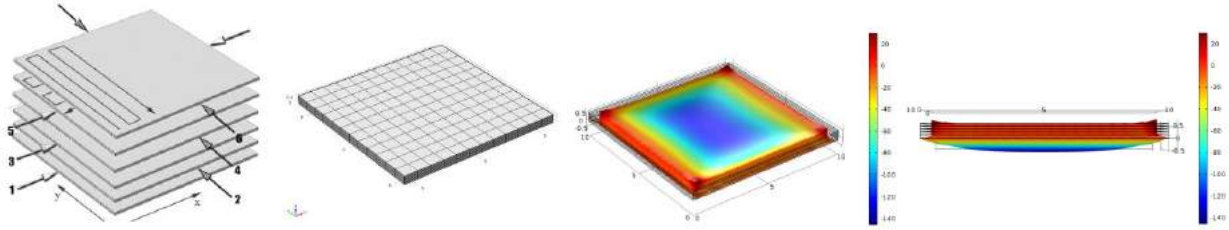
Para validar el modelo considerado se realiza una simulación sobre una sección (12 mm x 12 mm x 0.6 mm) separada en 6 capas de 0.1 mm (Figura 6.a) representando las sucesivas capas que polimerizaría el proceso, cada una de ellas con un mínimo de dos elementos octaédricos (Figura 6.b) en la longitud del espesor. Las sucesivas capas son modelizadas con una unión sólida, los desplazamientos fijos son aplicados sobre las caras enfrentadas de las secciones como se explica en el apartado 2.2, al igual que la restricción fija. La gravedad es considerada (9,81 m/s^2), al igual que el efecto de flotación debido a la diferencia de densidades entre la resina epoxi y las seis capas polimerizadas. El resultado mostrado en la Figura 6.c muestra el valor de la deformada en el eje Z coincidiendo con las observadas en las probetas realizadas, con su máximo de desplazamiento en el centro.

Una vez validado, se procede a simular el elemento E11 (10mm x 10mm x 0.6mm). Debido al modelo propuesto con desplazamientos prescritos, el valor del módulo de Young tiene una influencia del orden de 10^{-8} sobre el valor del desplazamiento máximo, utilizando un valor neutral en un comienzo. Por tanto, en el primer grupo de simulaciones solo se varia el coeficiente de Poisson (ν) en un rango de [0,2 - 0,45] y la contracción lineal (ε_g) para valores entre [0.5% – 4%].

En la Figura 8 (izq.) se puede apreciar el rango inicial de estudio y la franja mostrada en la sección con la trama diagonal, que representa la zona de influencia con valores cercanos al d_{max} medido (110µm). Por otro lado, se observa que el coeficiente de Poisson tiene una influencia baja sobre el desplazamiento. No obstante, con valores superiores de éste, el valor absoluto de d_{max} disminuye, siendo esta relación linealmente proporcional con la contracción lineal impuesta. Con un rango más detallado para ε, en la franja señalada [1.4%-2.2%], se puede concluir en los valores de la Tabla 2, donde se muestran los valores con menor error relativo respecto al valor del desplazamiento máximo medido.

De los valores obtenidos (Figura 7) y de la hipótesis propuesta se puede indicar que $\varepsilon_g = \varepsilon_{max} = 1.6\%$. Donde el valor de contracción máxima del material sólo varía un 0.1% con respecto a una resina epoxi de misma base (SL

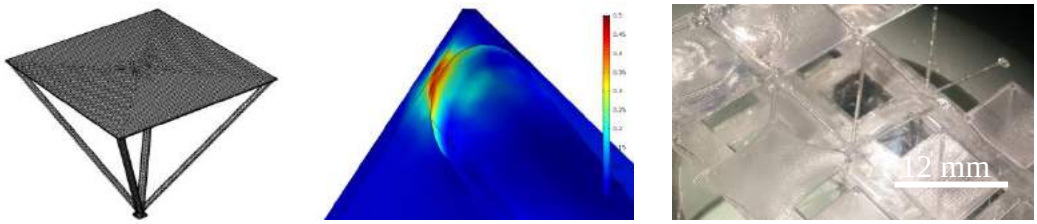
5170) obtenida por mediciones reales in-situ (Guess et al.[6]) con la máquina de la generación anterior SLA-250 de 3D systems. Sustituyendo en ecuación propuesta (2), se obtiene que $\rho_{g=}$ 1.17 kg/m^3 y puesto que de la hoja de especificaciones de la resina Accura®60 [15] se sabe que la ρ_s= 1.21 kg/m^3, se contrasta la hipótesis de una situación en la que la resina muestra unas propiedades intermedias, aunque cercanas a la del sólido.



a) b) c)

Figura 6: a) Representación del modelo geométrico a estudiar: desplazamientos intercalados impuestos en las capas; b) modelo mallado simétrico; c) deformada del modelo por acción de las cargas y restricciones impuestas.

Además el valor obtenido para el coeficiente de Poisson (0.3) se corresponde con el mismo obtenido por Chambers et al. [14] en 1995, mediante aplicación analítica de un modelo elástico lineal. Por ello, se verifican los valores de los parámetros obtenidos para la realización del segundo grupo de simulaciones.



(a) (b) (c)

Figura 7: a) Geometría mallada con elementos tetraédricos; b) tensiones máximas en la geometría obtenidas por el criterio de Von Mises; c) detalle de la probeta CP02 y de la rotura de los elementos en los puntos de apoyo.

Para el segundo grupo de simulaciones, se propone utilizar los parámetros y así simular las mismas condiciones con el elemento E11 de la probeta CP02 (15 mm x 15 mm x 0,1 mm). No obstante, en este caso las condiciones de contorno impuestas no son simplificadas. Elementos de estudio son de tipo tetraédrico Se adjuntan, por tanto, los soportes inferiores de las piezas que sostienen en cuatro puntos la primera capa en voladizo (Figura 9.a), aplicando a éstos propiedades de sólido (E=2000 MPa, ν=0,43 y ρ=1.21 Kg/m^3).

Puesto que este elemento no resistió su fabricación, debido a una excesiva acumulación de tensiones en sus esquinas (Figura 8.c), excediendo el límite de rotura del material en su punto de gelificación, se pretende parametrizar el módulo de Young del modelo y que este recorra un rango limitado a valores conocidos en literatura. Los resultados a mostrar son las tensiones máximas de Von Mises σ_{vm} en la geometría. De esta forma podremos obtener el valor de E y además la tensión de rotura de la resina en las condiciones mencionadas.

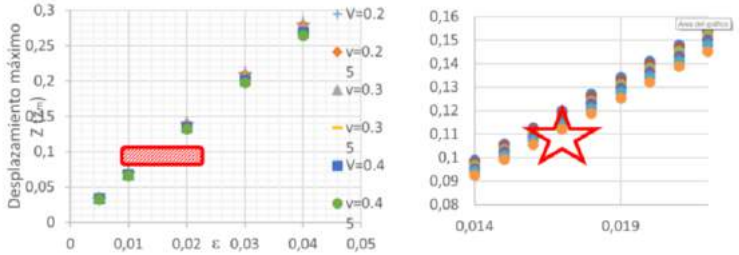


Figura 8: Grafica del desplazamiento máximo en valor absoluto en el eje Z obtenidos mediante la variación de los parámetros de contracción lineal y coeficiente de Poisson.

El valor limitante considerado para la tensión de rotura de una sección recién polimerizada de resina epoxi es de: 0.45MPa, obtenida de los ensayos in-situ por Guess et al. en ensayos a tracción. Para obtener el módulo de Young evaluaremos el rango [0, 35] MPa con el máximo de 35 MPa obtenido en ensayos sobre capas polimerizadas tras 3 minutos con una única pasada del láser [6]. En la Figura 9, se muestran dos gráficas en las

que se varía el módulo de elasticidad, comprendiendo el orden de magnitud del módulo de elasticidad E y detallando más, se obtiene un valor constante para conseguir valores de tensión de rotura en los puntos donde se observa en los ensayos, producirse la rotura (Figura 8.b).

Tabla 2: Valores seleccionados para coeficiente de Poisson y contracción lineal, obteniendo el menor error relativo frente al desplazamiento máximo (d_{max})

ν	ε	d_{max}	Err (d_{max})	ν	ε	d_{max}	Err (d_{max})
0.2	0.015	0.1058	3.81%	0.35	0.016	0.1091	0.81%
0.2	0.016	0.1128	2.55%	0.4	0.016	0.1075	2.72%
0.25	0.015	0.1048	4.72%	0.4	0.017	0.1142	3.81%
0.25	0.016	0.1117	1.54%	0.45	0.016	0.1056	4%
0.3	0.016	0.1105	0.45%	0.45	0.017	0.1122	2%

Como se puede observar en la Figura 9 izq. el rango utilizado para el primer estudio mostraba un espectro demasiado amplio, puesto que los valores máximos de la tensión de Von Mises en la geometría excedían el límite impuesto. Por ello, se repite el modelo para la obtención de un valor definido E=2,1 MPa.

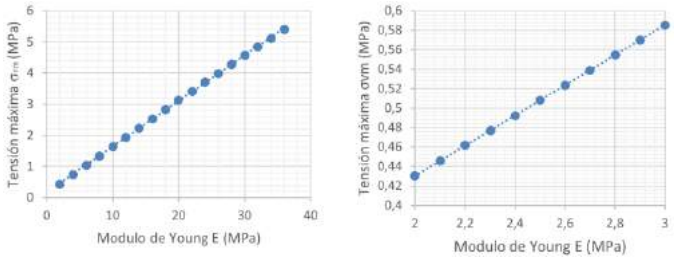


Figura 9: Graficas de los valores obtenidos tras la simulación por elementos finitos para los valores máximos de tensión por el criterio de Von Mises en la geometría de estudio.

$$E(t) = 14{,}401t - 9.7363 \text{ (MPa)} \tag{4}$$

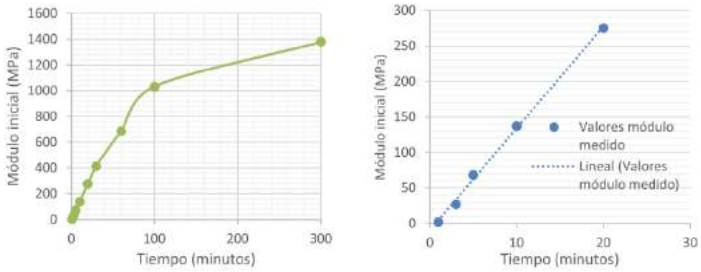


Figura 10: Modulo inicial de resina epoxi como función del tiempo tras la pasada del haz láser. Línea de tendencia obtenida para el rango de valores de influencia en el estudio.

Para validar de nuevo este parámetro, se procede a obtener la tendencia medida en los experimentos de Guess et al. para el módulo inicial de una hebra de resina epoxi SL 5170 como función del tiempo seguido tras la pasada del láser sobre la resina. Obteniendose una función ajustada (4) con un R^2=0.9979 (Fig. 10.dcha). De donde obtenemos que el valor del módulo inical obtenido por el procedimiento analítico correspondería con un tiempo t_g de 49 segundos, ajustandose perfectamente a la hipótesis inicial de unas propiedades de la resina en el momento posterior a la polimerización, sin haber alcanzado las propiedades de sólido.

A continuación, se muestran los valores orientativos obtenidos de la realización del modelo analítico propuesto:

Tabla 3: Resultados obtenidos para la simulación de las propiedades mecánicas de resina epoxi fotocurable y contracción lineal durante el proceso de fabricación aditiva por estereolitografía láser

Parámetro	Valor	Unidades	Parámetro	Valor	Unidades
E_g	2.1	MPa	ρ_g	1.17	Kg/m^3
ν_g	0.3	-	ε_g	0.016	-
			t_g	49	s

4. Conclusiones

Se ha realizado un estudio, en el cual, partiendo de un fenómeno observado, se ha podido evaluar y modelar el comportamiento de la resina epoxi Accura® 60 (3D Systems) en el proceso de fabricación aditiva por estereolitografía láser con la impresora SLA 350, mediante la simplificación de un caso dependiente del tiempo en un modelo estacionario elástico lineal. Se han obtenido unos valores orientativos como resultado de dicho estudio, que podrán ser usados en posteriores estudios para evaluar la posibilidad de fabricación de piezas en procesos de fabricación aditiva de superficie libre.

Agradecimientos Este proyecto ha sido financiado bajo el apoyo del proyecto europeo 'ToMax: Tool-less manufacture of complex geometries', fundado por la Comisión Europea bajo el gran acuerdo 633192 - H2020-FoF-2014-2015/H2020-FoF-2014.

5. Referencias

[1] "Evolución y crecimiento de la fabricación aditiva (Additive manufacturing)," Interempresas. [Online]. Available: http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/126021-Evolucion-y-crecimiento-de-la-fabricacion-aditiva-(Additive-manufacturing).html. [Accessed: 01-Jun-2016].

[2] P. J. Bártolo, Stereolithography: Materials, Processes and Applications. Springer Science & Business Media, 2011.

[3] F. Liravi, S. Das, and C. Zhou, "Separation force analysis and prediction based on cohesive element model for constrained-surface Stereolithography processes," Comput.-Aided Des., vol. 69, pp. 134–142, Dec. 2015.

[4] Y.-M. Huang and C.-P. Jiang, "Curl Distortion Analysis During Photopolymerisation of Stereolithography Using Dynamic Finite Element Method," Int. J. Adv. Manuf. Technol., vol. 21, no. 8, pp. 586–595, Jun. 2003.

[5] I. Kovalenko, M. Garan, A. Shynkarenko, P. Zelený, and J. Šafka, "Examining the Relationship between Forces During Stereolithography 3D Printing and Geometric Parameters of the Model," MATEC Web Conf., vol. 40, p. 2005, 2016.

[6] T. R. Guess and R. S. Chambers, "In Situ property measurement on laser-drawn strands of SL 5170 epoxy and SL 5149 acrylate," in Proc Solid Freeform Fabrication Symposium. Univ of Texas, Austin, TX, 1995, pp. 134–141.

[7] T. F. NaraharaH, T. Kishimani, S. Igarashi, and K. Saito, "Reaction heat effect on initial linear shrinkage of stereolithography resins," in Proceedings of Solid Freeform Fabrication Symposium, 1997, pp. 733–740.

[8] G. Bugeda, M. Cervera, G. Lombera, and E. Onate, "Numerical analysis of stereolithography processes using the finite element method," Rapid Prototyp. J., vol. 1, no. 2, pp. 13–23, Jun. 1995.

[9] "THERMAL DISTORTION ANALYSIS DURING PHOTOPOLYMERIZATION IN - Technische Informationsbibliothek (TIB)." [Online]. Available: https://www.tib.eu/en/search/id/BLCP%3ACN037139890/THERMAL-DISTORTION-ANALYSIS-DURING-PHOTOPOLYMERIZATION/. [Accessed: 08-Jun-2016].

[10] Y.-M. Huang and H.-Y. Lan, "Compensation of distortion in the bottom exposure of stereolithography process," Int. J. Adv. Manuf. Technol., vol. 27, no. 11–12, pp. 1101–1112, Mar. 2005.

[11] O. Stava, J. Vanek, B. Benes, N. Carr, and R. Měch, "Stress relief: improving structural strength of 3D printable objects," ACM Trans. Graph., vol. 31, no. 4, pp. 1–11, Jul. 2012.

[12] J. M. Dulieu-Barton and M. C. Fulton, "Mechanical properties of a typical stereolithography resin," Strain, vol. 36, no. 2, pp. 81–87, 2000.

[13] T. H. Pang, "Stereolithography epoxy resin development: accuracy and dimensional stability," 3D Syst. Inc, 1994.

[14] R. S. Chambers, T. R. Guess, and T. D. Hinnerichs, "A Phenomenological Finite Element Model of Part Building in the Stereolithography Process," Sandia National Labs., Albuquerque, NM (United States), SAND--94-2565C; CONF-9506149--2, Mar. 1995.

[15] admin, "Accura® 60," 3D Systems, 15-Oct-2012. [Online]. Available: http://www.3dsystems.com/materials/accurar-60. [Accessed: 01-Jun-2016].

Solución combinada para la fabricación y reparación de turbocomponentes

E. Artetxe Elorza[1], A. Calleja Ochoa[1], H. González Barrio[1], A. Lamikiz Mentxaka[1], L.N. López de Lacalle Marcaide[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. egoitz.artetxe@ehu.eus

Los discos rotativos fabricados en una sola pieza, están siendo cada vez más utilizados en turbomáquinas compactas y de tamaño medio. Estos componentes destacan por su fiabilidad y eficiencia, y aportan una reducción de peso considerable respecto a los discos ensamblados. Supone un auténtico reto el mecanizar estas piezas cumpliendo los exigentes requisitos de tolerancias dimensionales y rugosidad. Debido al alto coste de fabricación y de los materiales de estas piezas, es necesaria una visión integrada del proceso de fabricación y reparación. A diferencia de los discos ensamblados, los rotores de alabes integrados no permiten la sustitución de alabes dañados. El aporte laser es una de las tecnologías más emergentes en este ámbito como herramienta para reparar este tipo de piezas. En el presente trabajo se describe el desarrollo realizado para la obtención de una solución para la fabricación y reparación de piezas de turbocompresores de sectores como el aeronáutico o la energía. Se han utilizado técnicas avanzadas de CAD/CAM para la generación de trayectorias, además de herramientas específicas para la modelización, simulación y el análisis del proceso. Por último se han verificado las piezas obtenidas, para validar y optimizar los cálculos y análisis realizados.

1. Introducción

La fabricación de rotores de álabes integrados de manera fiable y eficiente sigue siendo un campo con amplio desarrollo y mejora. El mecanizado en cinco ejes es el método habitual de fabricación de los IBR-s (Integral bladed rotor). La electroerosión, el mecanizado electroquímico, el linear friction welding o el laser cladding son procesos alternativos o complementarios con menos presencia en la fabricación de este tipo de piezas [1]. Estos turbocomponentes consisten en la combinación del disco y los álabes en una sola pieza. Entre este tipo de elementos podemos destacar los blisks (bladed disk) e impellers (figura 1).

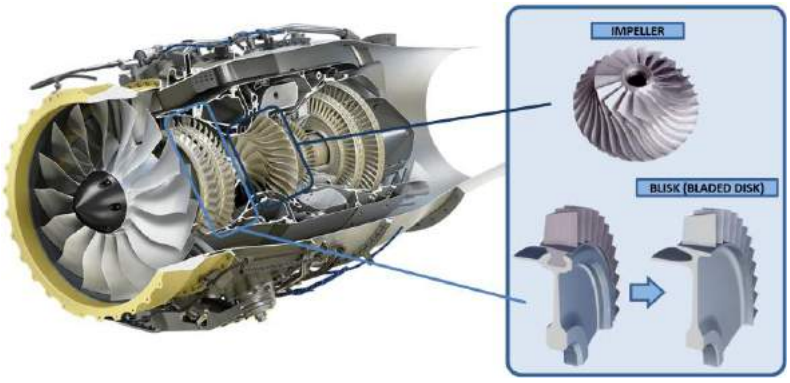


Figura 1: Motor turbofan HF-120 (GE-Honda). Ejemplos de impeller y blisk

Los blisk son discos de flujo axial que han ido sustituyendo progresivamente a los discos ensamblados de la etapa de compresión [2]. La principal ventaja respecto a los discos ensamblados, es la posibilidad de reducir hasta en un 30% el peso. La reducción del número de componentes y la eliminación de elementos de unión aumenta la fiabilidad de la pieza, ya que las uniones entre elementos son una de las principales fuentes de

iniciación de fractura por fatiga. Además la disminución del rozamiento y de los flujos de fuga conlleva un aumento de la eficiencia de compresión. Sin embargo los blisks tienen la desventaja de que el proceso de reparación de álabes dañados es más complejo. Esto es debido a que no es posible sustituir el álabe dañado por uno nuevo como ocurre en los discos ensamblados.

Por otro lado los impellers son compresores centrífugos más comunes en motores de menor tamaño. Son más robustos que los compresores axiales, pero producen menor empuje que éstos para una misma área frontal. Los compresores axiales pueden ser diseñados para alcanzar un mayor ratio de compresión, que es posible aumentar añadiendo etapas sucesivas, alternando álabes de rotor y vanos de estator. Por este motivo los compresores axiales son ampliamente utilizados hoy en día en el diseño de motores aeronáuticos turbofan y turbinas de generación de energía.

En el fresado de rotores de álabes integrados se combinan tres factores críticos. En primer lugar su compleja geometría requiere interpolar de manera continua cinco ejes [3]. Por otro lado, al mecanizar las zonas más esbeltas de los álabes se pueden dar problemas de vibración. Por otro lado, hay que tener en cuenta que las propiedades mecánicas de estos turbocomponentes se han de mantener a altas temperaturas, presiones y ambientes corrosivos. Por lo tanto, la alta resistencia en estos materiales, no se ve afectada prácticamente por el aumento de las temperaturas durante el mecanizado. A esto hay que añadir que los materiales habitualmente utilizados, como son las aleaciones de Titanio o las aleaciones base Níquel [4], son materiales de poca conductividad térmica. Esto significa que las altas temperaturas generadas durante el mecanizado no se disipan rápidamente a la pieza, sino que se concentran en la zona de corte. Esta combinación de alta temperatura en la herramienta y altas fuerzas de corte, da lugar a una baja maquinabilidad.

2. Proceso de mecanizado de IBR-s

Debido a los factores comentados y a los estrictos requerimientos superficiales, los rotores de álabes integrados se han convertido en piezas de referencia en el mecanizado en cinco ejes. El proceso de creación de operaciones de mecanizado para la fabricación y reparación de rotores de álabes integrados conlleva complejos cálculos y análisis. Como se observa en la figura 2 el proceso de mecanizado de un IBR (en color azul) partiría de un CAD definido de la geometría a fabricar. Mediante la definición de las herramientas, estrategias y otras condiciones de corte a utilizar se generan las operaciones de mecanizado en un software CAM. Partiendo de una preforma de revolución, se realizan las operaciones de desbaste, semiacabado y acabado hasta obtener la pieza final. Estas operaciones son postprocesadas para obtener el código de control numérico que se ejecutará en el centro de mecanizado. Finalmente tras el mecanizado se verifica que la pieza cumpla los requisitos dimensionales, geométricos y de integridad superficial.

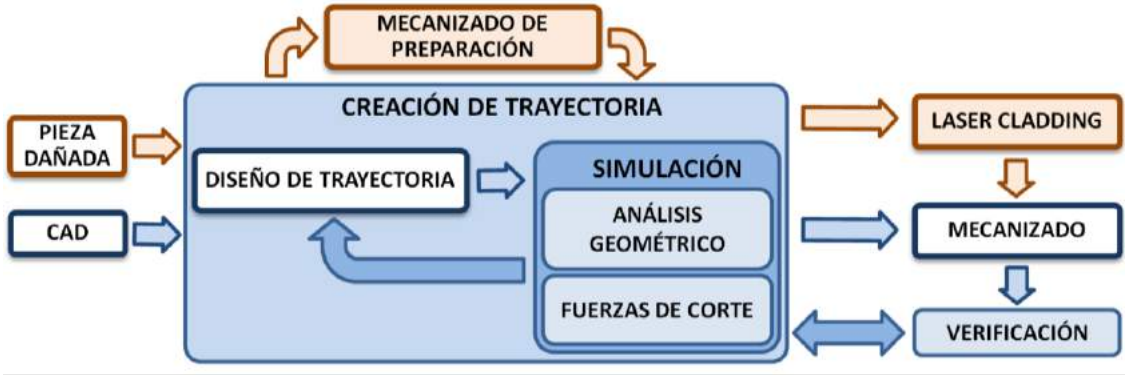


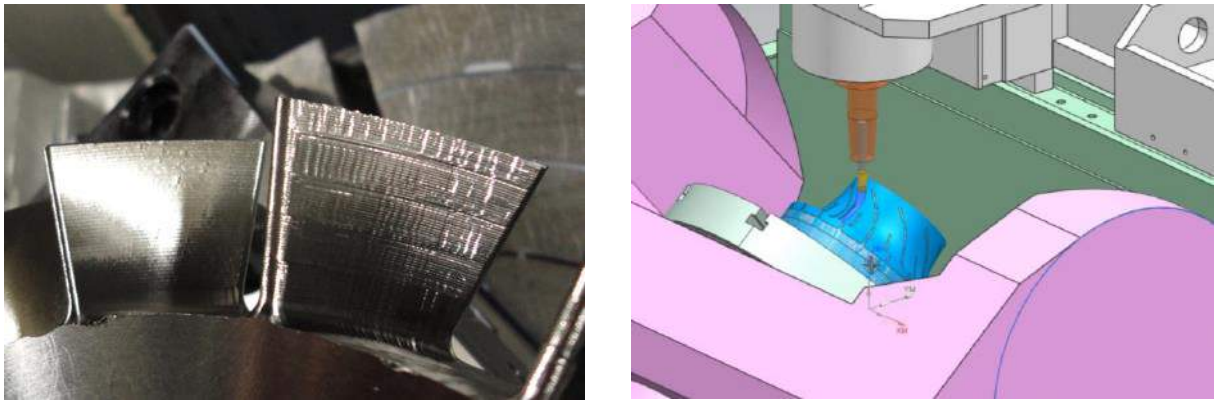
Figura 2: Proceso combinado para la fabricación y reparación de IBR-s.

Por otro lado, el proceso de reparación de álabes (color naranja) comienza con una pieza dañada en servicio. Los álabes dañados son mecanizados para preparar la superficie antes de ser reparados. Como se ha comentado anteriormente el aporte laser es una de las tecnologías más emergentes para la reparación de piezas. Como se observa en el esquema de la figura 2 ambos procesos, el de fabricación y el de reparación, tienen etapas en común, por lo que es fundamental tener una metodología optimizada que combine los dos procesos.

2.1. Creación de operaciones de mecanizado

Entre las etapas comunes al proceso de fabricación de un IBR y su reparación, destaca la creación de operaciones mecanizado. Esta etapa se divide en el diseño de trayectoria y la simulación de la trayectoria generada. En lo que al diseño de trayectoria se refiere, la geometría inicial de la pieza, la geometría de la herramienta y la estrategia a utilizar marcan principalmente esta etapa. En el mecanizado de una pieza nueva a fabricar se parte de un tocho de revolución al que se aplican operaciones de desbaste. Lo habitual para el diseño de estas trayectorias de desbaste es coger como referencia niveles paralelos o interpolados entre las superficies de revolución interior (hub) y exterior (shroud). Las estrategias más utilizadas en este caso son el ranurado o el mecanizado trocoidal.

El diseño de operaciones de semiacabado y acabado es similar en los proceso de fabricación y reparación de pieza. La principal diferencia es la geometría de partida. En el caso de la pieza nueva ésta es totalmente conocida, ya que se hereda de las operaciones de desbaste. Sin embargo en el proceso de reparación es conveniente medir el álabe y tenerlo referenciado antes del mecanizado de reparación y el de acabado de la pieza después del proceso de aporte. En las operaciones de semiacabado y acabado de los álabes destacan las técnicas de point milling y flank milling (figura 3(a)). En la primera de ellas el contacto durante le mecanizado se realiza en la parte esférica de la punta de la fresa. Por otro lado en el flank milling se mecaniza, como la palabra indica, con el flanco con el objetivo de reducir considerablemente el número de pasadas (utilizando por ejemplo geometrías cónicas o de barril). Sin embargo el uso de la técnica de flank milling está limitado por la geometría del álabe, las altas fuerzas de corte que se pueden dar y las características del centro de mecanizado.



(a) (b)

Figura 3: (a) álabes de blisk acabado y semiacabado. (b) simulación con la cinemática de la máquina en NX®.

Una vez generada la trayectoria se ha de simular el mecanizado antes de ejecutar las operaciones en máquina. Un primer paso básico es simular el arranque de material y analizar las de demasías de material respecto del sólido objetivo final. Esta función suele ir incorporada en los softwares CAM habituales. Sin embargo en operaciones de mecanizado en 5 ejes esto no es suficiente, y es necesario realizar una simulación cinemática con la máquina herramienta para detectar colisiones globales [6] (figura 3(b)). A pesar de que estos análisis geométricos son de gran utilidad, apoyarse en análisis mecánicos es necesario en un proceso de mecanizado tan exigente. Esto es debido a que altas fuerzas de corte, flexiones de herramienta o vibraciones, conllevan a que la superficie obtenida difiera de la calculada mediante análisis puramente volumétricos.

3. Proceso de reparación de álabes dañados

La competencia existente entre las empresas dedicadas a la fabricación de piezas integradas en el motor aeronáutico impulsa la búsqueda continua de procesos de fabricación que permitan reducir costes y al mismo tiempo aumentar la producción. En particular, el proceso de mecanizado es uno de los más estudiados con el objetivo de mejorar la eficiencia del mismo reduciendo tiempos de mecanizado y por tanto los costes de fabricación. Por otro lado, cuando se trata de remplazar dichas piezas en motores ya en vuelo, debido a daño o rotura, el coste es incluso mayor. Teniendo en cuenta un motor aeronáutico cuenta con unos 700 álabes de compresor y que el precio de un solo álabe está cerca de los 300 euros mientras su reparación tiene un costo

aproximado 120 euros, es evidente que resulta altamente rentable la reparación de los mismos frente a su sustitución. La posibilidad de repararlos y aumentar su ciclo de vida contribuye directamente a la reducción de costes y es por tanto entrada directa en la cuenta de resultados.

Dada la actual demanda de nuevas y mejores tecnologías de fabricación, la fabricación aditiva es una de las tecnologías que mayor interés está suscitando en este campo. De entre las tecnologías de fabricación aditiva destaca debido a las ventajas que presenta, el aporte de material mediante laser o también llamado laser cladding, LMD (laser metal deposition)...etc [7]. La alta densidad de energía proporcionada por las fuentes laser se utiliza para fundir parte del material base donde se inyecta un material (Figura 4). Al solidificar los materiales base y aportado se generan cordones con una unión de alta calidad y una zona afectada térmicamente mínima. La unión de varios cordones puede generar el recubrimiento de una pieza o incluso puede dar lugar a la fabricación directa de una pieza susceptible de ser fabricada mediante esta tecnología. Destaca la alta cantidad de material que es posible aportar y la posibilidad de integrar el proceso en máquinas de gran tamaño.

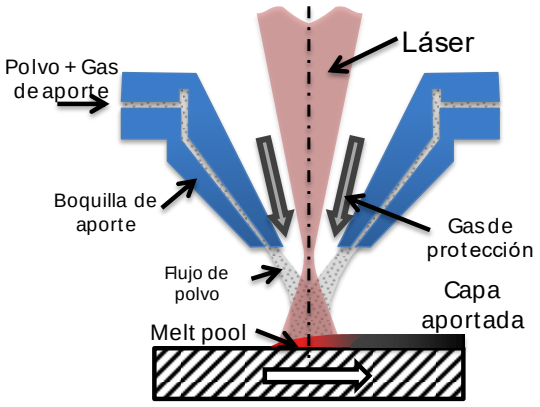


Figura 4: Esquema del proceso de aporte laser.

Hasta la fecha se aportan diversos tipos de materiales como son superaleaciones (níquel o titanio), materiales cerámicos, aceros poco aleados, aceros de herramientas, aceros inoxidables, aleaciones de aluminio...etc. Las tecnologías de fabricación aditiva se aplican tanto para la fabricación de geometrías near to net shape en piezas estructurales (paredes delgadas, contrasalidas, zonas huecas…) como para la reparación de piezas de alto valor añadido como por ejemplo los álabes de turbina.

Como se ha comentado, el proceso de reparación debe incluirse en la cadena de fabricación de la pieza (figura 5). Por este motivo, es necesario coordinar las diferentes tareas de fabricación entre sí. En primer lugar se realiza la inspección visual de la pieza dañada para detectar las zonas que es necesario reparar. A continuación se mecaniza la zona que se va reparar para poder partir de una superficie bien preparada en el proceso de aporte. Finalmente, se realiza el aporte de material y se re-mecaniza de nuevo la geometría hasta terminarla en concordancia con las tolerancia y requerimientos superficiales solicitados.

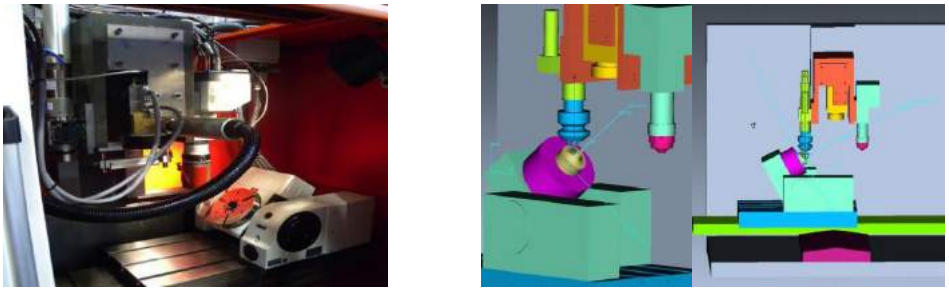


Figura 5: Proceso de reparación de un álabe dañado (ILT® Aachen)

4. Simulación del proceso de aporte

Una etapa ya integrada en la actualidad dentro del proceso de mecanizado es la etapa de verificación virtual. En esta etapa se verifica el proceso de mecanizado a nivel de posibles colisiones, altas tasas de arranque de material, acabado superficial de la pieza, optimización de velocidades y movimientos en vacío. En este campo son varios los software comerciales disponibles. Algunos ejemplos son Vericut® o el propio NX® que incorpora un módulo para configurar la cinemática d la máquina. De esta forma, es posible trabajar con el mismo software en todas las etapas de fabricación de una pieza: Diseño, mecanizado, verificación virtual del proceso de mecanizado, postprocesado, etc.

En el caso concreto del proceso del aporte laser no existe actualmente un software capaz de simular el propio proceso de aporte. Por este motivo, en este trabajo se ha integrado el centro de aporte laser en un software de verificación virtual de aplicación de procesos de mecanizado para realizar la verificación virtual del proceso de aporte. Si bien es cierto que, en este caso, el objetivo principal de la integración del centro de aporte en este software es la comprobación de posibles colisiones. La verificación virtual del proceso de aporte es necesaria dada la cantidad de elementos que intervienen en el propio proceso (cabezales de aporte, utillajes, escáner…) y las posibilidades de colisión existente entre ellas mismas. Además, para garantizar la perpendicularidad del haz laser, es necesario realizar la operación de aporte en 5 ejes. La complejidad de la trayectoria implica que las posibilidades de colisión entre los diferentes elementos sean muy altas. La simulación virtual permite una pre-visualización rápida de los movimientos de la máquina y observar la ausencia de colisiones.



(a) (b)

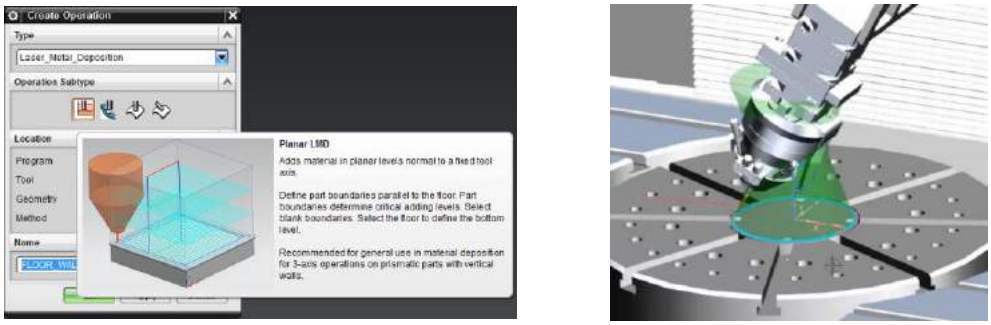
Figura 6: Imagen real (a) e integración del centro Kondia Aktinos-500 en NX® (b).

En este trabajo se ha integrado el centro de procesado laser Aktinos 500 tanto en el software de simulación virtual Vericut® como en Siemens NX® (figura 6(a)-(b). La información obtenida es similar en ambos softwares, sin embargo NX® permite realizar la verificación virtual del proceso de mecanizado en el propio software de CAD/CAM mientras que la utilización de Vericut® obliga a un cambio de software para la esta comprobación final del proceso de mecanizado.

Por otro lado, la necesidad de simular el propio proceso de aporte de material, en concreto trayectorias exclusivas utilizadas en tecnologías de fabricación aditiva, así como la simulación 3D de los diferentes cordones y capas que dan lugar a la geometría final, ha dado lugar a que las empresas líderes en el sector del software de programación para procesos fabricación, así como universidades y centros de investigación centren sus esfuerzos en esta línea. En la actualidad hay alguna solución cerrada y semicomercial (additive module de NX®), pero todavía lejos de las necesidades actuales. Por este motivo, en este trabajo se ha desarrollado una aplicación CAM para LMD a través del sistema API de NX® que pretende dar una solución a procesos híbridos: Aditiva + mecanizado, pero con tecnología propia, de forma que sea posible integrar en un mismo software los procesos y equipamientos para fabricación sustractiva y aditiva de material.

Las principales ventajas de la aplicación de CAM para LMD se centran en la posible unificación CAD para la generación de las trayectorias correspondientes a los procesos de adición de material, substracción de material, medición final, etc. Además, cuenta con un diseño específico para operaciones LMD que permite determinar la estrategia de aporte óptima. Es posible una planificación óptima del proceso para conseguir el número de atadas y operaciones que proporcionen un resultado más eficiente. Proporciona un Interface amigable y adecuado a cada operación y es posible realizar la simulación virtual del proceso de fabricación al completo.

La interface de usuario (figura 7 (a)) está preparada para seleccionar diferentes estrategias de aporte de material así como diferentes boquillas o elementos de máquina. Las condiciones de aporte son seleccionables desde una base de datos generada con las condiciones óptimas de cada proceso (potencia, flujo de polvo, velocidad de avance, etc.). La simulación teórica virtual del proceso de aporte (figura 7 (b)) sobre operaciones específicas considera aspectos concretos relativos a la fabricación aditiva como son la perpendicularidad entre el haz laser y la superficie de crecimiento del aporte, estrategias basadas en capas…etc.



(a) (b)

Figura 7: (a) Interface de usuario y (b) Simulación teórica virtual del interface de usuario CAM LMD

Como trabajo futuro, con el objetivo de completar la aplicación CAM NX®, se pretende poder simular condiciones reales de aporte de material que contemplen la influencia de la máquina en el proceso LMD, es decir, teniendo en cuenta las velocidades y aceleraciones de los ejes, control de potencia y energía suministrada y control de velocidad en esquinas, cambios de dirección,…etc.

5. Resultados experimentales

Con el objetivo de validar el proceso de laser cladding se han estudiado experimentalmente diferentes geometrías, todas ellas piezas test basadas en geometrías reales de piezas aeronáuticas de alto valor añadido:

- Sector de blisk: En esta tanda de ensayos se han generado en un disco de inconel® 718 la geometría de varios álabes (figura 8 (a)). Las trayectorias de aporte se han programado para realizar un crecimiento capa a capa cada 0.2mm, utilizado una estrategia en espiral. En cada uno de los álabes de 18mm se ha variado las condiciones de potencia del laser, avance y flujo de polvo para obtener unas condiciones de aporte óptimas que generen una pared de espesor homogéneo.
- Álabe de impeller: Se ha realizado el aporte tanto de los blades como de los splitters. Las trayectorias de aporte de álabes de impellers son más complejas, debido al cambio de dirección a realizar al desplazarse de un extremo al otro. 75 capas con una diferencia entre pasadas de 0,2mm hasta completar los 15mm de altura. Se mantiene la condición de perpendicularidad entre el haz laser y la superficie

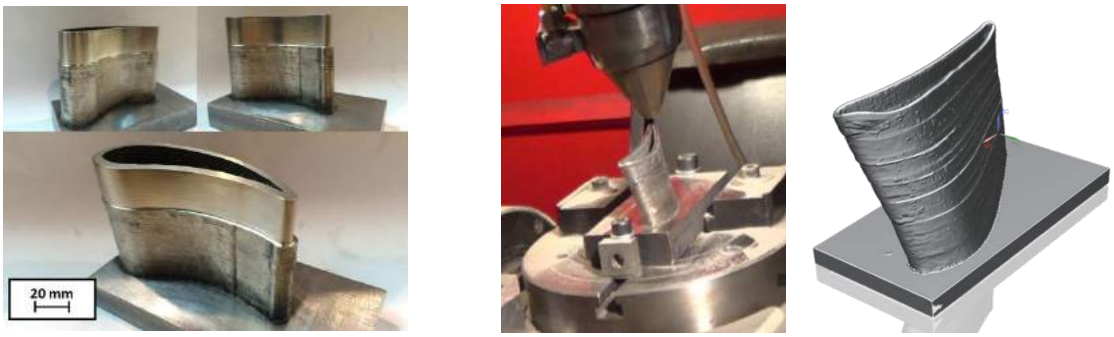


(a) (b)

Figura 8: (a) Sectores de blisk en un disco. (b) Álabes de impeller.

- Álabe en 3 ejes: Se han desarrollado dos casos de aporte de single blades huecos en AISI 316L. En el primero de ellos el aporte de material se ha realizado con trayectorias en 3 ejes, con separación entre niveles de 0,4mm de altura hasta completar los 115mm de altura total (figura 9 (a)).

- Álabe en 5 ejes: En el segundo caso de single blade hueco se ha utilizado una trayectoria en cinco ejes , en la que la dirección en la que se aporta se va amoldando al cambio de curvatura del álabe. El aporte de material se realiza siguiendo una estrategia en espiral por tramos de 10mm que coinciden con las marcas que pueden observarse en la figura 9 (b). Debido a las dificultades del sistema para mantener constante la velocidad de avance de la boquilla de aporte respecto de la pieza (zonas de cambio de sentido de la trayectoria, esquinas, tolerancia muy fina), se aporta mayor cantidad de polvo en esas zonas generándose un material extra depositado.



(a) (b)

Figura 9: Aporte de AISI 316L en tres (a) y cinco ejes (b)

Tabla 1: Condiciones de aporte de casos experimentales

	Material base	Material aporte	Potencia (W)	Avance (mm/min)	Flujo Polvo (g/min)	Δz (mm)	Altura teórica (mm)
Caso 1	Inconel® 718	Inconel® 718	500	200	10,2	0,2	18
Caso 2	AISI 304	AISI 316L	400	200	9,4	0,2	15
Caso 3	AISI 1045	Inconel® 718	650	500	8	0,6	86
Caso 4	AISI 1045	Inconel® 718	650	500	5	0,45	75

6. Conclusiones

La fabricación y reparación de rotores de álabes integrados es todavía un reto tecnológico. El mecanizado de estos componentes es de gran complejidad debido principalmente a los materiales y las geometrías complejas a fresar, teniendo que cumplir estrictos requisitos de acabado. Debido a las mejora en eficiencia y fiabilidad, y a la reducción de peso de los IBR, estos componentes están sustituyendo a los componentes ensamblados. Esto significa que incorporar al proceso de fabricación el de reparación de álabes es clave, y puede suponer aumentar la rentabilidad del proceso o incluso hacerse hueco en nuevos nichos empresariales.

El proceso LMD se puede aplicar en la fabricación aditiva y reparación de componentes de muy alta complejidad y alto valor añadido. En la actualidad se emplea en la reparación de puntas de álabe de turbinas y compresores en aleaciones base Ni y base Ti. También hay aplicaciones en otras reparaciones como en carcasas o piezas estáticas de la turbina (NGVs). Sin embargo es necesario disponer de sistemas de programación complejos para realizar la operación de LMD en 5 ejes.

En el presente trabajo se ha desarrollado una solución combinada para la fabricación y reparación de piezas, con el objetivo de poder verificar en el mismo software CAM, las operaciones de mecanizado y de laser cladding. Para ello se ha utilizado el sistema de programación de aplicaciones internas de NX®. Se ha adaptado el entorno de simulación cinemática para el mecanizado existente, para poder simular las operaciones de aporte laser. La interface de usuario creada permite al usuario seleccionar diferentes estrategias de aporte de material así como diferentes boquillas o elementos de máquina. Las condiciones de aporte son seleccionables desde una base de datos generada con las condiciones óptimas de cada proceso (potencia, flujo de polvo, velocidad de avance, etc.). Para validar la metodología se han fabricado piezas test basadas en geometrías reales de piezas aeronáuticas de alto valor añadido. Los resultados experimentales han demostrado la validez del modelo propuesto. Como trabajo futuro, se pretende poder simular condiciones reales de aporte de material que contemplen la influencia de la máquina en el proceso LMD, es decir, teniendo en cuenta parámetros que puedan afectar al proceso ideal

de aporte, como pueden ser las velocidades y aceleraciones de los ejes, el control de la potencia y la energía suministrada o el control de velocidad en esquinas, cambios de dirección.

7. Agradecimientos

Este trabajo se ha realizado gracias a la financiación del Dpto. de Educación, Universidades e Investigación del Gobierno Vasco y del Dpto. de Industria, Comercio y Turismo del Gobierno Vasco mediante los proyecto InProRet del programa Etortek y PAINT del programa Etorgai, así como a la financiación del Ministerio de Economía y Competitividad mediante el proyecto TURBO (DPI 2013 - 46164 - C2 - 1- R). Los autores también agradecen a la UPV/EHU la financiación recibida bajo el programa UFI 11/29 y las ayudas para personal investigador en cooperación con el entorno productivo y social del programa Zabalduz.

8. Referencias

[1] F. Klocke, R Schmitt, M. Zeis, L. Heidemanns, J. Kerkhoff, D. Heinen, A. Klink. Technological and Economical Assessment of Alternative Process Chains for Blisk Manufacture, Procedia CIRP 35 (2015) 67 – 72C.

[2] Rolls-Royce. The Jet Engine. (2015). ISBN-13: 9781119065999 / ISBN-10: 1119065992.

[3] A. Lasemi,D. Xue, P. Gu. Recent development in CNC machining of freeform surfaces: a state-of-the-art review, Computer-Aided Design, 42, (2010), 641–654. doi:10.1016/j.cad.2010.04.002

[4] F. Campbell. Manufacturing technology for aerospace structural material. (2006). ISBN-13: 9781856174954 / ISBN-10: 1856174956

[5] E. Toyserkani, S. Corbin, A. Khajepour, Laser cladding, CRC Press (2004). ISBN 9780849321726

[6] T.D. Tang. Algorithms for collision detection and avoidance for five-axis NC machining: a state of the art review, Computer-Aided Design 51, (2014), 1-17

[7] M.S. William, M. Jyotirmoy, Laser Material Processing, Springer, (2010). ISBN: 9781849960625

Soldadura láser remota de acero galvanizado: Análisis del proceso en función de los parámetros de entrada

I. Hernando Arriandiaga[1], M. Martínez Beau[2], A. Lamikiz Mentxaka[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. inigo.hernando@ehu.eus*

[2] *Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. michele9cath@gmail.com*

[3] *Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. aitzol.lamikiz@ehu.eus*

El acero galvanizado tiene multitud de usos en la industria de la automoción, la aeronáutica o la fabricación de tubos para transporte de fluidos. Este trabajo analiza la unión de piezas de este material mediante soldadura láser remota, técnica que ofrece unas características y versatilidad mayor en comparación con las técnicas habituales de TIG o MIG. Las piezas obtenidas fueron analizadas en función de los parámetros de entrada del láser (velocidad de pasada o potencia, entre otros), los cuales fueron variados creando diversas combinaciones con el fin de optimizar el proceso. Los perfiles geométricos de secciones transversales de soldaduras fueron analizados y modelados para después ser estudiadas mediante elementos finitos frente a diferentes condiciones de carga y trabajo. Los resultados de este trabajo permiten determinar aspectos como aparición de porosidades o factores de concentración máximos en base a los parámetros empleados para llevar a cabo el proceso de soldadura remota, evitando así diseños demasiado conservadores que implican fabricar piezas más grandes, y, por consiguiente, más gasto y consumo de combustible.

1. Introducción

Las características y prestaciones del acero galvanizado hacen de este un material apto para diferentes usos, como son la fabricación de tuberías de conducción de agua o diferentes partes de los automóviles y elementos aeronáuticos, donde la variación de temperatura del fluido transportado o del medio que rodea el material no debe ser óbice para desempeñar su función.

La industria de la automoción o la aeronáutica tienen como objetivo la obtención y uso de materiales que se adapten a diversas geometrías para después cumplir con unas determinadas prestaciones mecánicas frente a diferentes condiciones de trabajo. Esto conlleva la utilización de materiales lo más livianos posibles y que aseguren la integridad de las piezas. El cuidado del medio ambiente sin reducir la solvencia mecánica de las piezas es uno de los objetivos clave de estos sectores. Para ello, la industria busca materiales como el acero galvanizado, el cual ofrece una buena respuesta frente a la corrosión a la vez que aporta resistencia a las partes del vehículo susceptibles de ser expuestas a impactos. Además, la ligereza de este material facilita la reducción de consumo de combustible.

La unión de piezas mediante soldadura es un elemento clave a examinar para la consecución de estructuras capaces de soportar diversas situaciones: tracción, compresión, flexión, choques… Entre las diferentes técnicas empleadas durante años, han predominado las de TIG o MIG, mientras que el uso del láser para la unión sólida de piezas sigue siendo un campo a examinar de manera continua, debido a los avances y mejoras de los dispositivos. La aparición de defectología inherente al proceso de soldadura (faltas de fusión, porosidades, grietas, deformaciones geométricas…) varía en función de la técnica utilizada para la unión de piezas y los parámetros de entrada introducidos en la máquina. El láser, en comparación con TIG o MIG, ofrece unas mejores características que hagan cumplir con las prestaciones esperadas, entre las que destacan la disminución de porosidades y menor tamaño de zona afectada térmicamente, aspecto que reduce la distorsión geométrica derivada de la solidificación de la zona fundida. Además, cabe resaltar que el proceso de soldadura cuenta con una dispersión de resultados que reduce la repetitividad de las características de las piezas obtenidas. Dentro de las técnicas posibles, el láser ofrece una precisión que, además de disminuir la variación de resultados, reduce la defectología inherente al proceso de soldadura, como son las faltas de fusión o la aparición de grietas. En este trabajo, las piezas fueron soldadas mediante un láser de fibra Rofin FL 010, con una potencia nominal máxima de salida de 1000 W y una longitud de onda de 1.08 µm.

En cuanto a la predicción de la respuesta mecánica de las zonas soldadas, existen diversas opciones de análisis. Por un lado, la metodología empírica de ensayos de probetas permite obtener la curva de tensión-deformación de las piezas, la cual es modificada respecto a la del material base debido a la caída de propiedades mecánicas de la zona fundida y después solidificada. Por otro lado, el análisis de los modelos mediante elementos finitos ofrece

la posibilidad de idealizar diferentes escenarios de trabajo: presión en determinadas zonas, empotramientos, flexión pura, compresión, desplazamientos restringidos…
La deformación generada durante el proceso de solidificación incide directamente en la aparición de picos de tensión en zonas abruptas o de radios pequeños. Estas concentraciones son tenidas en cuenta a la hora de diseñar las piezas, lo que hace que los coeficientes de seguridad aumenten en función de, entre otros factores, dichas concentraciones. El análisis de elementos finitos de piezas realizadas con unos parámetros de entrada determinados del láser sirve para no tener que introducir unos coeficientes de seguridad demasiado conservadores. Esto evita diseños demasiado pesados, aliviando el peso de las piezas y reduciendo su coste.

2. Materiales y metodología

En este trabajo se analizaron las características de diferentes piezas de acero galvanizado unidas mediante soldadura remota utilizando un láser de fibra Rofin (FL 010) acoplado a un escáner dentro de un centro de procesado Kondia Aktinos 500. Diferentes parámetros de entrada del láser (velocidad, potencia o estrategia de pasada) fueron variados a medida que se obtenían los resultados, con el objetivo de optimizar el proceso.

2.1. Propiedades del material utilizado

Las piezas utilizadas durante el trabajo fueron de acero galvanizado (el recubrimiento de zinc fue añadido mediante baño en caliente). Con forma de tubería cuadrada, el espesor escogido, de cerca de 2 mm, concuerda con partes del coche o del avión sometidas a la acción de agentes externos, por lo que los resultados obtenidos son directamente extrapolables y aplicables a dichas piezas de la vida real.

Tabla 1: Propiedades del acero AISI 1045

Properties	Metric
Density	7.85 g/cc
Hardness, Brinell	187
Hardness, Knoop	209
Hardness, Rockwell B	90
Hardness, Rockwell C	10
Hardness, Vickers	196
Tensile Strength, Ultimate	655 MPa
Tensile Strength, Yield	515 MPa
Elongation at Break	15%
Reduction of Area	45%
Modulus of Elasticity	206 GPa
Bulk Modulus	163 GPa
Poissons Ratio	0.29
Shear Modulus	80.0 GPa
Specific Heat Capacity	0.486 J/g-°C
Thermal Conductivity	49.8 W/m-K

Tabla 2: Composición química del acero AISI 1045

Components	Metric
Carbon, C	0.42 - 0.50 %
Iron, Fe	98.51 - 98.98 %
Manganese, Mn	0.60 - 0.90 %
Phosphorous, P	<= 0.040 %

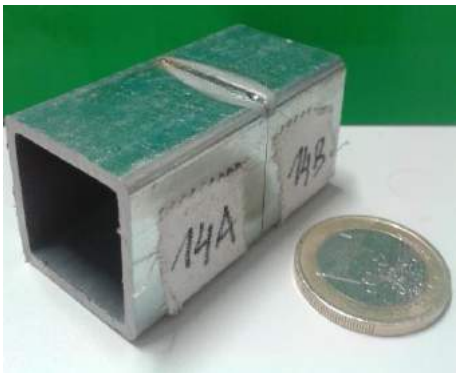


Figura 1: Ejemplo de pieza de ensayo

2.2. Metodología de soldadura

Las piezas fueron obtenidas mediante corte por sierra metalográfica a partir de tubos de mayor tamaño. Debido a la relevancia del espacio entre las piezas a soldar (gap), las piezas fueron restringidas mediante una mordaza. Wu Qiang et al. afirman que una presión excesiva de ajuste de piezas puede provocar la aparición de grietas y poros debido a la gran diferencia entre las temperaturas de evaporación del zinc (906 ºC) y de fusión del acero (1583 ºC) [3]. A pesar de ello, a lo largo de este trabajo se optó por un apriete rígido de las piezas para que el gap no supere el 10% del espesor de las mismas. Este ajuste asegura una buena apariencia de la zona soldada (penetración completa), para después optimizar los parámetros de entrada con el objetivo de reducir porosidades y grietas.

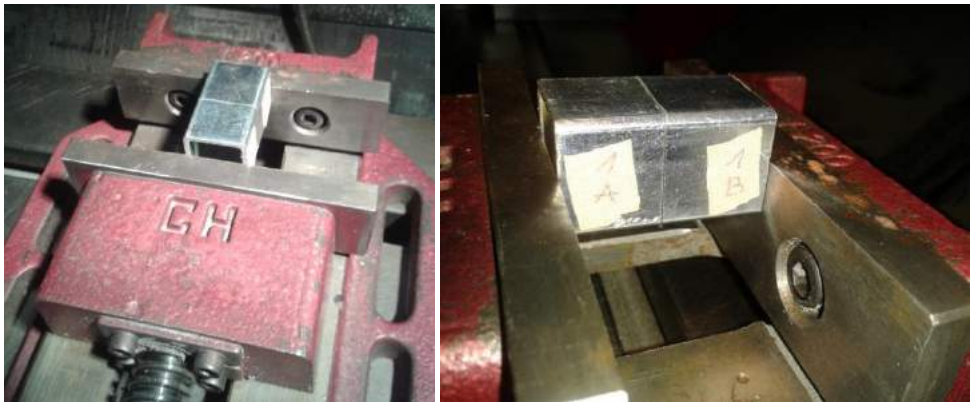


Figura 2: Etapa de preparación: pieza amordazada

Una vez introducida en la cabina, la distancia focal del escáner fue adaptada para colocar el foco en la superficie de las piezas de trabajo (247 mm). Cabe destacar estudios que afirman que colocar el foco dentro de la pieza de trabajo favorece la penetración completa [4]. El láser de fibra Rofin FL 010 está acoplado a un escáner, el cual ofrece una gran rapidez de movimientos gracias a la versatilidad de posiciones de los espejos por los que pasa el haz del láser.

Si bien es cierto que los procesos de soldadura utilizan atmósferas de protección mediante gases como el argón, este trabajo fue realizado sin el uso de estos. Estos gases son utilizados para evitar que la superficie sea oxidada, así como para reducir la aparición de poros y la influencia del gas generado por el zinc [4]. La razón de no aplicar argón durante el proceso fue observar el grado de oxidación de la superficie en dos tesituras diferentes: soldadura con capa de zinc completa o soldadura con capa de zinc superior eliminada mediante fresa manual.

Tras realizar el análisis de las piezas una vez finalizado cada proceso de soldadura, los parámetros fueron variados con el objetivo de obtener los mejores resultados en función de tres aspectos: penetración completa y sin falta de fusión ni grietas, geometrías aceptables en el cordón de soldadura y ausencia de porosidades.

Por un lado, los parámetros de entrada que se mantuvieron constantes a lo largo del trabajo fueron los siguientes: diámetro de spot 1 mm, logitud de cordón 20 mm, anchura wobble 0.01 mm, ciclo de trabajo 100%.

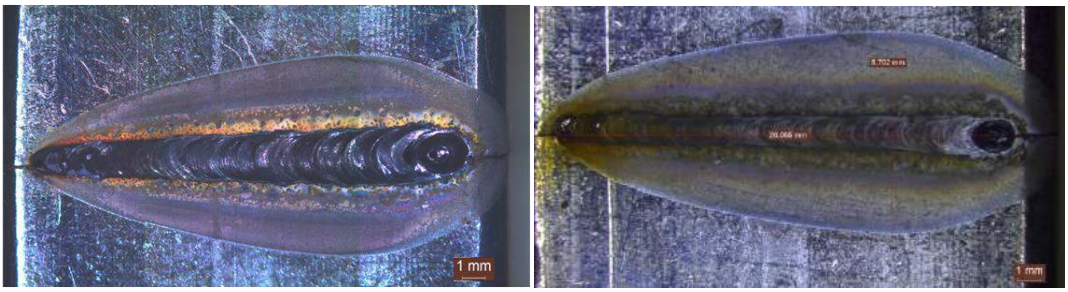
Por otro lado, los parámetros de entradas que fueron variados a lo largo de los análisis y ensayos fueron las velocidades de pasada (desde los 3 mm/s hasta los 5 mm/s) y la potencia aplicada (desde los 400 W hasta los 720 W), creando diferentes combinaciones entre dichos parámetros.

3. Análisis

Los ensayos de soldadura de este estudio fueron realizados tras analizar las piezas en diferentes tandas. Parámetros como la velocidad de pasada o la potencia aplicada fueron modificados una vez analizados a medida que se analizaban los siguientes aspectos de las piezas: apariencia exterior e interior, perfil geométrico y microdureza.

3.1. Apariencia exterior: geometría y oxidación

Una vez llevado a cabo el proceso de soldadura, fue medida tanto la longitud máxima de pasada como la anchura máxima de la zona afectada térmicamente (ZAT – *HAZ Heat Affected Zone)* en la superficie, lo que no quiere decir que deba coincidir con la ZAT del interior del material unido. A su vez, el grado de oxidación de la superficie fue determinante para decidir qué parámetros variar en los siguientes ensayos. La capa de galvanizado fue eliminada en varios ensayos mediante una fresadora manual Dremel antes de introducir las piezas a soldar dentro de la cabina, con el objetivo de estudiar el comportamiento del material en ausencia de atmósfera protectora con dos escenarios diferentes: aplicando el láser directamente sobre el zinc o retirando previamente dicha capa.



(a) (b)

Figura 3: Soldadura con óxido rodeando el cordón (a) y soldadura sin óxido (b)

3.2. Perfiles transversales: geometría y porosidades

Tras tomar las medidas del cordón y la ZAT en la superficie, las piezas fueron cortadas mediante sierra metalográfica. Las distancias a las que se realizaron lo cortes partieron del criterio de realizar el primer corte en la zona donde se había detectado la mayor anchura de ZAT en la superficie. A partir de ahí, los dos siguientes perfiles se situarían a una distancia de 4.75 mm escalonadamente a partir de la primera sección.
Una vez obtenidos los perfiles, las secciones fueron encapsuladas en probetas de resina (ver Figura 4), para poder llevar así a cabo el proceso de pulido a espejo y ataque químico con nital. Esta solución de ácido nítrico y alcohol permite revelar la microestructura de los aceros al carbono, necesario para discernir el material base, la zona afectada térmicamente y el cordón de soldadura.

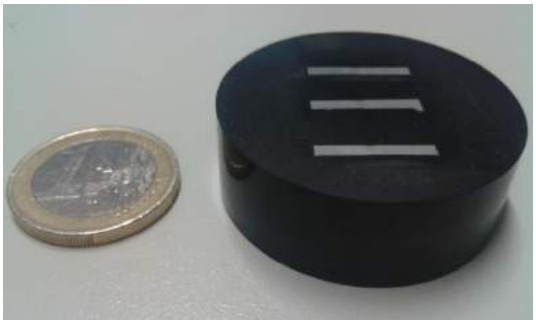


Figura 4: Cápsula de resina para pulido y análisis

El criterio a seguir para optimizar el proceso de soldadura láser remota de este estudio se basó en la obtención de geometrías con menor variación de perfil respecto a lo que sería una soldadura perfecta, es decir, completamente plana tanto en la zona de la corona como en la raíz, así como la ausencia de porosidades. Para ello, se tomaron como referencia los siguientes aspectos en las probetas analizadas: anchura y altura máxima de cordón y ZAT, profundidad de penetración de zona soldada y desalineamiento (*misalignment).* Una vez analizadas todas las probetas, aquellas en las que había aparecido algún tipo de porosidad fueron directamente descartadas para la

posterior etapa de análisis mediante elementos finitos. Las probetas con geometrías óptimas fueron seleccionadas para su posterior análisis en diferentes condiciones de trabajo mediante elementos finitos.

Tabla 3: Ejemplo de análisis geométrico de probeta

					Weld Bead*					HAZ*			
Test	**V (mm/s)**	**Power (W)**	**Max. Superficial HAZ**	**Seam length**	**Crown Width**	**Crown Height**	**Root Width**	**Root Height**	**Depth**	**Crown Width**	**Root Width**	**Mis**	**Pores**
					1,956	-0,078	1,947	0,085	2	2,793	2,775	0,06	No
15	5	700	8,53	20,30	2,238	0,041	2,005	0,027	2	3,077	3,045	0,02	No
					2,507	0,050	2,261	0,078	2	3,294	3,332	0,06	No

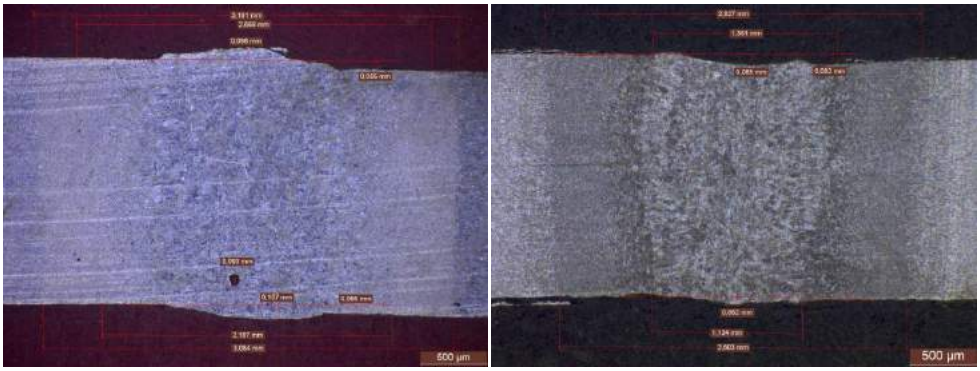


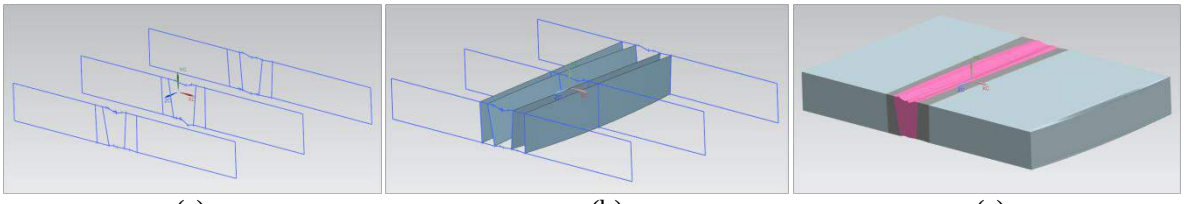
Figura 5: Medición de parámetros de probetas en microscopio

Tras analizar las probetas resultantes de 16 combinaciones de parámetros de entrada del láser, tres de ellas fueron seleccionadas para la siguiente etapa de modelado CAD y análisis de elementos finitos. La ausencia de porosidades fue condición indispensable para dicha selección.

Tabla 4: Probetas seleccionadas para simulación y parámetros de entrada del láser utilizados

Probeta nº	v (mm/s)	Potencia (W)
12	5	640
15	5	700
16	5	720

El programa CAD utilizado para el modelado fue NX, donde cada uno de los tres perfiles geométricos de las probetas seleccionadas en función de los parámetros de salida fueron representados mediante curvas y puntos. Una vez representados los perfiles en dos dimensiones, se crearon superficies transversales a través de las delimitaciones de las tres ZAT resultantes. El objetivo de dicho proceso fue crear un sólido dividido en cinco cuerpos diferentes: zona central de soldadura, dos ZAT a cada lado y otras dos partes de material base. Esto permite que, una vez el cuerpo es sometido a diferentes cargas de trabajo, las zonas de incidencia de los picos de tensión sean detectadas y focalizadas en una zona concreta (soldadura, ZAT o material base).



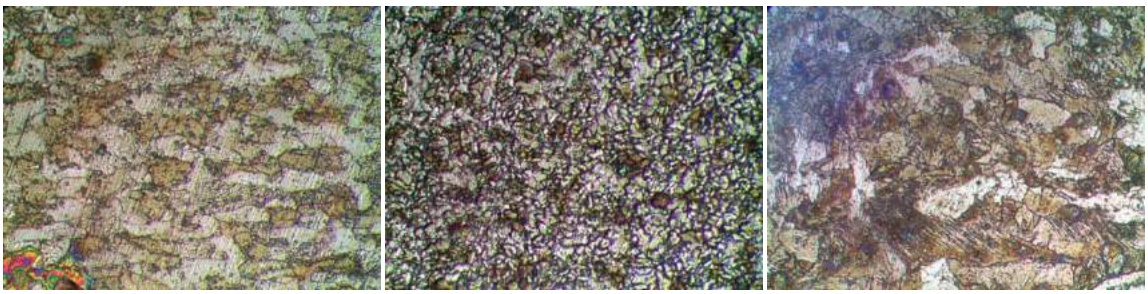
(a) (b) (c)

Figura 6: Perfiles transversales a lo largo del cordón (a), superficies para delimitar zonas (b) y creación cuerpo soldado (c)

3.3. Microestructura y microdureza

El tamaño de grano y composición incide en la microdureza de las diferentes zonas a estudiar dentro de la soldadura. Durante este trabajo, la proporción y tamaño de granos de la microestructura formada por ferrita y

perlita variaron en función del calor aportado (alcance de temperatura de fusión del material) y de elementos externos como son la inclusión de metales como el zinc, pudiendo aparecer nuevos intermetálicos durante el proceso de fusión-solidificación (ver Figura 7).



(a) (b) (c)

Figura 7: Microestructura de material base (a), ZAT (b) y cordón de soldadura (c). x100

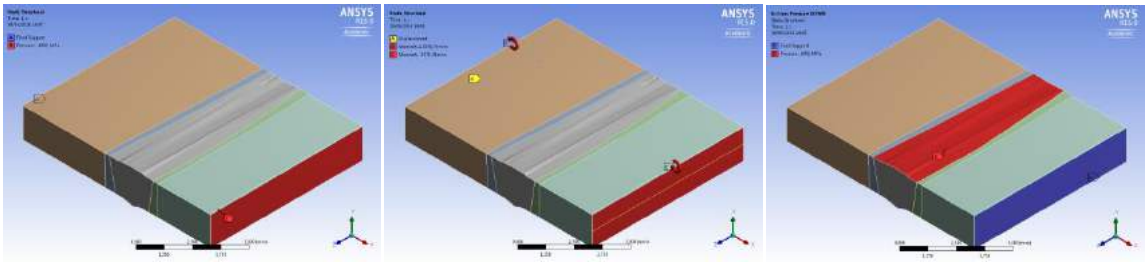
El análisis de microdureza de las diferentes piezas fue realizado mediante un microdurómetro FM-800. Todas las probetas fueron analizadas con el fin de relacionar los parámetros de entrada del láser y la ausencia o presencia de capa de galvanizado con las microdurezas obtenidas al final del proceso. La restricción impuesta por la mordaza impide una dilatación térmica natural del material, ocasionando la aparición de tensiones residuales de compresión y favoreciendo el aumento de microdureza.

3.4. Modelado y análisis de elementos finitos

Una vez modeladas las geometrías en NX, los ficheros fueron importados para su análisis de elementos finitos mediante Ansys Workbench. Las propiedades del material introducido en las simulaciones fueron las del acero estructural, el cual coincide con las ofrecidas por el AISI 1045. Dentro de los escenarios posibles a los que una pieza de acero galvanizado debería enfrentarse en la vida real, se optó por simular tres casos posibles: tracción o compresión pura, flexión pura y presión fortuita sobre el cordón de soldadura. Tras el correcto mallado e introducción de características del análisis estático de los modelos, se procedió a la definición de conciciones de contorno y agentes externos como fuerzas o presiones sobre diferentes partes de las piezas. En la primera situación, el desplazamiento fue restringido en una cara y aplicada una presión en la contraria, simulando así una condición de trabajo a tracción (o compresión, invirtiendo la dirección de la fuerza). Este ensayo permite conocer la respuesta de la soldadura frente a impactos longitudinales (ver Figura 8(a)). En la segunda disyuntiva, se anuló la capacidad de desplazamiento en cualquier dirección en las dos líneas neutras de las caras laterales de las piezas. A su vez, dos momentos de flexión iguales pero contrarios fueron aplicados en cada cara, simulando así una condición de trabajo de flexión pura (ver Figura 8(b)). Con el objetivo de obtener una presión de 1000 MPa en la superficie de la pieza y así calcular el kt de forma más sencilla, se tomó en cuenta la posición de la línea neutra y geometría de las caras laterales (ver Ecuación 1)

$$= \frac{My}{I} \; ; \; I = \frac{bh^3}{12} \tag{1}$$

Por último, a fin de comprender la respuesta de las soldaduras del trabajo frente a una situación de choque frontal, se aplicó una presión determinada en las caras de la soldadura (tanto en la corona como en la raíz), mientras que el desplazamiento de las caras laterales de la pieza fue totalmente restringido (ver Figura 8(c)).



(a) (b) (c)

Figura 8: Simulación de tracción pura (a), flexión pura (b) o presión cortante (c)

Los análisis fueron simulados a temperatura ambiente, por lo que no se tomó en cuenta la posible dilatación de los materiales a lo largo del proceso de carga y la aparición de tensiones internas generadas por este hecho.

4. Resultados

4.1. Geometría

Los resultados de diferentes mediciones demuestran que el tamaño de anchura de la ZAT se estabiliza a partir de una potencia de 650 W y una velocidad de pasada de 5 mm/s (ver Figura 9). En cuanto a la profundidad de la zona soldada, la penetración completa se consigue a partir de una potencia de 600 W y una velocidad mínima de 3 mm/s. Así mismo, las porosidades desaparecen una vez la potencia alcanza, como mínimo, los 700 W a 5 mm/s.

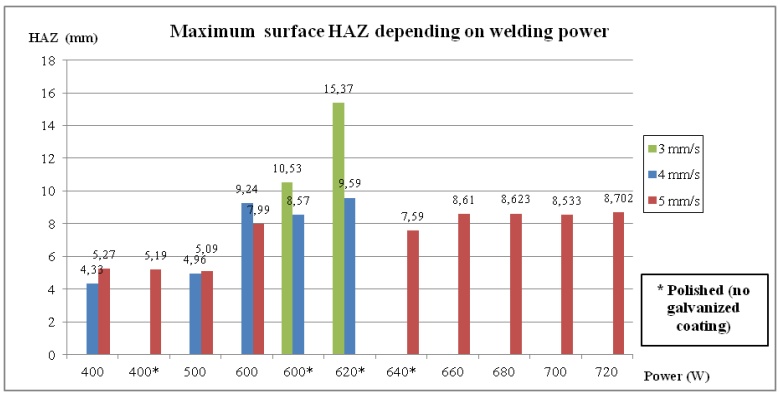
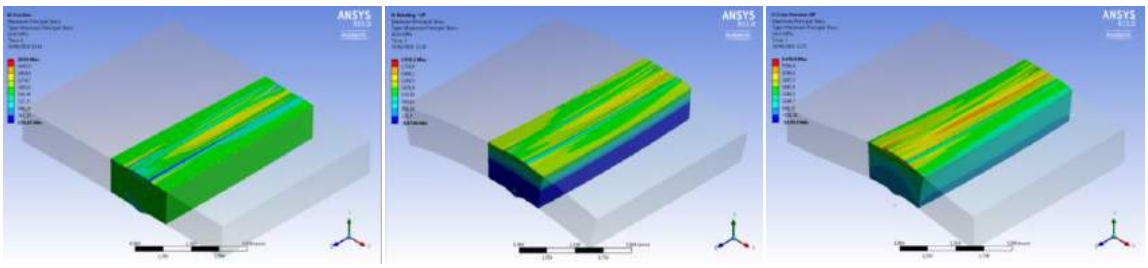


Figura 9: Anchura de ZAT en función de potencia y velocidad de pasada del láser

4.2. Concentración de tensiones

Este trabajo estudió la incidencia de los parámetros de entrada del proceso de soldadura, como la velocidad de pasada o la potencia aplicada, sobre aspectos de salida como la geometría obtenida en el cordón y su consiguiente aumento de tensión focalizada en zonas concretas frente a diferentes cargas y condiciones de trabajo (ver Figura 10). Esto permitie observar el máximo aumento de tensión generada en función de los parámetros escogidos para realizar el proceso de unión de piezas de acero galvanizado. Para el caso de análisis de tensiones en la condición de choque frontal, la tensión nominal de la superficie es definida por la media aritmética de diferentes medidas tomadas a lo largo de la zona entre el cordón de soldadura y la ZAT (ver Figura 11).



(a) (b) (c)

Figura 10: Resultado de simulación de tracción pura (a), flexión pura (b) o presión cortante (c) para la misma probeta

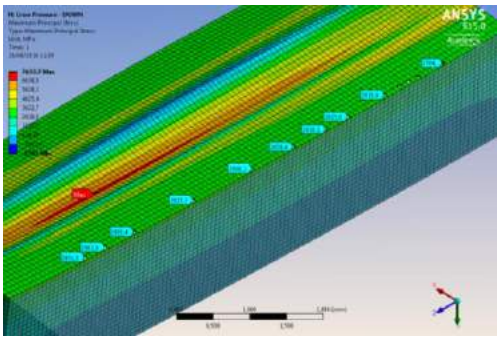


Figura 11: Medida de tensión nominal superficial en diferentes nodos

El aumento máximo respecto a la tensión nominal es representado por el factor de concentración de tensiones kt. Este factor permite dilucidar cuán grande será la tensión en zonas abruptas para condiciones de trabajo determinadas. Las concentraciones de tensión son origen de iniciación de grietas, por lo que el estudio de valores máximos ofrece una perspectiva de diseño en base a este aspecto. Los diseños demasiado conservadores de piezas de automóvil o aeronaves implican el aumento de cantidad de material, debido a la necesidad de asegurar la integridad de la pieza. Esto, a su vez, conlleva un mayor gasto y consumo de combustible. Este trabajo aporta factores de concentración máximos (ver Tabla 5) que permiten realizar un diseño menos conservador de las piezas en relación a la carga nominal que deban soportar.

Tabla 5: kt en función de condiciones de trabajo

Velocidad (mm/s)	Potencia (W)	Tracción	Compresión	Flexión (+)	Flexión (-)	Presión corona	Presión raíz
5	640	2.12	0.36	2.08	1.99	3.06	2.65
5	700	1.99	0.32	1.75	1.74	2.63	2.07
5	720	1.83	0.26	1.96	1.77	2.45	2.20

4.3. Microdureza

Las indentaciones realizadas demuestran que la aplicación de la mordaza influye en la microestructura de las piezas, provocando un aumento de microdureza causado por endurecimiento por acritud y aparición de tensiones residuales de compresión.

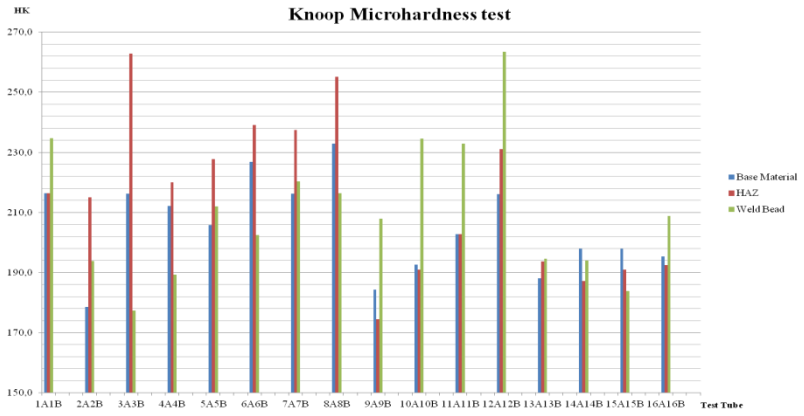


Figura 12: Microdureza de probetas de estudio

5. Conclusiones

Las prestaciones de la soldadura de acero galvanizado mediante láser remoto dependen de los parámetros de entrada introducidos en el láser, difiriendo unos resultados de otros en cuanto a geometría, porosidades o microdureza se refiere.

La eliminación de la capa de galvanizado en la zona a soldar mediante una fresa manual influye en la anchura de ZAT resultante, así como en el aumento de microdureza.

La máxima tensión principal alcanza el triple de la nominal en una condición de choque fortuito contra la soldadura, para una potencia de 640 W a una velocidad de 5 mm/s. Si se incrementa la potencia y se mantiene constante la velocidad, el factor de concentraciones disminuye, lo cual alivia la tensión generada.

6. Bibliografía y referencias

[1] C. Roos, M. Schmidt. Remote Laser Welding of zinc coated steel sheets in an edge lap configuration with zero gap. Physics Procedia, 56 (2014), 535-544.

[2] Y. Zhao, Y. Zhang, W. Hu, X. Lai. Optimization of laser welding thin-gage galvanized steel via response surface methodology. Optics and Lasers in Engineering, 50 (2012), 1267- 1273.

[3] Wu, Q., Chen, G. Y., Wang, G. CO2 Laser Welding of Zinc Coated High Strength Steel. Chinese Journal of lasers, *33*-8 (2006), 1133.

[4] Mei, L., Chen, G., Jin, X., Zhang, Y., Wu, Q. Research on laser welding of high-strength galvanized automobile steel sheets. Optics and Lasers in Engineering 47-11 (2009), 1117-1124.

Caracterización del desgaste de grano en el rectificado con muelas de alúmina monocristal

L. Godino Fernández[1], I. Pombo Rodilla[2], J.A. Sánchez Galíndez[3], E. Iturbe Zabalo[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. leire.godino@ehu.eus*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. inigo.pombo@ehu.eus*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. joseantonio.sanchez@ehu.eus*

[4]*Instituto de Máquina Herramienta. iturbe@imh.eus*

Las muelas de alúmina monocristal se utilizan para el rectificado de elementos con geometría compleja en los que la precisión geométrica es el principal requisito. Sin embargo, uno de los problemos que presenta esta estructura cristalina de grano es el daño térmico en las piezas debido al desgaste de generación de cara plana en los granos abrasivos. Es por ello que en este trabajo se va a estudiar el desgaste de grano para diferentes parámetros de corte, analizando tanto las fuerzas como su evolución a medida que el material eliminado aumenta. Asimismo, mediante el SEM y EDX se ha confirmado la adhesión del tercer cuerpo en los granos y se ha obtenido su composición.

1. Introducción

Hoy en día, el proceso de rectificado supone entre el 20-25% del coste total de fabricación entre los diferentes procesos que se encuentran en la industria [1]. El consumo de muela, dentro de los diferentes costes del proceso, supone un porcentaje elevado del coste total. Es por ello que el estudio del desgaste de las muelas y de los granos abrasivos supone un campo de estudio muy interesante tanto desde el punto de vista científico como desde el punto de vista industrial [2].

Las muelas sufren desgastes a nivel macrogeométrico y microgeométrico [1, 3]. El desgaste microgeométrico se clasifica en desprendimiento de grano, rotura de grano y desgaste de grano (generandose caras planas en la superficie del mismo). De entre ellos el desgaste de grano es relevante, ya que su aparición provoca una gran cantidad de efectos no deseados en el proceso, como pueden ser un aumento de la potencia consumida, la aparición de daño térmico, problemas dinámicos o cambios en la calidad superficial obtenida en la pieza rectificada [4].

El parámetro utilizado para la medición del desgaste de grano es el porcentaje de área correspondiente a caras planas con respecto al área aparente de la superficie de la muela, %A. Su cuantificación y estudio son muy complejos debido a dos problemas fundamentales. El primero es que no se trata de un fenómeno aislado, si no que es un tipo de desgaste que se superpone con los otros dos mencionados anteriormente. Debido a esto, realizar un estudio sistemático analizando como le afectan las variables del proceso es complicado. Aún así, en la bibliografía se pueden encontrar estudios interesantes que se centran en el análisis de la influencia de los parámetros del proceso en el desgaste de grano plano.

Malkin [1] define el desgaste de grano generando caras planas como un desgaste de naturaleza tribo-química y por lo tanto, cabe esperar que tanto la composición química como la estructura metalográfica del material abrasivo tengan una influencia significativa en su aparición. El contacto entre el grano abrasivo y el material de pieza se da en condiciones muy agresivas, presiones de contacto del orden de GPa y velocidades de corte de 30m/s. Estas condiciones generan elevadas temperaturas, favoreciendo reacciones químicas entre los dos materiales y dando lugar a la aparición del tercer cuerpo. En el contacto entre los dos cuerpos, se dan fenómenos de adhesión y abrasión entre otros, lo que conduce a la generación de virutas y microsoldaduras entre los diferentes materiales. La combinación de estos fenómenos da lugar a que en el contacto entre dos cuerpos se forme un tercero, modificando las condiciones en el contacto, así como el comportamiento tribológico en él. Este tercer cuerpo está directamente relacionado con el desgaste de cara plana, ya que a medida que el desgaste aumenta, la superfie en contacto entre los granos y la pieza es mayor [4]. Esto hace que el rozamiento aumente y con ello la temperatura, acelerando la generación del tercer cuerpo y provocando su adherencia a las caras planas de los granos. Esto provoca que el coeficiente de rozamiento en el contacto varíe, ya que se pasa de tener un contacto entre material abrasivo y material de pieza a sustituir el abrasivo por el tercer cuerpo. Por otro lado, la

composición de este trercer cuerpo varía en función de los materiales tanto abrasivos como de pieza y en función de las condiciones en el contacto. Malkin centra su estudio en el rectificado de aceros con muelas de alúmina monocristal. En este caso, el compuesto del tercer cuerpo es el denominado spinel $FeAl_2O_4$, compuesto que se corresponde a la hercinita, compuesto intermedio entre la alúmina y el óxido de hierro.

Autores como Ravikiran [5] y Klocke [6,7], también han realizado estudios en los que analizan la composición del tercer cuerpo tras el contacto entre la alúmina y el acero. Ambos realizan los ensayos en un tribómetro pin-on-disk para reproducir el contacto. Sin embargo, en ninguno de los dos casos utilizan parámetros de contacto cercanos a los alcanzados durante el rectificado. Por un lado, Ravikiran realiza estudios tribológicos puros, con velocidades máximas de 12m/s y presiones de 15,5MPa, en los que el tercer cuerpo adherido a la alúmina está formado por $AlFeO_3$ y Fe_3O_4 principalmente. Sus resultados presentan un carácter puramente tribológico, y no cita una aplicación concreta para ellas. Por otro lado, Klocke realiza ensayos de desgaste de alúmina SG ante el contacto con acero. Para ello en el tribómetro emplea un disco de acero y un pin de alúmina, como es habitual para realizar ensayos de desgaste, y extrapola los resultados obtenidos en el tribómetro al proceso de rectificado. Las condiciones de contacto que utiliza en el tribómetro son de 2m/s y presiones de 500-1500 MPa. En este caso las presiones si corresponden a las de rectificado, sin embargo la velocidad de deslizamiento es mucho menor que la velocidad de deslizamiento durante el proceso de rectificado (≈ 30 m/s), por lo que los resultados no son directamente extrapolables. Además durante sus ensayos en el tribómetro, reproduce un contacto continuo para la alúmina, al contrario que ocurre durante el rectificado, donde el contacto de los granos (alúmina) con el material de pieza es intermitente. Klocke encuentra adherido a la alúmina, deformada plásticamente por las elevadas temperaturas generadas en el contacto, una capa de FeO. También nombra la aparición de spinel, pero no como compuesto principal ni en la capa más externa, sino entre la alúmina y el óxido de hierro.

Entre los tres autrores citados, se encuentras diferencias en la composición del tercer cuerpo, a pesar de ser los dos materiales en contacto los mismos. Estas diferencias se deben a que las condiciones de contacto en los tres casos de estudio varían. Según la clasificación del desgaste realizada por Phillipon [8], el desgaste manifestado por la alúmina tanto en el caso de Raviliran como de Klocke es de tipo leve, mientras que para el caso de Malkin y durante el proceso de rectificado es de tipo severo. De ahí las diferencias encontradas en cuanto a la composición del tercer cuerpo. En el diagrama de fases Al_2O_3-Fe_2O_3 (Figura 1) se observa como el desgaste severo, mayores presiones y velocidades, y por lo tanto mayores temperaturas, se corresponde con la aparición de spinel, mientras que a menores temperaturas, para el caso de Ravikiran se observa $AlFeO_3$.

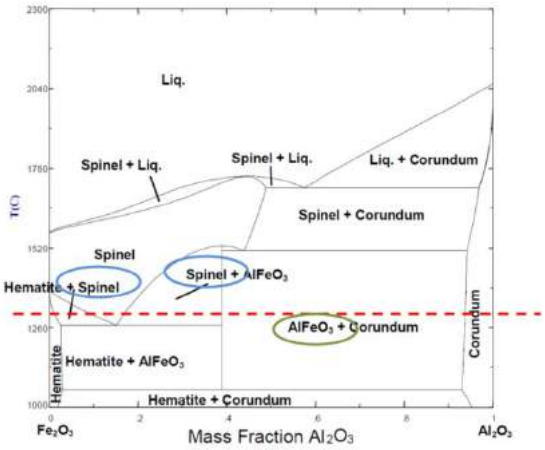


Figura 1: Diagrama de fases Al_2O_3(alúmina)-Fe_2O_3 (hematite) [9]

El segundo problema que presenta el estudio del desgaste de grano es su cuantificación, ya que debido a la superficie aleatoria de la muela y al tamaño de los granos abrasivos, la detección de este tipo de desgaste es muy complejo. En general, las técnicas experimentales existentes para la medición del %A son complejas, no existiendo una metodología predominante, variando de unos autores a otros. Entre los diferentes estudios existen métodos de medición que se realizan durante el proceso de rectificado [10]y métodos de medición de la muela que se realizan una vez finalizado el proceso de rectificado. Las mediciones que se realizan una vez finalizado el rectificado pueden realizarse tanto dentro como fuera de la rectificadora [11]. Asimismo, los métodos de medición durante el proceso son todos ellos de no contacto utilizando, entre otros, cámaras de alta velociodad para la adquisición de las imágenes de la superficie [12]. Mientras, las mediciones realizadas una vez finalizado el proceso pueden ser tanto de contacto, como por ejemplo utilizando perfilómetros, o de no contacto, a partir de técnicas de extracción de la topografía de la superficie de la muela [13].

Las técnicas más habituales para la medición de los granos planos son las basadas en la reflexión de la luz. Las caras planas generadas en los granos reflejan más luz que el resto de la superficie de la muela, ya que por el efecto del rozamiento entre grano y pieza, éstos adoptan un aspecto pulido. Este fenómeno es apreciable simplemente en un microscopio óptico [12, 14] siendo varios los estudios que lo emplean.

El procesamiento de las imágenes obtenidas mediante los microscopios ópticos se puede realizar mediante métodos manuales, más sencillos pero menos fiables, o métodos automáticos, entre los que destacan los trabajos de Oliveira, Besuyen, o Lachance [10-12, 15]. Todas estas téncicas se basan en la segmentación binaria de las imágenes, discrepando en la forma de obtener el valor umbral a utilizar en la segmentación binaria, es decir, a partir del cual se considera que es desgaste de grano plano. Los trabajos más reciente son los realizado por Lachance [12, 15] en los que es capaz de detectar los brillos que no se corresponden a granos planos, estableciendo un método de crecimiento de grano. Este método detecta brillos que no corresponden a caras planas y sigue la evolución de crecimiento de grano plano. Para ello se basa en el diagrama de intensidad en escala de grises de las imágenes. Dependiendo de cómo sea la transición entre intensidades bajas y altas (correspondientes a las caras planas de los granos), diferencia si el brillo corresponde a grano o no y establece el valor umbral para realizar la segmentación binaria de las imágenes. eliminando el error proveniente de los propios brillos de la muela.

Tras realizar un análisis exahustivo de los diferentes métodos de medición y cuantificación del %A, en el estudio realizado se obtienen las imágenes mediante un microscopio óptico, y se cuantifica el %A mediante la utilización de un software comercial Lieca de análisis de imágenes basado en la segmentación binaria de las imágenes. La particularidad y ventaja de este software es que permite al usuario establecer los valores umbrales en las imagenes RGB, no siendo necesario partir de la imagen en escala de grises.

De entre los materiales abrasivos para la fabricación de muelas, el óxido de aluminio (alúmina, Al_2O_3), es el más utilizado. Esto se debe a su versatilidad, escasa afinidad química con el hierro, buen comportamiento ante temperaturas críticas de trabajo y bajo coste en comparación a los demás abrasivos. Existen diversas clasificaciones de la alúmina, entre ellas, una de las más usuales en rectificado es en función de la estructura cristalina de los granos, ya que presenta gran influencia en el tipo de desgaste de grano predominante. De esta manera se pueden encontrar tres tipos de alúmina: convencional, microcristal (SG) y monocristal (Figura 2).



(a) (b) (c)

Figura 2: Estructura cristalina de los granos abrasivos. (a) convencional, (b) microcristal y (c) monocristal

La obtención de las distintas estructuras cristalinas depende de los elementos añadidos durante el proceso de cristalización, del control de los tiempos de enfriamiento y del método utilizado para transformar la bauxita, mineral de partida más utilizado, en la alúmina [1]. El grano convencional está compuesto por tres o cuatro cristales, formados durante su fabricación, principalmente mediante la deshidratación por calcinación de la alúmina. Se utiliza como base para la mayoría de las muelas de alúmina, aunque estas sean SG o monocristal en su conjunto. Así mejoran las propiedades mecánicas de las muelas. Los granos con estructura microcristlina, están formados por muchos cristales, generados mediante bien el prensado y sinterizado de la alúmina e polvo o mediante la adición de elementos como el magnesio y control dela cristalización durante el proceso Bayer. Estos granos se caracterizan por su capacidad de autoavivado y se utilizan principalmente el operaciones de desbaste, presentando gran capacidad de arranque de material [3].

Los granos abrasivos monocristal están formados por un único cristal y presentan mayor pureza que la alúmina convencional. Se obtienen mediante la adición de sulfuro de hierro y compuestos alcalinos durante su fusión, se genera una superficie escalonada, con numerosos filos de corte favoreciendo el agarre del aglomerante [16]. Para una muela de la misma dureza,las muelas monocristal sufran un desgaste volumétrico bajo en comparación a las convencionales o las SG. Por ello, sectores tan importantes como la automoción o el sector aeronáutico emplean muelas monocristal para el rectificado de precisión o el rectificado de geometrías complejas [2]. En este último campo entrarían en competencia directa con las muelas de CBN, pero su elevado coste hace que en muchas aplicaciones las muelas de alúmina monocristal sean la solución óptima desde el punto de vista industrial.

La alúmina monocristal se caracteriza por su elevada dureza y baja friabilidad. Estas características hacen pensar que el desgaste principal sea el desgaste de grano plano [1]. Teniendo en cuenta la baja tendencia al

desprendimiento de los granos, controlar la evolución de este tipo de desgaste es muy importante de cara a la selección de los parámetros de corte y determinación de los ciclos de diamantado.

En este trabajo se estudia la evolución del desgaste de grano plano en muelas de alúmina monocristal durante el rectificado de acero de herramientas. Para ello, se aisla el fenomeno de desgaste de grano de los demás tipos de desgaste. Se realiza una bateria de ensayos variando los parámetros de corte y se estudia la evolución del %A, de las fuerzas y el contacto abrasivo pieza.

2. Trabajo experimental

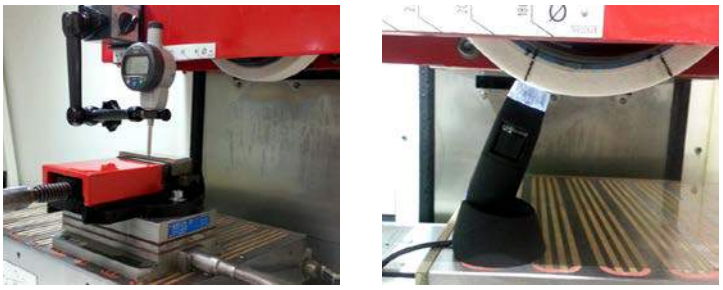
El pricipal objetivo de este trabajo es estudiar la evolución del desgaste de grano plano de muelas de alúmina monocristal durante el rectificado plano de piezas de acero. Con el fin de aislar el desgaste de grano de los demás tipos de desgaste, se ha seleccionado una muela de extrema dureza, así como un material de pieza duro.

2.1. Materiales e instrumentación

La nomenclatura de la muela que se va a utilizar durante los ensayos es MA 60R6V89 fabricada por Abrasivos UNESA S.L de dimensiones 220x40x127mm. Es una muela de alúmina con estructura cristalina monocristal de tamaño de grano 250µm, minimizando la rotura de grano por estar formado por un único cristal. Con esta estructura, las dos opciones de desgaste predominantes serían el desgaste de grano plano y el desprendimiento de grano. Por ello, para evitar el desprendimiento de grano, se ha diseñado una muela de extrema dureza (R), de forma que la fuerza de unión entre los granos sea mayor que las fuerzas generadas durante el proceso. Los dos tipos de desgaste a evitar con las especificaciones de la muela diseñadas, no se consiguen eliminar por completo, pero sí minimizar su efecto.

El material de pieza utilizado durante los ensayos es Sverker 21 (AISI D2) templado de dureza 60 ± 2 HRC y las dimensiones de las probetas utilizadas 30x20x100mm. Es un acero de alto contenido en Cr y C, presentando baja maquinabilidad (40-50%), baja tenacidad y alta resistencia al desgaste, de ahí su extendido uso en herramientas de mecanizado. Una de las razones por la que se ha seleccionado este acero es que es susceptible de ser rectificado con muelas de alúmina monocristal con el fin de conseguir buenos acabados superficiales para su posterior uso como por ejemplo troqueles, punzones u otras aplicaciones en frio.Por todo ello, la combinación de muela de alúmina monocristal y acero AISI D2 con la que se va a realizar el estudio presenta aplicación directa en la industria.

Los ensayos se han realizado en una rectificadora planeadora Blohm Orbit CN 36, durante los cuales se ha medido tanto la fuerza normal (F_n) como la fuerza tangencial (F_t) mediante una mesa dinamométrica KISTLER 9257B (Figura 3(a)). Se ha seguido la evolución del desgaste de la muela a lo largo de todo el ensayo, obteniendo fotografías de la superficie de la misma utilizando un microscopio óptico portatil PCE MM200, con el fin de no desmontar la muela durante un ensayo completo. Además, una vez finalizado el ensayo, se han repetido las capturas de la superficie de la muela con otro microscopio óptico Leica DFC295 con zoom Z6APO para verificar las mediciones realizadas en la máquina.



(a) (b)

Figura 3: (a) Medición de la profundidad de pasada real durante el ensayo y (b) medición de la superficie de la muela en máquina con el microscopio óptico PCE MM200.

2.2. Metodología de ensayo

Para realizar la caracterización experimental del desgaste de grano plano, se estudia la evolución del desgaste de grano en muelas de alúmina monocristal durante el rectificado de acero en función de distintos parámetros de corte. Se analiza tanto la influencia de la estructura monocistal de la alúmina, como la de los diferentes parámetros del proceso, en la aparición del %A. Para ello, se realiza una bateria de ensayos variando la

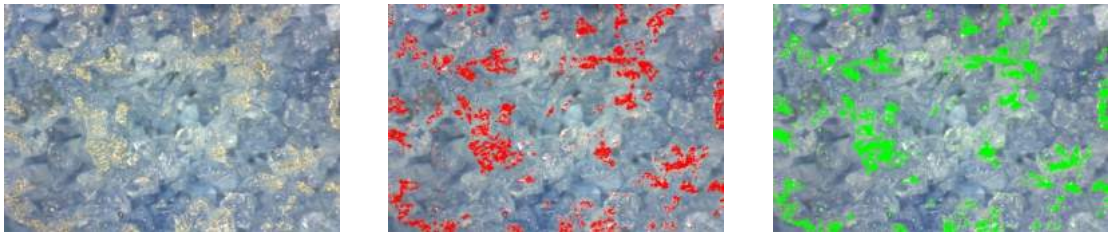
profundidad de pasada (a_e) y la velocidad de avance (v_w), manteniendo la velocidad de corte (v_s) constante para todos ellos. En la Tabla 1 se recogen las condiciones de corte para los 4 casos de estudio.

Tabla 1: Batería de ensayos de desgaste de grano

Ensayo	v_s [m/s]	v_w [mm/min]	a_e [µm]
1	30	15000	10
2	30	15000	15
3	30	25000	10
4	30	25000	15

Los ensayos se dividen en dos partes, la correspondiente al desgaste de la muela, durante la cual se recogen las señales de fuerza y se mide la a_e real, y la parte correspondiente a la captura y procesamiento de las imágenes de la superficie de muela desgastada.

En cada ensayo el volumen total eliminado es de 100mm^3/mm. El ensayo se divide en 10 bloques, y tras cada bloque se realizan capturas a la muela, es decir, la muela se mide cada 10mm^3/mm de volumen eliminado. Con el fin de controlar la profundidad de pasada real,después de cada pasada de rectificado se realiza su correspondiente apagado de chispa, además se mide la a_e real durante todo el ensayo para poder realizar una correlación entre las diferentes variables medidas y las profundidades de pasada reales.Los ensayos se realizan sobre una probeta de 100mm de largo con un ancho de pasada b_w=10mm y la a_e correspondiente, 10 o 15µm. La muela únicamente se diamanta al inicio de cada ensayo con los siguientes parámetros: a_d= 10µm f_d=650mm/min.



(a) (b) (c)

Figura 4: Procesamiento de imágenes mediante el software comercial Leica. (a) fotografia sin procesar, (b) fotografía con áreas reconocidas sin filtrar y (c) fotografías con áreas reconocidas y filtradas.

La muela se divide en 10 sectores en los cuales se realizan las fotografías de la superficie durante la evolución del desgaste. Se utiliza un haz de luz coaxial a la muela para realizar las capturas (Figura 3(b)), de forma que tanto si las caras planas reflejan la luz como si tienen material adherido sobre ellas, son fácilmente identificables. Estas imágenes se procesan posteriormente mediante un software comercial de Leica. Este software detecta un rango de colores determinado, definido por el usuario. Una vez detectados los píxeles correspondientes al rango de colores seleccionado, se aplican diferentes filtros y aplicando la técnica de segmentación binaria, se obtiene el %A de cada imagen (Figura 4). Esto se realiza para todas las imágenes en los diferentes estados de desgaste de la muela, lo que permite obtener la evolución del %A a medida que el volumen de pieza eliminado aumenta.

3. Resultados y discusión

Tras realizar los ensayos variando las condiones de corte, se analiza la influencia de cada parámetro en el desgaste de grano plano. Para ello se representa la evolución del desgaste en función del volumen de material eliminado y la evolución de las fuerzas de corte y del coeficiente de rozamiento en función del %A.

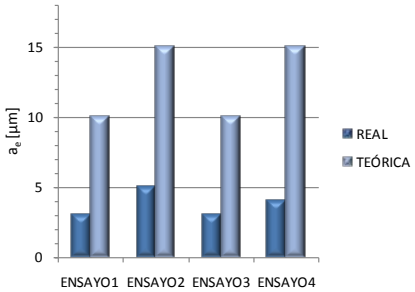
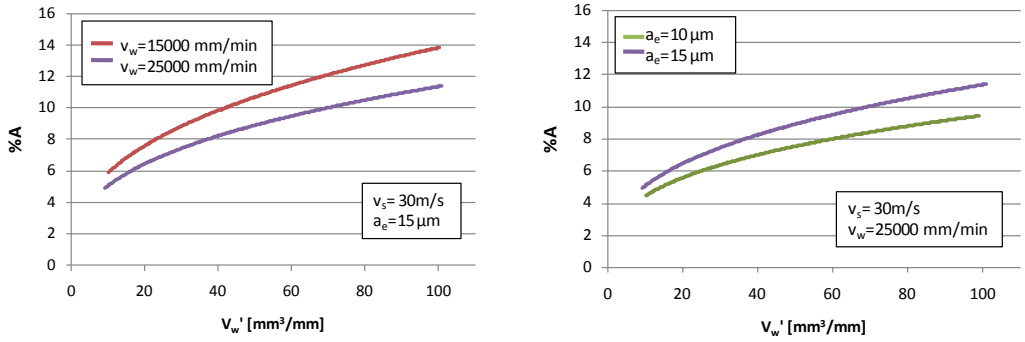


Figura 5: Comparación entre la profundidad de pasada teórica y real

Los ensayos se han diseñado para favorecer la generación de cara plana en los granos, tanto la muela como el material de pieza presentan elevada dureza, por lo que la deformación de la muela es baja. Esto conlleva a que la profundidad de pasada real sea inferior a la teórica (Figura 5). Es importante tener en cuenta esta diferencia para el análisis, ya que el valor de la fuerza será el correspondiente a a_e menores de 5µm y no 10-15µm.

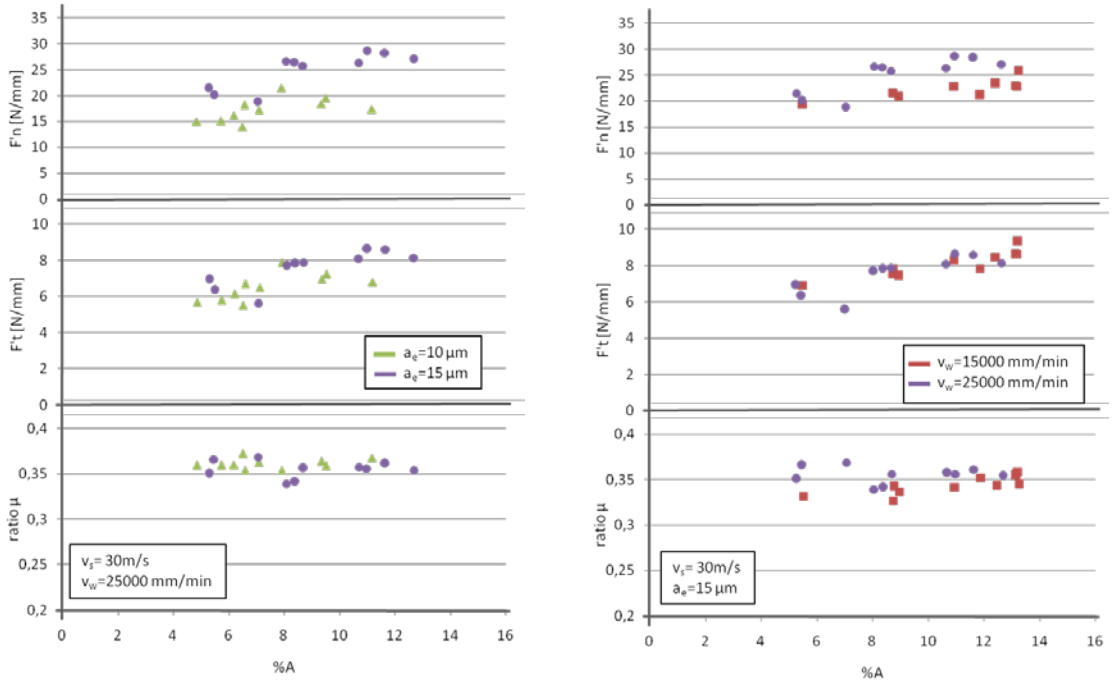
Se representa la evolución del %A a medida que el volumen específico de material eliminado aumenta variando por un lado la profundidad de pasada (Figura 6(a)) y por otro lado la velocidad de avance (Figura 6(b)). En ambos casos el %A presenta una tendencia ascendente, desde el 5% hasta el 14% en alguno de los ensayos realizados. Los valores del %A obtenidos muy superiores a los estudiados por otros autores, en los que parten del 1% y alcanzan valores máximos de 8%. Esta diferencia se debe principalmente a la dureza de la muela utilizada. Además, se observa como para mayores valores de a_e, el %A aumenta (Figura 6(b)), así como para v_w menores (Figura 6(b)). Es decir, el %A en muelas de alúmina monocristal es mayor para profundidades de pasada grandes y velocidades de avance pequeñas.



(a) (b)

Figura 6: Evolución del %A en función de V_w'. (a) variando a_e, (b) variando v_w.

Se observa como la F'$_n$ y la F'$_t$ aumentan a medida que el área correspondiente a los granos planos aumenta. Sin embargo, el incremento de las fuerzas no es tan pronunciado como muestra Malkin en sus trabajos [4] para valores de áreas mayores al 6%, como los que se han obtenido en este estudio. Analizando la evolución de las fuerzas en función de los parámetros de corte, se observa que manteniendo v_w y v_s constantes (Figura 7(a)),para a_e=15µm, la F'$_n$ máxima es 29 N/mm mientras que para a_e=10µm, es inferior al 20%. Sin embargo, esta diferencia es menor para la F'$_t$, siendo como máximo del 12%. Por el contrario, manteniendo a_e y v_s contantes y variando la v_w (Figura 7(b)), no existe una diferencia apreciable tanto para la F'$_n$ como para la F'$_t$.



(a) (b)

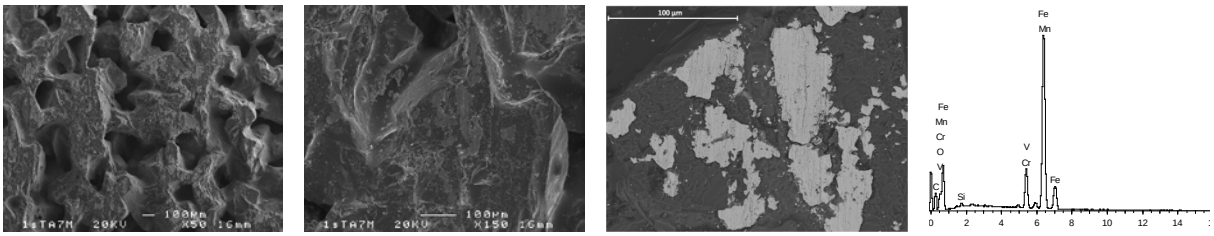
Figura 7: Evolución de F'$_n$, F'$_t$ y µ respecto al desgaste de grano plano (a) variando a_e, (b) variando v_w.

Para todos los ensayos realizados, el ratio de fuerzas o coeficiente de rozamiento se mantiene constante y su valor oscila entre 0,33 y 0,37 (Figura 7). Estos valores están en concordancia con la comparación realizada por Malkin [4] en la que concluye que a mayor dureza de muela, el ratio de fuerzas disminuye. En su estudio, la muela más dura es K, y los valores de μ para diamantado fino son de aproximadamente 0,3, mientras que para muelas blandas (G) este valor es de 0,8. Por otro lado, Klocke en su estudio del contacto entre la alúmina SG y el acero [6], obtiene valores de μ menores a 0,3, justificando este valor por la presencia del tercer cuerpo. Los valores de μ obtenidos en este trabajo quedan justificados bien por el uso de una muela de elevada dureza como por la presencia del tercer cuerpo. El ratio de fuerzas es un indicativo de la capacidad de corte del proceso, en este caso, el valor obtenido indica la ineficiencia del proceso ante la aparición del desgaste de grano plano.

Por último, se ha analizado la topografía de la muela al final del ensayo 4 mediante el SEM (Figura 8(a) y (b)), en donde se observa la planitud de los granos y la capa adherida a ellos. Esta capa no ocupa toda la superficie plana de los granos, aunque sí aparece a lo largo de toda la superficie. Además, en la capa se observan las marcas en la dirección de rectifcado (Figura 8(c)), en este caso verticales. Por otro lado, sobre la capa adherida se ha realizado un análisis de EDX, obteniendo el Fe como elemento predominante en la composición del tercer cuerpo, entre otros elementos correspondientes a la aleación del acero, Cr y Mn (Figura 8(d)).

Comparando estos resultados con los de Malkin [4] y Klocke [6, 7], se observan tanto discrepancias como similitudes en los resultados. Cabe destacar que no se observa la presencia de Al en la capa, por lo que este resultado coincide con los de Klocke a pesar de las distintas condiciones de contacto. En este estudio se realizan ensayos de rectificado plano en los que tanto la presión como la velocidad de corte son elevadas, mientras que Klocke realiza ensayos de desgaste en un tribómetro pin on disk, alcanzando presiones elevadas aunque bajas velocidad de deslizamiento [7]. Además la alumina utilizada por Klocke es SG, por lo que el comportamiento de ambas alúminas ante el degaste podría verse influenciado por su estructura cristalina.

Por otro lado, las condiciones de ensayo utilizadas, incluso la estructura monocristal de la muela, coincide con las condiciones de rectificado de Malkin. Sin embargo, en su estudio presenta el spinel $FeAl_2O_4$ como compuesto principal [1]. Mediante el análisis realizado no se puede determinar la composición del material adherido, pero sí sus elementos, entre los cuales no aparece Al, por lo que se puede afirmar, que al menos la capa externa no se compone de $FeAl_2O_4$. Asimismo, tampoco se puede afirmar que sean óxidos de hierro, aunque es lo más probable.



(a) (b) (c) (d)

Figura 8: Topografía de la muela mediante SEM: (a) 50 aumentos y (b) 150 aumentos. Análisis EDX del tercer cuerpo adherido (c) 500 aumentos,la zona clara es la capa adherida (d) elementos en la capa adherida.

La diferencia entre los elementos encontrados por Malkin en el tercer cuerpo y los que se observan en este estudio pueden deberse a que el rango de trabajo de ambos es diferente. Malkin estudia la evolución del %A hasta valores máximos de 8%, mientras que en este trabajo se alcanzan %A de 14%. La temperatura en el contacto en este trabajo es mayor, y por lo tanto las reacciones de oxidación se ven aceleradas. Este fenómeno no implica que debajo de la capa en la que predomina el hierro se encuentre la Al como compuesto y que exista $FeAl_2O_4$, tal y como describe Klocke. Es por ello que este tercer cuepo precisa de un análisis más conctreto que permita diferenciar las diferentes fases de la capa adherida y la composición de las mismas.

4. Conclusiones

A partir de los ensayos de desgate de grano plano se han obtenido resultados correspondientes a las variables del proceso y al contacto tribológico entre los dos cuerpos. A continuación se recogen los resultados más relevantes:

1. Los valores de %A correspondientes a grano plano son mayores para mayores a_e y menores v_w. Para mayores a_e el grano se ve más expuesto al contacto. Por otro lado, para menores v_w, el tiempo de contacto entre los granos y la pieza aumenta. Además, estas condiciones hace que la temperatura en el contacto sea mayor, acelerando las reacciones triboquímicas. Todo ello contibuye al desgaste de grano.

2. Los valores de F'_n y F'_t aumentan ligeramente a medida que el %A es mayor. Este leve incremento se debe a que el estudio se realiza para condiciones extremas de generación de cara plana en los granos, por lo que desde el inicio del ensayo los valores de %A son muy elevados. No se observa la parte transitoria del degaste en la que las fuerzas aumentan con gran pendiente, directamente se parte de valores elevados de fuerzas específicas, alcanzando 25 N/mm para el caso F'_n y 7,5 N/mm para la F'_t. Para diferentes condiciones de corte no se observa disparidad relevante en el valor de fuerzas obtenido.
3. El ratio de fuerzas oscila entre 0,33 y 0,37, mateniéndose constante durante todo el ensayo. Una de las causas es la elevada dureza de la muela utilizada durante los ensayos, además del tercer cuerpo adherido sobre los granos, el cual hace que el rozamiento no aumente debido a la capa de óxido formada.
4. Por último, mediante el SEM se ha constatado la planitud de los granos abrasivos y se ha analizado el tercer cuerpo adherido sobre las caras planas de los granos. Fe es el elemento principal, coexistiendo con Mn y Cr, elementos provenientes de la aleación de acero. A diferencia de los resultados obtenidos por Malkin [1] $FeAl_2O_4$ era el compuesto resultante tras el contacto de alúmina monocristal y acero, en este estudio no se cuentra Al, al menos en la capa externa de capa analizada.

5. Referencias

[1] S. Malkin and C. Guo, Grinding technology. Theory and Applications of machining with abrasives, Industrial. New York, 2008.

[2] “Saint Gobain abrasives,” http://www.saint-gobain-abrasives.com/es-es. .

[3] I. Marinescu, M. Hitchiner, and E. Uhlmann, Handbook of machining with grinding wheels. 2006.

[4] S. Malkin, “The wear of grinding wheels part1-Attritious wear.” Journal of Engineering for Industry, pp. 1120–1128, 1971.

[5] A. Ravikiran and B. N. Pramila Bai, “High Speed sliding of Al2O3 pins against an En-24 steel disc,” vol. 13, no. 2. Wear, pp. 296–304, 1993.

[6] F. Klocke, J. Maye, R. Engelhorn, and T. Weirich, “Micro-Analysis of the Contact Zone of Tribologically Loaded Second- Phase Reinforced Sol-Gel-Abrasives,” CIRP Ann. - Manuf. Technol., vol. 51, no. 1, pp. 245–250, 2002.

[7] J. Mayer, R. Engelhorn, R. Bot, T. Weirich, C. Herwartz, and F. Klocke, “Wear characteristics of second-phase-reinforced sol – gel corundum abrasives,” Acta Mater., vol. 54, pp. 3605–3615, 2006.

[8] S. Philippon, G. Sutter, and A. Molinari, “An experimental study of friction at high sliding velocities,” Wear, vol. 257, no. 7–8, pp. 777–784, Oct. 2004.

[9] T. M. Besmann, N. S. Kulkarni, O. Ridge, and K. E. Spear, “Predicting phase equilibria of spinel forming constituents in waste,” Environ. Issues Waste Manag. Technol. Ceram. Nucl. Ind. X Proc. 106th Annu. Meet. Am. Ceram. Soc. Indianapolis, Indiana, USA 2004, Ceram. Trans., vol. 168, 2004.

[10] J. F. G. Oliveira, R. T. Coelho, and C. K. Neto, “Development of an Optical Scanner To Study Wear on the Working Surface of Grinding Wheels,” Mach. Sci. Technol., vol. 3, no. 2, pp. 239–253, 1999.

[11] H. Yasui, Y. Hiraki, and M. Sakata, “Development of automatic image processing system for evaluation of wheel surface condition in ultra-smoothness grinding,” J. Japan Soc. Precis. Eng., vol. 67 (7), pp. 1130–1134, 2001.

[12] S. Lachance, A. Warkentin, and R. Bauer, “Development of an automated system for measuring grinding wheel wear flats,” J. Manuf. Syst., vol. 22, no. 2, pp. 130–135, 2003.

[13] C. Cui, X. Xu, H. Huang, J. Hu, R. Ye, L. Zhou, and C. Huang, “Extraction of the grains topography from grinding wheels,” Measurement, vol. 46, no. 1, pp. 484–490, Jan. 2013.

[14] H. Tsuwa, “An Investigation of Grinding Wheel Cutting Edges,” J. Eng. Ind., vol. 88, no. 4, 1964.

[15] S. Lachance, R. Bauer, and A. Warkentin, “Application of region growing method to evaluate the surface condition of grinding wheels,” Int. J. Mach. Tools Manuf., vol. 44, no. 7–8, pp. 823–829, 2004.

[16] R. Komanduri and M. C. Shaw, “Scanning Electron Microscope Study of Surface Characteristics of Abrasive Materials,” Trans. ASME, J Eng. Matls.Tech, vol. 96, p. 145, 1974.

Análisis Paramétrico de la Geometría de la Viruta en el Mecanizado en Seco de Aleaciones de Aluminio Aeronáutico

F.J. Trujillo Vilches[1], R. Dorado Vicente[2], R. López García[3], Y. Sánchez Hernández[4], L. Sevilla Hurtado[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Civil, Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. trujillov@uma.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rdorado@ujaen.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rlgarcia@ujaen.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Civil, Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. yezica.sanchez@uma.es*

[5]*Dpto. de Ingeniería Civil, Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. lsevilla@uma.es*

El uso de aleaciones de aluminio junto con materiales compuestos como los CFRP (Carbon Fiber Reinforced Polymer) para formar estructuras híbridas tipo FML (Fiber Metal Laminates) son cada vez más utilizadas en la fabricación de componentes estructurales en la industria aeroespacial. El mecanizado de estas estructuras presenta una serie de dificultades aún no resueltas, algunas de ellas relacionadas con dificultades en la evacuación de la viruta. De este modo, la monitorización del proceso de generación de viruta se convierte en un aspecto de especial relevancia en el estudio de la mejora del rendimiento de estos procesos de conformado. Así, en el presente trabajo se ha realizado un análisis de la influencia de los parámetros de corte sobre diversos parámetros geométricos de la viruta obtenida en el mecanizado en seco de las aleaciones de aluminio de uso aeronáutico UNS A92024 y UNS A97075. Adicionalmente, se ha analizado si se puede establecer algún tipo de paralelismo con la evolución del desgaste de la herramienta y de la integridad superficial de las piezas mecanizadas, estudiados en investigaciones previas. Finalmente, se han obtenido una serie de modelos paramétricos que permiten estimar los valores de los parámetros geométricos analizados en función de los valores de parámetros de corte aplicados al proceso.

1. Introducción

Las estructuras tipo FML (Fiber Metal Laminates) obtenidas a partir de la hibridación de aleaciones de aluminio aeronáutico con materiales compuestos como los CFRP (Carbon Fiber Reinforced Polymer) son ampliamente utilizadas en la fabricación de componentes estructurales en la industria aeroespacial [1,2]. En el conformado de estas estructuras uno de los procesos más utilizados es el mecanizado [3], el cual presenta una serie de problemas aún no resueltos, derivados del uso combinado de dichos materiales y de la necesidad de ejecutar estas operaciones en ausencia de fluidos de corte [4]. Por un lado, los CFRP presentan un mal comportamiento ante los fluidos de corte. Por otro, la mezcla de virutas de aluminio, material compuesto y fluidos de corte presenta elevadas dificultades para su reciclado, lo cual afecta a los aspectos económicos y medioambientales del rendimiento del proceso [5,6].

Además, el mecanizado en seco origina condiciones muy agresivas durante el mecanizado, dando lugar a un aumento de la temperatura en la zona de corte y a fenómenos de adhesión indirecta en la herramienta que dificultan la evacuación de la viruta y que pueden llegar a afectar a la integridad superficial de las piezas mecanizadas, por lo que el rendimiento funcional del proceso se ve afectado [7,8]. De este modo, la monitorización de la viruta generada se convierte en un aspecto de especial relevancia en el estudio de la mejora del rendimiento de estos procesos de conformado [9].

En el presente trabajo se ha realizado un estudio de la influencia de los parámetros de corte en la morfología de la viruta obtenida en el torneado en seco de las aleaciones de aluminio UNS A97075 (Al-Zn) y UNS A92024 (Al-Cu). Diferentes parámetros geométricos de la viruta obtenida han sido medidos de forma experimental, analizando su evolución en función de los valores de parámetros de corte aplicados. Adicionalmente, se ha analizado si existe relación con los resultados procedentes de estudios previos, dónde se ha analizado la

evolución del desgaste por adhesión indirecta en la herramienta de corte (formación de BUL Y BUE) y la evolución de la calidad superficial de las piezas mecanizadas. Finalmente, se han obtenido diferentes modelos experimentales paramétricos. Dichos modelos permiten predecir la evolución de los diversos parámetros geométricos estudiados en función de los parámetros de corte, dentro del rango de valores aplicados.

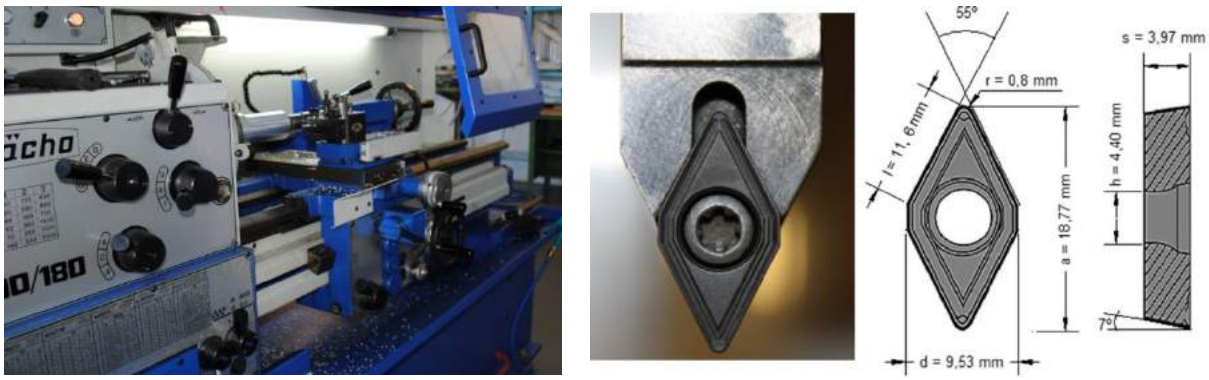
2. Metodología experimental

Con el objetivo de estudiar la influencia de los parámetros de corte sobre diversos parámetros geométricos de la viruta obtenida en operaciones de mecanizado, se han diseñado una serie de ensayos de mecanizado sobre dos aleaciones de aluminio ampliamente usadas en la industria aeroespacial, la aleación UNS A92024 y UNS A97075 [10]. La composición de las aleaciones empleadas se muestra en la tabla 1.

Tabla 1: Composición de las aleaciones ensayadas (% masa)

	Zn	Mg	Cu	Cr	Si	Mn	Al
UNS A92024	0.12	1.25	4.85	0.01	0.15	0.54	Resto
UNS A97075	6.03	2.62	1.87	0.19	0.09	0.07	Resto

Para facilitar la monitorización del proceso de generación de viruta, y minimizar la influencia de la geometría del propio proceso sobre el resultado obtenido, se optó por la realización de operaciones de torneado horizontal para la ejecución de los ensayos. Para ello se hizo uso de un torno horizontal modelo Pinacho SP285R, figura 1(a). Las probetas utilizadas en fueron cilindros de 150 mm de longitud y 50 mm de diámetro. Los ensayos de cilindrado se realizaron para una longitud axial de mecanizado constante, L = 100 mm. Como herramienta de corte se utilizaron insertos de WC sin recubrimiento, con geometría neutra y referencia ISO DCMT 11T308F2, figura 1(b). Para cada ensayo se utilizó un nuevo inserto, con el objetivo de garantizar las mismas condiciones iniciales. Todos los ensayos se ejecutaron en seco.



(a) (b)

Figura 1: (a) Máquina herramienta y (b) herramienta utilizada en los ensayos.

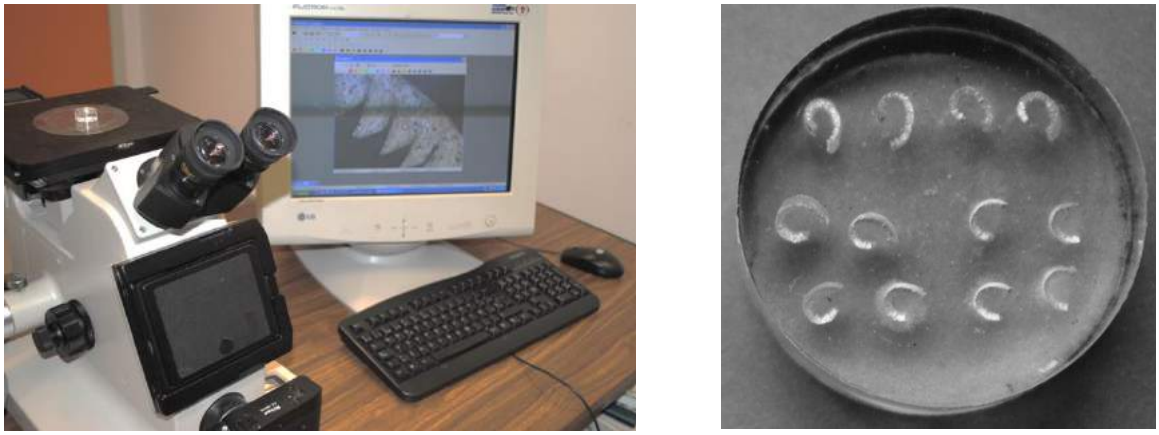
Los ensayos se llevaron a cabo bajo distintas combinaciones de valores de parámetros de corte, velocidad de corte (v_c), avance (f) y profundidad de corte (a_p), tabla 2. El número de combinaciones de valores ensayados para el avance ha sido mayor que para la velocidad de corte y la profundidad de corte, dado que estudios previos han demostrado una menor influencia de v_c y a_p sobre la morfología de la viruta obtenida, frente a una importancia predominante de f [11].

Tabla 2: Valores de los parámetros de corte utilizados en los ensayos

V_c (m/min)	f (mm/r)	a_p (mm)
80	0.05	1
	0.10	
	0.20	
	0.30	

El proceso de generación de viruta fue monitorizado online mediante el uso de una videocámara digital, modelo DCR-DVD92E de SONY. La viruta obtenida se fotografió y se recogió para su posterior análisis offline. Para este análisis se aplicaron técnicas de microscopía óptica estereoscópica (SOM, Stereoscopic Optical Microscopy), mediante el uso de un microscopio estereoscópico Nikon, modelo Epihot 280, equipado con sistema óptico CF Infinity (1.5X–400X) y cámara digital Eclipse, figura 2(a). La adquisición y el tratamiento de las imágenes se realizó haciendo uso del software OmniMet de Buehler. Para su correcta observación, se

prepararon diversas muestras de la viruta obtenida haciendo uso de técnicas metalográficas, figura 2(b). Para ello, las muestras fueron primeramente embutidas en resina (Clarofast, de Struers) haciendo uso de una máquina de embutición Struers, modelo Citopress-1. Seguidamente se pulimentaron haciendo uso de una máquina de pulir Struers, modelo Tegrapol-11, para finalmente ser sometidas a un ataque químico mediante reactivo Keller (solución acuosa de HNO_3 al 2.5%, HCl al 1.5% y HF al 1%).



(a) (b)

Figura 2: (a) Equipo de microscopia SOM y (b) muestras de la viruta embutida en resina para su observación.

Una vez adquiridas las imágenes de la sección transversal de las muestras de viruta, se procedió a medir distintos parámetros geométricos de dicha sección. En la figura 3 se pueden observar los parámetros geométricos que se han controlado: altura de los picos (h_c), altura de los valles (h_v), espesor de la viruta (t) y el ángulo complementario (φ') del ángulo de deslizamiento (φ).

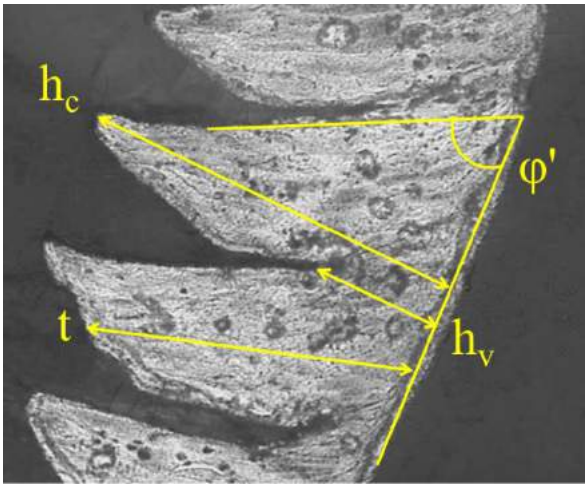


Figura 3: Parámetros geométricos controlados en la sección transversal de la viruta.

Es necesario puntualizar que se trata de un estudio preliminar, dónde se han medido experimentalmente sólo parámetros geométricos de la sección longitudinal de la viruta, dejando para estudios posteriores el análisis de sección transversal.

3. Resultados

En la figura 4 se muestra la evolución macrogeométrica de la morfología de la viruta en función del valor del avance aplicado, para ambas aleaciones. Como puede observarse, la viruta obtenida presenta un mayor grado de fragmentación en el rango de valores altos de avance aplicados (0.20 y 0.30 mm/r), mientras que en el rango de avances bajos (0.05 y 0.10 mm/r) se obtiene una viruta de tipo continuo, con una clara tendencia a formar nidos de viruta para el valor más bajo del avance. Esta evolución es similar en ambas aleaciones. El aumento del valor del avance provoca un incremento de las fuerzas de compresión en la zona de corte que origina que se supere con más facilidad el límite de resistencia a esfuerzo cortante del material, originando la fragmentación de la

viruta. Por el contrario, al reducir el valor del avance se reduce la sección de la viruta, haciendo que esta sea más flexible y con menor tendencia a fragmentarse, dando lugar a la formación de los típicos nidos de viruta.

Aunque esta tendencia es similar en ambas aleaciones, sí que se puede apreciar una mayor tendencia a la fragmentabilidad en la aleación UNS A92024 frente a la UNS A97075. Esto es debido al mayor contenido en cobre de la primera (en torno al 5%), que le confiere una mayor fragilidad, mientras que el elevado contenido en Zn de la segunda (en torno al 6%) le confiere una mayor plasticidad. Estas observaciones están en concordancia con los resultados obtenidos en estudios similares sobre aleaciones de aluminio de las series 2000 y 7000 [11,12].

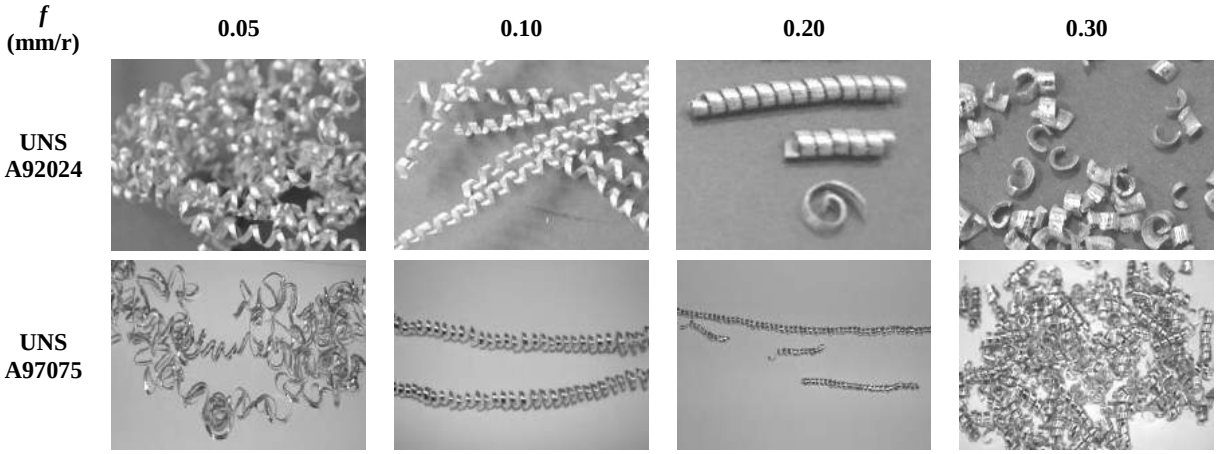


Figura 4: Evolución de la morfología de la viruta en función del valor del avance (*f*) aplicado, para las dos aleaciones ensayadas.

En la figura 5 se muestran imágenes SOM para algunas de las muestras obtenidas de la sección transversal de la viruta, para diferentes valores de avance ensayados. Se observa como la sección longitudinal de la viruta sufre un aumento en su grado de deformación al aumentar *f*, por los motivos anteriormente comentados. Incrementos de *f* originan un aumento de los esfuerzos generados durante el corte, por lo que se alcanza de forma más fácil el límite de resistencia a esfuerzo cortante del material, dando lugar a un mayor grado de deformación. Este efecto se aprecia con mayor intensidad cuando se pasa de valores de *f* de 0.10 mm/r a 0.20 mm/r. Estos cambios en la morfología de la sección longitudinal de la viruta son menos apreciables al pasar de 0.20 mm/r a 0.30 mm/r, una vez que se ha superado el límite de resistencia a esfuerzo cortante del material. A partir de ese momento, se obtiene una sección longitudinal de viruta en forma de diente de sierra, donde se puede apreciar con mayor claridad el plano de deslizamiento del material, siendo el valor de φ' más fácilmente medible. Este efecto es más intenso en la aleación UNS A97075, debido a su mayor contenido en Zn, que la dota de una elevada plasticidad y, por tanto, que es capaz de soportar un mayor grado de deformación antes de fragmentarse. Esto está en concordancia con lo observado en la figura 4, donde se puede apreciar una viruta algo más corta para altos valores del avance para la aleación UNS A92024 frente a la UNS A97075.

Respecto del comportamiento de los diferentes parámetros geométricos medidos sobre la sección de la viruta, en la figura 6 se muestra la evolución de los valores medios de h_c y h_v en función del valor de *f* aplicado. Se puede apreciar como ambos parámetros geométricos sufren un incremento en su valor al aumentar *f*. Estos resultados están en buena consonancia con lo anteriormente comentado. Aumentos de *f* originan una mayor deformación de la viruta y, por tanto, un aumento del valor de la altura de los picos y los valles obtenidos en la sección longitudinal. Además, se puede observar como el mayor porcentaje de incremento tiene lugar al pasar de valores de *f* de 0.05 mm/r a 0.10 mm/r, de acuerdo con lo observado en la figura 5. Una vez que el límite de esfuerzo a cortante se ha superado los cambios son menos apreciables, como se puede observar al pasar de 0.20 mm/r a 0.30 mm/r.

Además, se puede ver como el valor medio obtenido de h_c y h_v para ambas aleaciones es muy similar. Solo en el caso de valor de f = 0.30 mm/r el valor obtenido para h_v es bastante menor para la aleación UNS A97075 que para la UNS A92024, obteniéndose una mayor distancia entre picos y valles y, por tanto, unos dientes de sierra más pronunciados, tal y como puede verse en la figura 5. Los motivos de este comportamiento están relacionados con el alto contenido en Zn de esta aleación, tal y como se ha comentado previamente.

En cuanto al espesor de la viruta, *t*, su medida experimental resulta bastante difícil en el caso de geometrías de viruta con una sección longitudinal muy irregular, cómo ocurre para ambas aleaciones, sobre todo en el rango de avances altos aplicados, dónde se obtiene una sección bastante segmentada con multitud de picos y valles. En

estos casos, una aproximación razonable a dicho espesor se puede obtener a partir de la medida de los valores experimentales de las alturas de picos y valles, h_c y h_v, según la ecuación 1 [13].

$$t = (h_c + h_v)/2 \quad (1)$$

Los valores medios de t obtenidos mediante la ecuación 1 se muestran en la figura 7. Evidentemente, t muestra una tendencia a aumentar con f, al igual que ocurre con los valores de h_c y h_v a partir de los cuales se calcula.

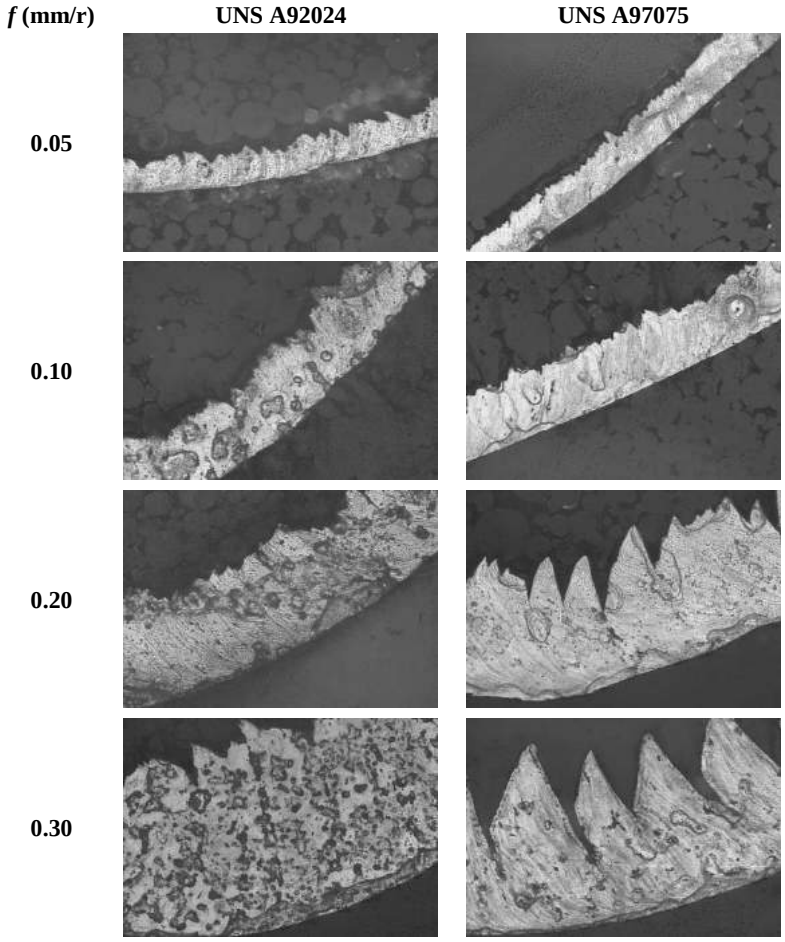


Figura 5: Imágenes SOM de la sección longitudinal de la viruta (200X)

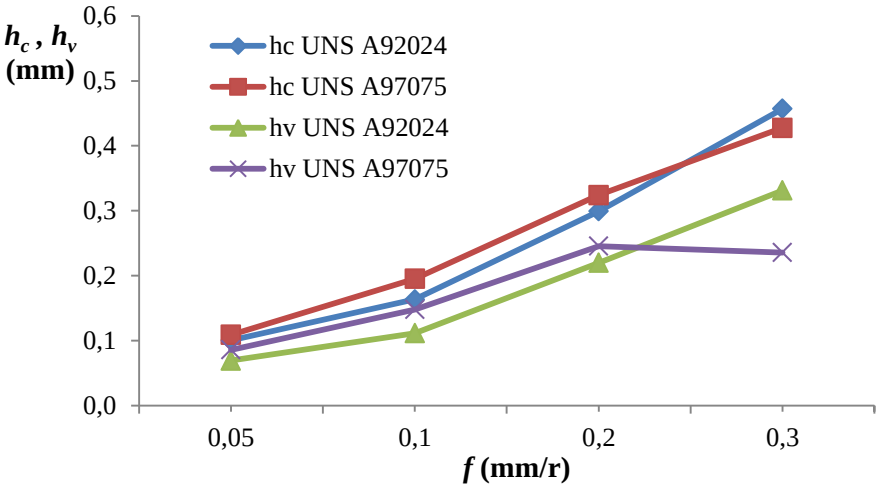


Figura 6: Evolución de h_c y h_v en función de f

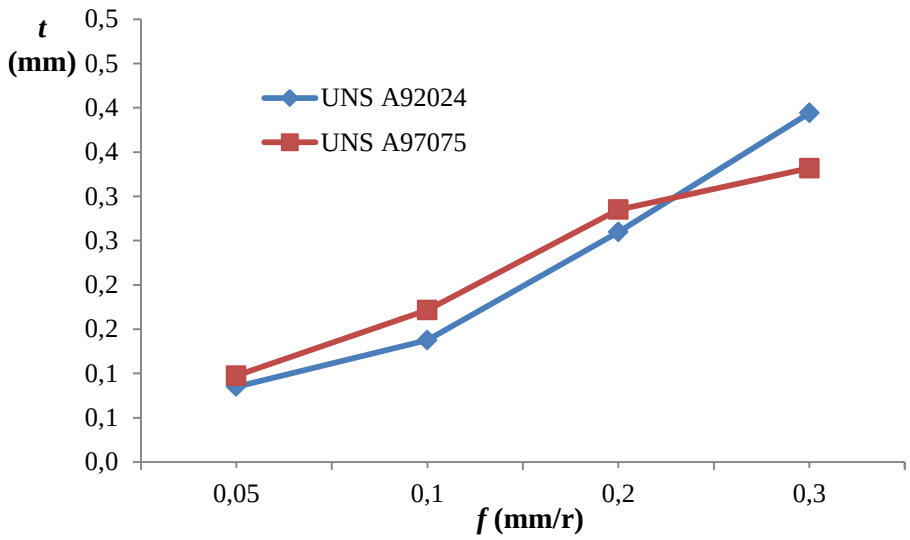


Figura 7: Evolución de *t* en función de *f*.

En la figura 8 se presentan los resultados obtenidos para la evolución del valor medio de φ en función del valor de *f* aplicado. Este valor se ha obtenido mediante la medición de φ' sobre la sección longitudinal de la viruta y aplicando la ecuación 2.

$$\varphi = \pi/2 - \varphi' \qquad (2)$$

Como puede observarse, φ presenta una tendencia a permanecer prácticamente constante al aumentar el valor de *f*, situándose en torno a 45º en ambas aleaciones. Este hecho se puede justificar teniendo en cuenta que φ se ve influenciado básicamente por las propiedades mecánicas del material mecanizado y por la configuración geométrica del proceso que, para este trabajo, se han mantenido constantes.

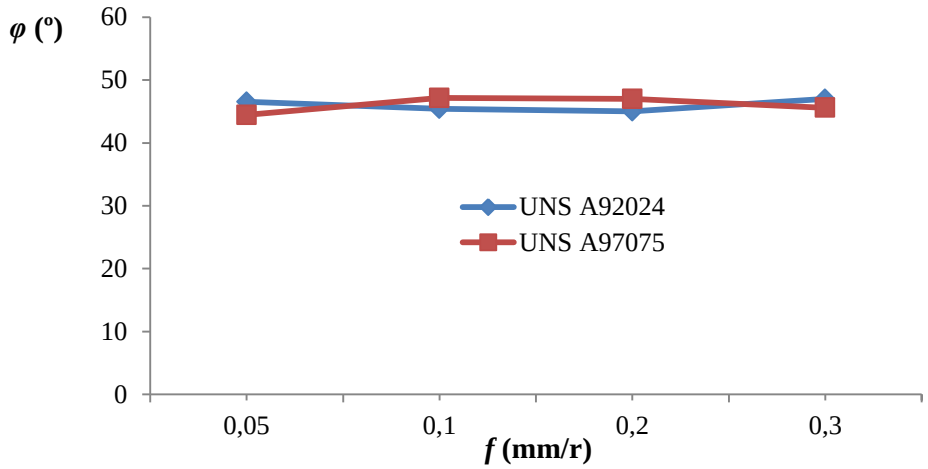


Figura 8: Evolución de φ en función de *f*.

Si se comparan estos resultados con los obtenidos en estudios previos, dónde se analizaba la evolución de otras variables de salida del proceso con *f*, como el desgaste de la herramienta de corte o la calidad superficial de las piezas mecanizadas, se puede decir que las tendencias son muy similares. Por un lado, el mecanismo de desgaste predominante en estas aleaciones (bajo las condiciones de corte estudiadas) es el desgaste por adhesión indirecta con la aparición de filo recrecido (BUE, Built-Up-Edge) y capa adherida (BUL, Built-Up-Layer). La intensidad de este desgaste va en aumento al aumentar el valor de *f* [14]. Por otro lado, la calidad superficial de las piezas mecanizadas, evaluadas en términos de rugosidad media aritmética, *Ra*, se ve notablemente empeorada al aumentar el valor de *f* [11,15].

Finalmente, a la vista de los resultados obtenidos, se puede pensar en intentar establecer algún tipo de modelo paramétrico que permita prever la evolución de los parámetros geométricos estudiados de la sección longitudinal

de la viruta en función del valor aplicado de *f*. Estos modelos se pueden obtener para aquellas variables de la geometría que muestren una clara tendencia a variar con *f*, como son h_c, h_v y *t*. Dado que *t* muestra una evolución similar que h_c y h_v, se ha obtenido un modelo paramétrico para $t = f(f)$. Para ello, se han realizado ajustes de los datos experimentales a distintos modelos matemáticos, siendo el modelo potencial, como el mostrado en la ecuación 3, el que ha presentado un mejor grado de ajuste.

$$t = K \cdot f^{x} \tag{3}$$

Donde K y x son las constantes del modelo.

Tras la realización del ajuste de los datos experimentales y el cálculo de las constantes, el modelo quedó como se muestra en las ecuaciones 4 (aleación UNS A92024) y 5 (aleación UNS A97075).

$$t = 1.14 \cdot f^{0.96} \tag{4}$$

$$t = 1.13 \cdot f^{0.90} \tag{5}$$

Como se desprende de los valores obtenidos para el exponente x en cada aleación, *t* presenta una tendencia a crecer con el avance, siendo esta dependencia próxima a la linealidad en el caso de la aleación UNS A92024, y algo menor para la aleación UNS A97075. Estos resultados están en buen acuerdo con todas las observaciones previas. Además, los modelos potenciales propuestos presentaron un buen grado de ajuste en ambos casos ($R^2 \geq 0.9$). Por tanto, se puede decir que los modelos obtenidos son válidos para estimar el valor de *t* (según la ecuación 1) dentro del rango de valores de parámetros de corte analizados.

4. Conclusiones

En el presente trabajo se ha realizado un análisis de la evolución de distintos parámetros de la geometría de la viruta obtenida en el mecanizado en seco de las aleaciones de aluminio de uso aeronáutico UNS A92024 (Al-Cu) y UNS A97075 (Al-Zn) en función de los valores de los parámetros de corte aplicados, particularizando en el análisis para distintos valores del avance (*f*).

Para ambas aleaciones, la morfología de viruta obtenida en el rango de bajos valores de *f* aplicados (0.05-0.10 mm/r) ha sido de tipo continua, con tendencia a formar nidos de viruta. Este hecho es más acusado en el caso de la aleación UNS A97075, debido a su mayor plasticidad, que le confiere el alto contenido en Zn, que hace que esta aleación se deforme mucho más antes de fragmentarse. Por otro lado, para el rango de altos valores de *f* aplicados (0.20-0.30 mm/r) se ha obtenido una viruta más fragmentada, sobre todo en el caso de la aleación UNS A92024, debido a la mayor fragilidad que le confiere el alto contenido en Cu.

Se han medido experimentalmente distintos parámetros geométricos de la sección longitudinal de la viruta, como la altura de picos (h_c) y valles (h_v), el espesor de la viruta (*t*) y el ángulo de deslizamiento (φ). Para h_c, h_v y *t* se ha observado una tendencia a aumentar su valor al incrementar *f* para ambas aleaciones, presentando una dependencia algo menor en el caso de la aleación UNS A97075 debido a su mayor capacidad de deformación antes de superar su límite de resistencia a esfuerzo cortante. Una vez que se supera ese límite, los cambios en la geometría de la viruta son menos acusados. Esta tendencia observada en h_c, h_v y *t* a aumentar con el avance coincide con la tendencia observada en estudios previos sobre otras variables de salida del proceso, como el desgaste de la herramienta por adhesión indirecta (formación de BUL y BUE) o la calidad superficial de las piezas mecanizadas evaluada en términos de rugosidad media aritmética *Ra*.

Por otro lado, se ha observado una tendencia de φ a permanecer prácticamente constante al aumentar *f* para ambas aleaciones. Esto es debido a que φ depende fundamentalmente de las propiedades del material y de la geometría del proceso, que se han mantenido constantes para este estudio.

Finalmente, a partir de los datos experimentales se ha obtenido un modelo paramétrico que permite predecir el valor de *t* en función del valor de *f* aplicado, dentro del rango de valores estudiados. Hay que puntualizar que se trata de un estudio preliminar, dejando para posteriores desarrollos un análisis más profundo de otros parámetros geométricos de la sección longitudinal, como el factor de recalcado, o de la sección transversal, como la sección o el ancho de la viruta.

5. Agradecimientos

Los autores expresan su agradecimiento a la Universidad de Málaga-Campus Internacional de Excelencia Andalucía Tech por su contribución económica a la realización del presente trabajo.

6. Referencias

[1] T. Dursun, C. Soutis. Recent developments in advanced aircraft aluminium alloys, Materials & Design, 56 (2014), 862-871.

[2] R. Zitoune, V. Krishnaraj, B. Sofiane, F. Collombet, M. Sima, A. Jolin. Influence of machining parameters and new nano-coated tool on drilling performance of CFRP/Aluminium sandwich, Composites Part B: Engineering, 43 (2012), 1480-1488.

[3] M. Nouari, G. List, F. Girot, D. Coupard. Experimental analysis and optimisation of tool wear in dry machining of aluminium alloys, Wear, 255 (2003), 1359-1368.

[4] A. Hosokawa, N. Hirose, T. Ueda, T. Furumoto. High-quality machining of CFRP with high helix end mill, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 63 (2014), 89-92.

[5] E. Brinksmeier, R. Janssen. Drilling of Multi-Layer Composite Materials consisting of Carbon Fiber Reinforced Plastics (CFRP), Titanium and Aluminum Alloys, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 51 (2002), 87-90.

[6] L. Chen, C.-C. Hsieh, J. Wetherbee, C.-L. Yang. Characteristics and treatability of oil-bearing wastes from aluminum alloy machining operations, Journal of Hazardous Materials, 152 (2008), 1220-1228.

[7] S.A. Ashrafi, S. Sharif, Y.M. Yazid, A. Davoudinejad. Assessment of Hole Quality and Thrust Force when Drilling CFRP/Al Stack Using Carbide Tools, Applied Mechanics and Materials, 234 (2012), 28-33.

[8] C.L. Kuo, S.L. Soo, D.K. Aspinwall, W. Thomas, S. Bradley, D. Pearson, R. M'Saoubi, W. Leahy. The Effect of Cutting Speed and Feed Rate on Hole Surface Integrity in Single-shot Drilling of Metallic-Composite Stacks, Procedia CIRP, 13 (2014), 405-410.

[9] E.M. Rubio, A.M. Camacho, J.M. Sánchez-Sola, M. Marcos. Chip arrangement in the dry cutting of aluminium alloys, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 16 (2006), 164-170.

[10] I.J. Polmear. Light Alloys, Butterworth-Heinemann, (2005), ISBN 978-0-7506-6371-7.

[11] F.J. Trujillo, L. Sevilla, J. Salguero, M. Batista, M. Marcos. Parametric Potential Model for Determining the Micro-Geometrical Deviations of Horizontally Dry-Turned UNS A97075 (Al-Zn) Alloy, Advanced Science Letters, 19 (2013), 731-735.

[12] M. Sánchez Carrilero, M. Marcos. On the Machinability of Aluminium and Aluminium Alloys, Journal of the Mechanical Behavior of Materials, 7 (1996), 179-193.

[13] S. Kouadri, K. Necib, S. Atlati, B. Haddag, M. Nouari. Quantification of the chip segmentation in metal machining: Application to machining the aeronautical aluminium alloy AA2024-T351 with cemented carbide tools WC-Co, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 64 (2013), 102-113.

[14] F.J. Trujillo. Análisis paramétrico del mecanizado en seco de la aleación UNS A97075, Tesis Doctoral, Universidad de Málaga, Málaga, (2013).

[15] F.J. Trujillo, L. Sevilla, M. Marcos. Influence of the Axial Machining Length on Microgeometrical Deviations of Horizontally Dry-turned UNS A97075 Al-Zn Alloy, Procedia Engineering, 63 (2013), 405-412.

Texturizado Láser con Pulsos de Larga Duración

E. Ukar Arrien[1], A. Lamikiz Mentxaka[2], I. Marcos de la Fuente[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. eneko.ukar@ehu.eus

El proceso de texturizado láser se basa en la fusión y vaporización selectiva de material para generar un patrón específico en la superficie específica. La modificación superficial con un haz láser tiene muchas aplicaciones diferentes, tales como la generación marcas sobre la superficie que actúen como micro-depósitos de aceite para reducir la fricción entre superficies susceptibles de sufrir desgaste, o la generación de patrones superficiales que modifiquen el ángulo de mojado. Habitualmente, la eliminación selectiva de material se lleva a cabo con láseres de pulso corto o ultracorto. La principal limitación del proceso se deriva de la baja flexibilidad y elevado coste de láseres pulsados, ya que, dichos equipos son muy sensibles y complicados de integrar a nivel industrial. En general, se trata de equipos específicos, que permiten la eliminación de material con una zona mínimamente afectada térmicamente, pero con un coste que únicamente los hace viables para aplicaciones de muy alto valor añadido. Sin embargo, existen aplicaciones de texturizado con tolerancias más altas, donde las fuentes de láser convencionales, que trabajan habitualmente en modo continuo (CW) o con una frecuencia de pulso entorno a los 5kHz, se pueden utilizar trabajar con impulsos largos de alta fluencia para obtener la textura. Así, el trabajo presentado se centra en la caracterización de la tasa de arranque viables y determinación de los parámetros óptimos para la obtención de una textura con objeto de crear micro-depósitos de lubricante sobre la superficie utilizando un láser de fibra de 1kW pulsado a 5kHz que trabaja con pulsos en el rango de milisegundos y microsegundos. Los resultados alcanzados muestran que es viable la generación de orificios entorno 100µm de diámetro y una profundidad de 50µm con una mínima cantidad de material fundido en la superficie.

1. Introducción

La modificación superficial de piezas metálicas con tecnología láser es una aplicación emergente en los últimos años debido a las últimas mejoras de las fuente de láser. El objetivo puede ser diferente dependiendo de las necesidades, desde la mejora de las propiedades tribológicas [1], la reducción o aumento de la rugosidad de la superficie [2, 3], el cambio de parámetros, tales como ángulo de mojado [4] o incluso hasta la generación de un patrón de superficie repetitiva sólo para fines estéticos [5].

Típicamente, para texturizar superficies de metal se utilizan pulsos de láser cortos o ultra-cortos. Los láseres de última generación permiten una alta concentración de energía, es decir, una densidad de energía sobre 1mJ/cm^2, en pulsos de muy corta duración, lo que da como resultado una fusión y la vaporización del material cerando una cavidad cercana al diámetro del haz en la superficie y de unas pocas µm de penetración. De esta manera se consigue una eliminación selectiva de material. En la literatura también es común el uso de láseres de estado sólido con longitudes de onda por debajo de 500nm [6], sin embargo, este tipo de fuente tiene dos grandes inconvenientes. Por un lado, es un equipo caro en comparación con fuentes de láser de estado sólido convencionales de Nd:YAG, y por otra parte, tienen una menor robustez, lo que limita su uso en un ambiente industrial. Además, en general, en comparación con los láseres industriales, presentan un diseño menos preparado para su integración con otros equipos industriales. Habitualmente las fuentes láser dedicadas a operaciones de corte o soldadura suelen estar integrados en combinación con manipuladores robóticos o estructuras cinemáticas cartesianas.

Hasta ahora, las fuentes de láser convencionales que operan en modo continuo o CW, han sido rechazadas para las operaciones de texturización, debido a su limitación para trabajar en modo pulsado. Sin embargo, este tipo de equipos son típicamente capaces de funcionar a una frecuencia de ciclo de entre 5 y 50kHz, mientras que dentro de cada ciclo, el porcentaje de tiempo que el láser está encendido puede controlarse mediante el parámetro de ciclo de trabajo o "Duty Cycle". En estos equipos, el régimen de pulsación se alcanza por la conexión y desconexión de la excitación en el resonador, sin almacenamiento de energía. Debido a esta limitación, los láseres CW funcionan habitualmente con impulsos en el rango de ms, que no se consideran lo suficientemente cortos como para aplicaciones de texturizado láser. En cambio, las fuentes láser de pulso corto y ultracorto, son capaces de almacenar la energía en el resonador y utilizan la interferencia de ondas para controlar la salida del

mismo. Así, estos equipos son capaces de alcanzar pulsos con una duración en el rango de ps (10^{-12} segundos) y fs (10^{-15} segundos) con una energía de varios mJ.

Por lo general, en la literatura se considera que para la operación de texturizado de piezas metálicas, la duración del pulso debe estar al menos en el intervalo de ns (10^{-9} segundos). Sin embargo, a diferencia de los láseres cortos y ultracortos, la potencia media disponible en láseres industriales está en el rango de kW. Por lo tanto, a pesar de que se limitan a la duración del pulso relativamente largo, que son capaces de concentrar la energía suficiente para lograr una fusión y la vaporización parcial de material. Además, si la configuración es adecuada, es posible trabajar con pulsos discretos y lograr una eliminación selectiva de material con una zona mínimamente afectada por el calor. En general, los láseres ultracortos proporcionan una eliminación más selctiva de material con mayor precisión y sin apenas daño térmico. Sin embargo, en la práctica, hay algunas aplicaciones en las que la presencia de material fundido, y hasta un mínimo de zona afectada térmicamente, es perfectamente aceptable. Un ejemplo es la generación de cavidades en la superficie que actúan como depósitos de lubricante para mantener un espesor constante de película lubricante [7], donde, tanto las dimensiones como la capa afectada térmicamente son parámetros que presentan cierta tolerancia.

Otro ejemplo de aplicación de cavidades superficiales es el caso de sellos mecánicos, en los que es importante asegurar un ajuste apropiado y un espesor constante de película para evitar un desgaste acelerado. En la bibliuografía es posible encontrar numerosos estudios que analizan el efecto que tienen este tipo de cavidades generadas con láser en el coeficiente de fricción [8]. Un ejemplo recurrente es la utuilización de este tipo de cavidades en los segmentos de los motores de combustión interna para reducir el desgaste de los mismos e incrementar el rendimiento. Los estudios publicados establecen dimensiones ideales para las cavidades superficiales de entre 50 y 150 micras de diámetro y entre 5 y 20 micras de profundidad. [8, 9]. En general, el texturizado para la obtención de dichas cavidades se lleva a cabo utilizando láseres de pulsos cortos, con el consiguiente impacto directo en el precio, y por consiguiente, limitando la aplicación del proceso.

Sin embargo, en otras aplicacione, el objetivo del texturizado es aumentar la rugosidad de la superficie. En la bibliografía es posible hallar aplicaciones para texturizar discos de fricción de los embragues en motores de combustión que emplean tecnología láser. El objetivo es para mejorar el rendimiento de los discos mediante el aumento de la rugosidad de [3]. Por otro lado, en aplicaciones médicas, también se utiliza texturizado láser para aumentar la rugosidad superficial y mejorar la biocompatibilidad de los implantes. En este caso el objetivo es conseguir un texturizado general o ranuras con una orientación determinada que faciliten el crecimiento de tejido y sin contaminación con el material de base. Para este tipo de aplicaciones el material más extendido es el Ti6Al4V y para las operaciones de texturizado se emplean láseres de pulso corto. En lugar de utilizar fuentes Nd:YAG convencionales es común el uso de láseres Nd:YVO4 capaces de llegar a longitudes de onda por debajo de 500 nm [10], mejorando así la absorción de energía en el material.

En el presente trabajo se lleva a cabo un estudio sobre la viabilidad del uso de un láser industrial Nd:YAG de fibra de 1kW operando en régimen pulsado para aplicaciones de texturizado de superficies metálicas. Después de identificar y controlar los parámetros clave del proceso, se han llevado a cabo varias pruebas experimentales con el fin de recrear las cavidades descritas en la literatura para aplicaciones descritas en la literatura, asimismo, se ha explorado la capacidad que tienen este tipo de láseres para el aumento controlado de la rugosidad superficial.

2. Estudio experimental

2.1. Ensayos preliminares

Con el fin de determinar el rendimiento de un láser de fibra convencional en aplicaciones de texturado se han llevado a cabo un conjunto de pruebas experimentales preliminares que han sido evaluadas usando un perfilómetro 3D confocal. Las pruebas han consistido en el texturizado de áreas de 15x15mm sin superposición de pulsos y generando un patrón de impulsos individuales que posteriormente han sido evaluados. La fuente láser empleada ha sido un láser de fibra de 1kW FL010 de Rofin capaz de operar en régimen continuo (CW) y en régimen pulsado con una frequencia máxima de ciclo de 5kHz. El haz láser generado presenta una longitud de onda de 1.060nm y un diámetro mínimo de haz de 100µm. Para el guiado del haz sobre la superficie se ha empleado un cabezal galvanométrico o escáner de Scanlab modelo Hurry Scan 25. Dicho escáner presenta un espacio de trabajo máximo de 120x120mm y su velocidad máxima de escaneo de 10.000 mm/s.

Para evitar variaciones en la absorción de energía en el sustrato debido al ángulo de incidencia del haz láser, todas las pruebas se han llevado a cabo en la zona central del área de trabajo, de modo que los efectos de dispersión de haz y las variaciones en la absorción son despreciables. Los ensayos se han realizado sobre acero para herramientas AISI D2 que ha sido previamente endurecido y rectificado para obtener una superficie homogénea y con el mismo índice de absortividad frente a la longitud de onda del haz. El acero AISI D2 es un

acero para trabajo en frio que se utiliza normalmente para la fabricación de moldes y matrices debido a sus excelentes propiedades mecánicas. Una vez tratado térmicamente, la dureza de la superficie alcanza los 60 HRC, siendo especialmente adecuado para aplicaciones exigentes.

El primer paso llevado a cabo ha sido la identificación de los parámetros clave del proceso que establecen la cantidad de energía suministrada y el tiempo en el que esa energía se transmite al material, determinando a su vez la densidad de energía utilizada. Otro parámetro relevante considerado en los ensayos ha sido el área de superficie procesada en cada pulso. Debido a que la duración del pulso es relativamente alta, es necesario tener en cuenta tanto el diámetro de haz sobre la superficie como la velocidad de avance del haz o velocidad de barrido del escáner, que es la velocidad relativa entre el haz láser y la pieza. En resumen, los parámetros de proceso considerados han sido: Potencia (W), frecuencia de ciclo (Hz), Porcentaje del ciclo de trabajo (%) y la velocidad de avance (mm/s). La frecuencia del ciclo establece la duración en tiempo de cada ciclo, y el porcentaje de ciclo de trabajo establece el porcentaje de tiempo que se enciende el láser para cada ciclo, a partir del cual se puede obtener la duración del pulso. Una de las principales limitaciones de los láseres CW es que el modo pulsado se obtiene mediante el control del mecanismo de bombeo del medio activo mediante el encendido y apagado de los diodos de bombeo, lo que limita la duración mínima de pulso. Así, si la duración del pulso no es lo suficientemente larga, los láseres de CW no son capaces operar lo suficientemente deprisa el sistema de bombeo como para suministrar la potencia nominal y la energía del pulso resultante es sensiblemente inferior a la teórica.

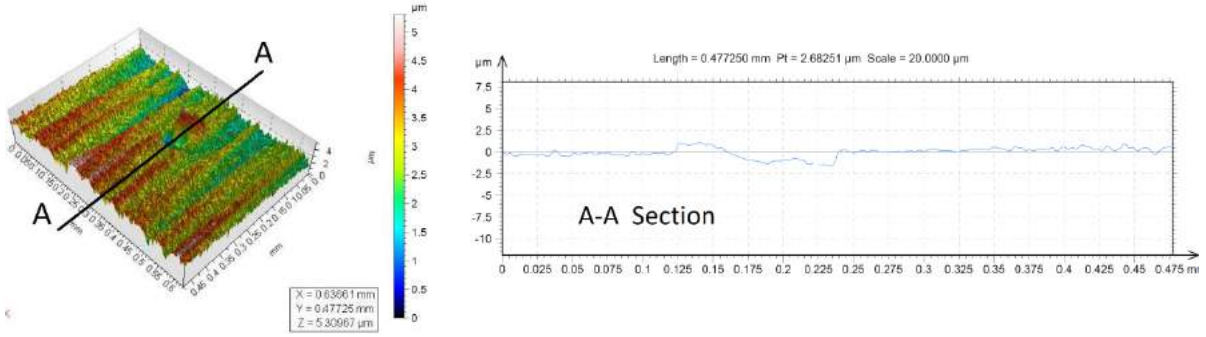
Para cubrir las distintas situaciones posibles se han llevado a cabo ensayos variando los diferentes parámetros de proceso y cubriendo las distintas situaciones. En la Tabla 1 se muestran los parámetros ensayados. En todos los ensayos la velocidad de avance se ha ajustado dependiendo de la duración de impulso para que el área de procesao de superficie en cada pulso sea constante de 0,011mm^2.

Tabla 1: Parámetros de ensayo

Ensayo Nº	Potencia (W)	Frecuencia (Hz)	Avance (mm/s)	Ciclo (%)	Duración de pulso (µs)	Energía de Pulso Teórica (kJ/cm^2)
1	200	50	30	5	1000	1.84
2	200	91	55	5	550	1.01
3	200	1000	300	10	100	0.18
4	250	50	30	5	1000	2.30
5	250	91	55	5	550	1.27
6	250	1000	300	10	100	0.23
7	300	50	30	5	1000	2.76
8	300	91	55	5	550	1.52
9	300	1000	300	10	100	0.28
10	350	50	30	5	1000	3.22
11	350	91	55	5	550	1.77
12	350	1000	300	10	100	0.32
13	400	50	30	5	1000	3.69
14	400	91	55	5	550	2.03
15	400	1000	300	10	100	0.37
16	450	50	30	5	1000	4.15
17	450	91	55	5	550	2.27
18	450	1000	300	10	100	0.41
19	500	50	30	5	1000	4.61
20	500	91	55	5	550	2.53
21	500	1000	300	10	100	0.46
22	550	50	30	5	1000	5.07
23	550	91	55	5	550	2.78
24	550	1000	300	10	100	0.51
25	600	50	30	5	1000	5.53
26	600	91	55	5	550	3.03
27	600	1000	300	10	100	0.55

Los resultados han sido evaluados utilizando un perfilómetro confocal Leica DCM 3D para obtener la topografía 3D, a continuación, a partir de la cual se han extraído los perfiles longitudinales y transversales. En cada prueba, se ha medido el radio y la profundidad, así como la proporción de material de refundido que se ha solidificado en la superficie.

El resultado obtendio ha sido sensiblemente distinto dependiendo de los parámetros seleccionados, desde cavidades con exceso de material fundido hasta marcas en la superficie con casi ninguna penetración. Para pulsos con una densidad de energía teórica por debajo de 0,2kJ/cm^2 y una duración de pulso por debajo de 100µs, no se ha observado ninguna eliminación de material apreciable. La Figura 1 muestra la topografía 3D y la extracción del perfil correspondiente a la prueba 21 que figura en la Tabla 1.

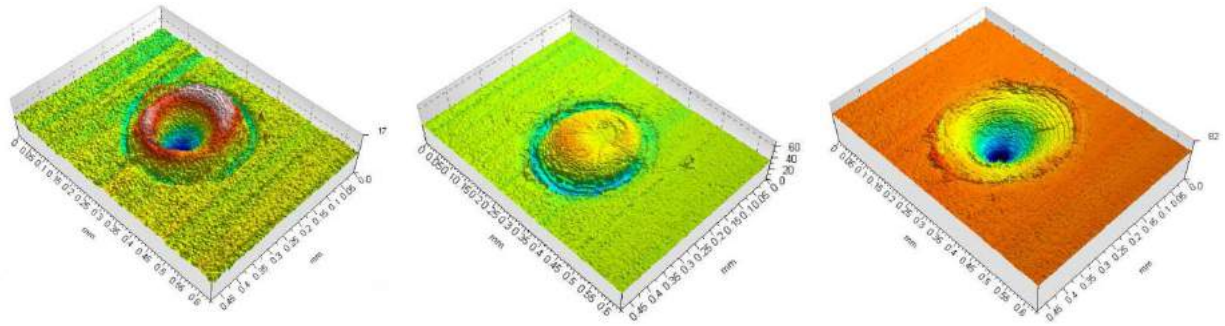


(a) (b)

Figura 1: Pulso obtenido con 0,46kJ/cm^2 (a) y perfil extraido en dirección Norte-Sur (b).

Como se puede apreciar en la Figura 1, la marca del pulso en la superficie es de aproximadamente 100µm anchura, coincidiendo con el diámetro del haz, y presenta una profundidad por debajo de 2,5µm. Asimismo se aprecia algo de material resolidificado en la superficie en forma de rebaba en la zona superficial, si bien la altura máxima de la rebada es de apenas 1µm.

En ensayos con más densidad de energía la proporción de material fundido y resolidificado en el borde del orificio central ha sido más apreciable. Durante el proceso, el material fundido es expulsado y solidifica resultando en una formación de anillo en el borde de la cavidad generada debido al gradiente de temperatura y la presión de retroceso [11] (Figura 2 (a)). Si la densidad de energía de pulso se incrementa, el volumen de material fundido es mayor más alta y puede incluso resolidificar en la propia cavidad cegando la misma y creando una estructura tipo pin en la superficie (Figura 2 (b)). Debido a la relativamente larga duración del impulso, el material se calienta hasta el punto de fusión en un área mayor, así, durante el proceso la presión de retroceso no es lo sufientemente elevada como para expulsar el material y se forma una estructura saliente debido al cambio de volumen debido a los cambios en estructura metalúrgica. Si la densidad de energía es lo sufientemente elevada, la presión de retroceso aumenta y llega a un punto en el que parte del material es vaporizado y otra parte del material que está fundido es expulsado completamente dando lugar a una cavidad como la mostrada en la Figura 2 (c).



(a) (b) (c)

Figura 2: Pulsos obtenidos con 3,69kJ/cm^2 (a) 4,15kJ/cm^2 (b) y 5,53kJ/cm^2 (c)

La Figura 2 muestra el resultado obtenido por pulsos de 1ms con un densidad de energía teórica de 3,69kJ/cm^2, 4,15kJ/cm^2 y 5,53kJ/cm^2 (ensayos 13, 16 y 25 en la Tabla 1). En este caso la duración del pulso es demasiado largo como para vaporizar todo el material y se aprecia gran cantidad de material que ha sido fundido y posteriormente se ha solidificado. En los ensayos 13 y 16, correspondientes a las Figuras 2(a) y 2(b), la profundidad de la cavidad obtenida es menor de lo esperado, estando por debajo de 10 micras en el ensayo 13 y siendo incluso negativa en el ensayo 16. Por otro lado, en el ensayo 25, correspondiente a la Figura 2(c), tal y como ha sido explicado, el material de fundido ha sido expulsado de la cavidad y se ha obtenido como resultado una cavidad relativamente amplia y con forma cláramente cónica. El perfil extraído del ensayo 25 se presenta en

la Figura 3. La cavidad obtenida muestra una zona de mayor diámetro en de la parte superior, con un diámetro de 300µm, y una parte inferior más estrecha con un diámetro inferior a 50 micras, mientras que la profundidad llega hasta 60µm. La forma resultante presenta una geometría con una superficie relativamente limpia considerando el nivel energético y la cantidad de material fundida.

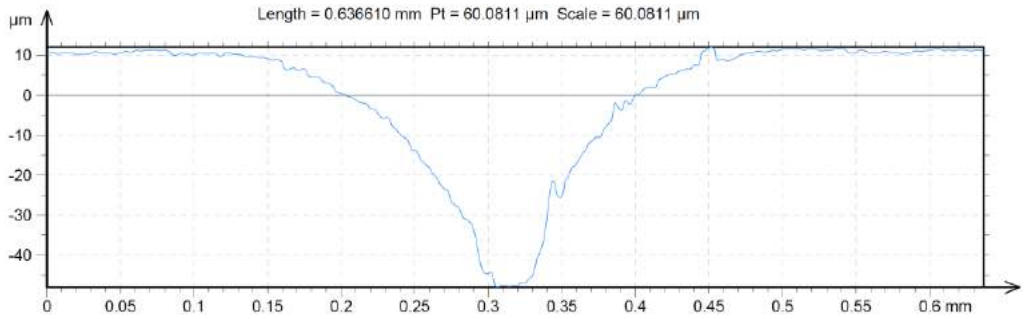
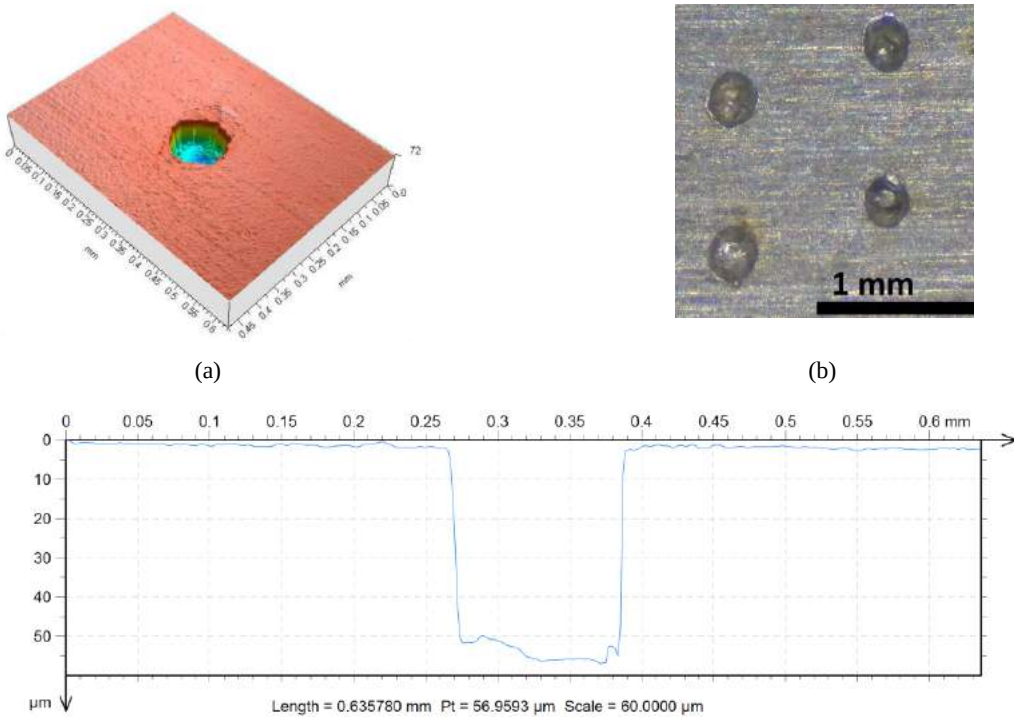


Figura 3: Perfil extraído en el test 25 con una densidad de energía teórica de 5,53kJ/cm^2 (c)

En la bibliografía, el valor de densidad de energía mínimo para operaciones de texturización se considera que está sobre 0,2J/cm^2 con un pulso máximo de 20ns [12]. En este caso, al ser la duración del pulso significativamente más largo, de hasta 1 ms, la densidad de energía mínima necesaria para eliminar el material ha sido significativamente mayor, por lo que el resultado está en el límite de lo que se considera adecuado para el texturizado láser.

Cuando se establecen los parámetros óptimos, el régimen obtenido ha sido satisfactorio con resultado apto para aplicaciones de texturizado donde el objetivo es crear cavidades superficiales para mejorar la lubricación. Así, para una potencia de 600W, con una frecuencia de ciclo de 1kHz, un porcentaje de ciclo de trabajo del 10% y una velocidad de avance de 300mm/s (ensayo 27 en la Tabla 1) el resultado obtenido es muy próximo a la de la geometría objetivo planteadoen la introducción. La Figura 4 muestra el resultado conseguido en este caso.



(a) (b)

(c)

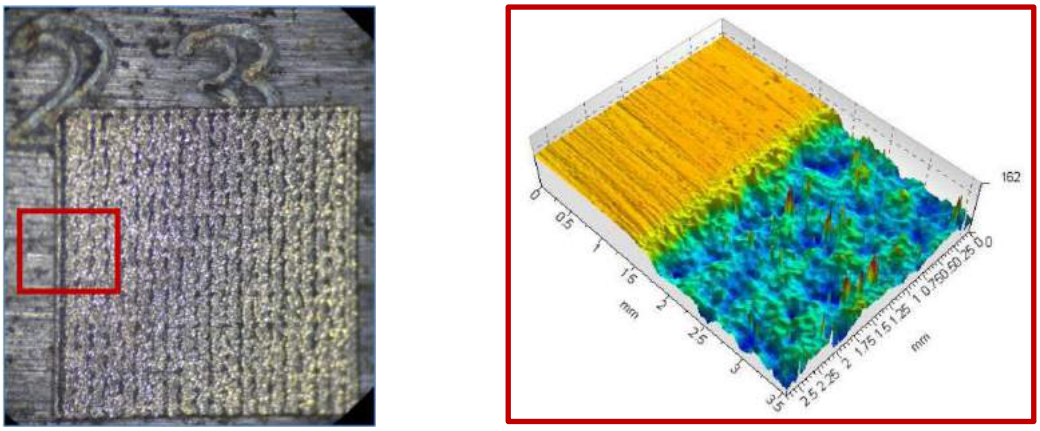
Figura 4: Topografía 3D obtenida con 0,55kJ/cm^2 (a), imagen de la superficie con varias cavidades (b) y perfil extraído (c)

En este caso, con un pulso de 100µs y densidad de energía de 0,55kJ/cm^2 se han obtenido unas cavidades regulares que coinciden con las descritas en la bibliografía. La geometría alcanzada presenta aproximadamente

100µm de diámetro y 50µm de profundidad. En la superficie no se aprecia una presencia significativa de material resolidificado y no hay zonas con distinto grado de fusión dentro de la cavidad, lo que da lugar a un fondo relativamente homogéneo. Aunque inicialmente se esperaba la presencia de alguna variación en el grado de fusión debido a la distribución de energía no uniforme dentro del haz láser, propia de un láser multimodo de estado como el utilizado. A falta de un estudio en mayor profundidad, es factible que dicho resultado haya sido posible gracias a las propias reflexiones del haz dentro de la cavidad. En comparación con los resultados descritos en la Figura 2, los parámetros proporcionan un mejor resultado y una eliminación más selectiva de material. Este punto sugiere alguna relación entre la frecuencia de ciclo y la distribución de energía dentro del haz láser que debe ser estudiado con más detalle.

2.2. Eliminación de material en superficies

Una vez obtenidos los parámetros óptimos para una eliminación selectiva de material, se han llevado a cabo ensayos con el fin de eliminar material en un área de 10x10mm^2. El ensayo se ha llevado a cabo utilizando los parámetros del ensayo 27 en la Tabla 1. La trayectoria ha sido programada utilizando una estrategia de barrido con una superposición del 50% y repitiendo el barrido 10 veces girando 45 grados entre cada barrido. Teniendo en cuenta el número de barridos y la velocidad de avance, el tiempo total de empleado ha sido de 66s, es decir, el tiempo de procesado es de 1cm^2/min. La Figura 5 muestra el resultado de la zona grabada. Cabe señalar que la superficie resultante tiene una elevada rugosidad debido al mecanismo de arranque de material (Figura 5 (b)).



(a) (b)

Figura 5: Texturizado con 0,921kJ/cm^2 (a) y topografía 3D obtenida (b)

La elevada rugosidad viene de la estrategia de superposición seleccionado y podría ser un problema si los requisitos son estrictos en cuanto a la rugosidad de la superficie resultante. En caso de precisar una operación posterior para suavizarla, el proceso de pulido láser puede ser una alternativa factible.Utilizando la estrategia descrita se ha llegado a obtener una penetración de más de 75µm, como se puede ver en la Figura 6

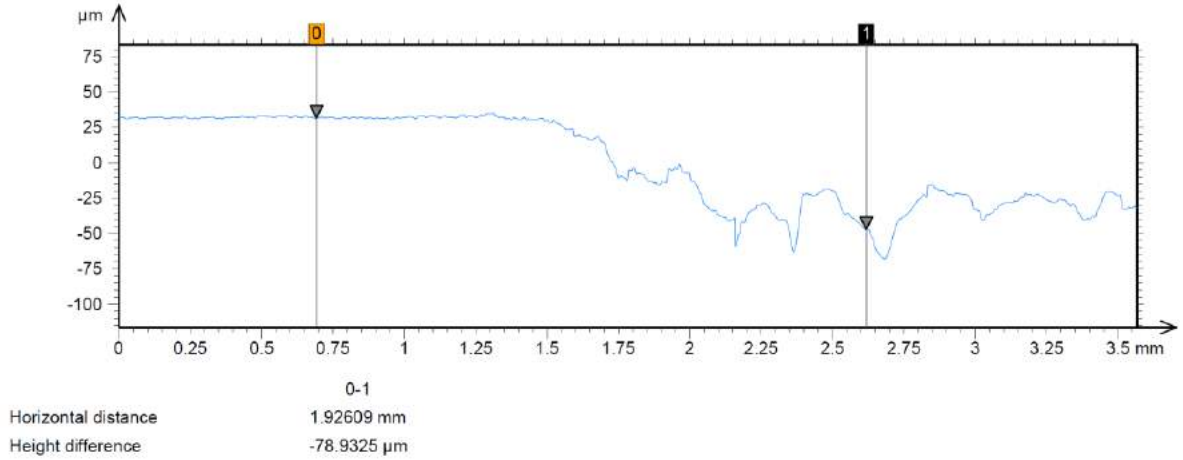


Figura 6: Perfil extraído donde se aprecia la eliminación de material

3. Discusión de resultados

A partir de ensayos experimentales llevados a cabo se puede afirmar que un láser de fibra convencional es adecuado para algunas aplicaciones de texturizado láser. Las pruebas realizadas muestran que hay dos parámetros importantes a tener en cuenta, la densidad de energía y la duración de pulso. Una densidad de energía cercana a los 0.25kJ/cm^2 es lo suficientemente elevada para lograr la eliminación selectiva de material y para conseguir una geometría adecuada. Por otra parte, la duración del pulso tiene un impacto directo sobre el volumen fundido material durante el proceso. En las pruebas, los pulsos de más de 600μs han causado un exceso de volumen de material fundido y resolidificado. En un láser convencional, donde la duración del impulso y la cantidad de energía emitida en cada pulso está limitado por el mecanismo de excitación, es preciso buscar un compromiso. Así, para un láser de fibra de 1kW de Nd:YAG con una frecuencia máxima de ciclo de 5 kHz la combinación de parámetros óptima se ha obtenido para pulsos de 100μs con una densidad de energía teórica de 0.55kJ/cm^2.

Otro factor relevante que afecta de manera significativa la calidad de la superficie texturizada es la configuración multi-modo o configuración mono-modo de la fuente de láser. Un haz mono-modo presenta una distribución de energía gaussiana dentro del haz, mientras que una fuente multi-modo presenta una distribución de energía combinada, donde cada modo proporciona una distribución de energía diferente [13]. La adición de todos estos modos proporciona una distribución de energía tipo Top-Hat, que teóricamente es más uniforme que una distribución gaussiana. Sin embargo, las pruebas llevadas a cabo, con el solape de pasadas, han reflejado que el efecto de una distribución multimodo puede afectar significativamente el resultado si los parámetros no están optimizados. En la Figura 5 la geometría resultante muestra algunas áreas no fundido, debido a este efecto. Este problema puede reducirse al mínimo de dos maneras. En primer lugar con una estrategia de barrido optimizada, y en segundo lugar, con un procesamiento adicional de la zona con el láser operando en régimen de pulido. El pulido láser es un proceso basado en la fusión selectiva de una capa delgada y puede reducir la rugosidad de la superficie resultante hasta el 80% [14]. Cabe señalar también que se ha obtenido una tasa de productividad de 1cm^2/min en el grabado de una superficie. Esta tasa de productividad está en el rango de otras aplicaciones de texturizado láser convencionales [15], pero se puede mejorar trabajando con un mayor diámetro de haz y mediante la optimización de la estrategia de barrido.

En pulsos largos, en el intervalo de 1ms, si la desnidad de energía teórica es de más 3kJ/cm^2 hay un exceso de material fundido que se solidifica resultando en una geometría en forma de anillo que rodea el área de incidencia del haz. En algunos casos, como en el ensayo 16 de la Tabla 1, el material fundido ciega por completo la cavidad y crea un saliente característico sobre la superficie de referencia. Este aumento de volumen de material sugiere una diferencia entre el volumen de material fundido y solidificado. Esto puede explicarse debido a los cambios de tamaño de grano antes y después de la solidificación. Otro punto a considerar es el surco creado alrededor del anillo de material fundido y posteriormente solidificado. Este hecho se puede apreciar en las Figuras 2(a) y 2(b) y puede explicarse debido a la cantidad relativamente grande de material fundido y el elevado gradiente térmico que genera corrientes de convección y desplazamiento de material dentro la masa fundida generada [13]. En este caso se debe analizar con mayor detenimiento el efecto térmico sobre el material y las dimensiones de la zona afectada por el calor (HAZ).

Con algunos parámetros, a pesar de estar lejos de la geometría objetivo inicial, se han obtenido algunas estructuras superficiales interesantes interesantes. Con pulsos largos (1ms) y altas densidades de energía, entre 4,15 y 5.53kJ/cm^2 es posible crear estructuras salientes en la superficie y cavidades relativamente profundas con una zona superior de mayor diámetro que la zona inferior (Figura 2(b) y 2(c)). Este tipo de salientes o cavidades son potencialmente interesantes para aplicaciones como uniones de materiales disímilares y su mecanismo de formación debe ser estudiado en profundidad.

4. Conclusiones

Se ha empleado un láser de fibra convencional de 1kW con una frecuencia máxima de ciclo de 5 kHz para aplicaciones de texturado. En condiciones óptimas las cavidades resultantes presentan una forma regular con 100μm de diámetro y profundidad 50 micras, que coincide las dimensiones óptimas descrito en la bibliografía para aplicaciones de texturizado para la reducción de la fricción. La densidad de energía del pulso y la duración del pulso son los parámetros clave en el proceso. En los láseres convencionales, pulsos más largos de 1ms generan un área con una fusión excesiva y una amplia zona afectada por el calor, así como material resolidificado en la superfie. Los mejores resultados se han obtenido para pulsos de 100μs con una densidad de energía de 0.55kJ/cm^2. Con estos parámetros las cavidades presentan una forma muy regular con áreas mínimas de material resolidificado. Los ensayos llevados a cabo han mostrado que el resultado final está limitado por la baja densidad de energía en pulsos debajo 100μs y la distribución de energía irregular si la configuración de la

fuente de láser es multimodo. Asimismo, los resultados muestran que es posible eliminar el material utilizando selectivamente una fuente de láser de pulso largo, en los ensayos de grabado para la eliminación selectiva de material se ha obtenido una topografía irregular en la superficie resultante que requiere otra operación de acabado en régimen láser pulido. A pesar de que los resultados han sido exitosos, debido a las condiciones de procesamiento, principalemnte cuando existe una fusión de material significativa, es necesario llevar a cabo un estudio térmico para evaluar la zona afectada térmicamente y la estructura metalúrgica cerca de las zonas procesadas.

5. Agradecimientos

Este trabajo ha sido llevado a cabo con la ayuda de financiación recibida de la UPV/EHU en el programa UFI 11/29.

6. Referencias

[1] D. He, S. Zheng, J. Pu, G. Zhang, L. Hu. Improving tribological properties of titanium alloys by combining laser surface texturing and diamond-like carbon film. Tribology International, 82 PartA (2015), 20-27.

[2] L. Hao, J. Lawrence, L.li. Manipulation of the osteoblast response to a Ti–6Al–4V titanium alloy using a high power diode laser. Applied surface Science, 247 (2005), 602-606.

[3] A. Dunn et al. Nanosecond laser texturing for high friction applications. Optics and Lasers in Engineering, 62 (2014),9-16.

[4] A.M. Emelyanenko, F.M. Shagieva, A.G. Domantovsky, L.B. Boinovich. Nanosecond laser micro- and nanotexturing for the design of a superhydrophobic coating robust against long-term contact with water, cavitation, and abrasion. Applied Surface Science, 332 (2015), 513-517.

[5] V. Iyengar, B.K. Nayak, M.C. Gupta. Ultralow reflectance metal surfaces by ultrafast laser texturing. Applied Optics, 49 (2010), 5983-5988.

[6] C. Hallgren et al. An in vivo study of bone response to implants topographically modified by laser micromachining. Biomaterials, 24 (2003), 701-710

[7] I. Etsion & E. Sher. Improving fuel efficiency with laser surface textured piston rings. Tribology International, 42 (2009), 542-547

[8] L.M. Vilhena, B Podgornik, J. Vizintin, J, Mozina. Influence of texturing parameters and contact conditions on tribological behaviour of laser textured surfaces. Meccanica, 46 (2011), 567-575

[9] A. Kovalchenko, et al. The Effect of Laser Texturing of Steel Surfaces and Speed-Load Parameters on the Transition of Lubrication Regime from Boundary to Hydrodynamic. Tribology Transactions, 47 (2004), 299-307

[10] P. Ulerich, et al. Modifications of Ti-6Al-4V Surfaces by Direct-Write Laser Machining of Linear Grooves. Proc. of SPIE, 6458 (2007)645819-1

[11] J.L. Zou, Y. He, S.K. Wu, T. Huang, R.S. Xiao, Experimental and theoretical characterization of deep penetrationwelding threshold induced by 1μm laser, Applied Surface Science 357 (2015), 1522–1527

[12] E. Toyserkani & N. Rasti. Ultrashort pulsed laser surface texturing. Laser Surface Engineering. Ed. Woodhead Publishing (2015), 441-453

[13] A. Fardad. High-power multi-mode laser to single-mode pump conversion. Optics Communications, 259 (2006), 631–635

[14] E. Ukar, A. Lamikiz, L.N. López de Lacalle, D. del Pozo, J.L. Arana. Laser polishing of tool steel with CO2 laser and high-power diode laser. Int. J. Machine Tools & Manufacture, 50 (2010), 115-125.

[15] E. Toyserkani, N. Rasti. Ultrashor pulsed laser surface texturing. Laser surface engineering, Woodhead Publishing, Ed. J. Lawrence and D.G.Waugh (2015), 441-453.

Estudio comparativo del comportamiento térmico de diferentes disipadores de calor para impresoras 3D a través de MEF

R. Jerez Mesa[1], G. Gómez Gras[2], V. Plana García[3], J.A. Travieso Rodríguez[4], J. Llumà Fuentes[5]

[1]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. ramon.jerez@upc.edu

[2]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. giovanni.gomez@upc.edu

[3]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. victoria.pl.ga@outlook.com

[4]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. antonio.travieso@upc.edu

[5]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Cª de Materiales e Ingª Metalúrgica. jordi.lluma@upc.edu

Las impresoras 3D de código abierto han experimentado una rápida expansión durante los últimos años, protagonizando una verdadera revolución a niveles doméstico y educativo, y ocupando nuevos nichos de mercado como tecnología de fabricación más allá de su aplicación histórica reducida al ámbito industrial. Este artículo centra su análisis en una de las partes de estos dispositivos, a saber, el cabezal extrusor, y tiene como objetivo estudiar su comportamiento térmico comparando la eficacia y funcionamiento de tres diferentes soluciones geométricas de su disipador de calor. La primera se corresponde con un extrusor comercial, mientras que las otras dos han sido fabricadas en el taller de la universidad. Por otro lado, se incluye en el análisis la variación del caudal de refrigeración del ventilador acoplado a dichos disipadores. En conjunto, ambos componentes son responsables de la disipación convectiva de calor que asegura la conservación de los elementos estructurales de la máquina. Para ello, se ha elaborado un modelo de elementos finitos que representa el perfil de temperaturas de los tres extrusores analizados en estado estacionario. Estos resultados análiticos son posteriormente comparados con el perfil real de temperaturas, elaborado con resultados reales medidos a través de un montaje experimental.

1. Introdución

La impresión 3D es uno de los principales vectores de innovación en el campo de las tecnologías de fabricación a nivel mundial. Se trata de un término genérico empleado para denominar cualquier proceso de fabricación aditivo o capa a capa, esto es, un conjunto de técnicas empleadas para obtener piezas finales o prototipos a partir de un archivo CAD por adición progresiva de un material en bruto. La estereolitografía, el *laminated object manufacturing* (LOM) o el *fused deposition modeling* (FDM) son algunos de estos procesos. La principal diferencia entre ellos es el estado del material bruto empleado, su estado de agregación inicial, y la manera en que es procesado para ser introducido en la máquina [1]. La principal ventaja de estos sistemas es que permiten fabricar piezas personalizadas de geometría más o menos compleja, para aplicaciones específicas en un corto período de tiempo [2]. El potencial de los sistemas de impresión 3D para conseguir geometrías complicadas, inviables mediante otras técnicas, y la posibilidad de procesar materiales biocompatibles, la posiciona como tecnología de referencia para desarrollo de negocios [3] y la promoción de áreas estratégicas de desarrollo como es la bioingeniería [4].

De todas las tecnologías de fabricación aditiva, la de FDM ha insipirado recientemente iniciativas en código abierto para desarrollar dispositivos de impresión capaces de satisfacer la necesidad de usuarios en contextos no industriales [5]. La FDM se basa en extruir un filamento caliente de un material termoplástico (habitualmente ABS, PLA y PC, entre otros) mediante un cabezal extrusor. Dicho componente está montado en un sistema motorizado, que operado a través de un código de control numérico, se desplaza según un patrón preconcebido. Durante este movimiento, el sistema alimenta material semifundido, conformando así la geometría de la capa en cuestión. Cuando esta capa es completada, el cabezal extrusor asciende una altura determinada, y la siguiente capa comienza a ser depositada [6].

Las primeras impresoras 3D de sobremesa fueron desarrolladas por un grupo liderado por el profesor Adrian Bowyer, en la Universidad de Bath, dando lugar a la iniciativa *Replicating Rapid Prototyper*,también conocida como RepRap. El resultado de este proyecto fue un diseño abierto de impresora 3D autorreproducible, publicando

en la red los componentes y los sistemas de funcionamiento en que se basa el sistema [7]. A lo largo de los años, la accesibilidad a la información sobre impresoras 3D de código abierto ha aumentado gracias a la contribución de usuarios innovadores y *spin-offs* inspirados en la iniciativa RepRap [8]. Como consecuencia de este hecho, la impresión 3D se ha expandido rápidamente a nivel doméstico, hecho también que se ha reforzado por el bajo precio por el que se pueden adquirir los dispositivos de este tipo. La adopción de la impresión 3D por parte de usuarios no industriales también ha llegado al ámbito de los centros educativos, donde se emplea como recurso de innovación educativa de manera satisfactoria [9]. Junto con el desarrollo de aspectos técnicos sobre impresoras 3D de código abierto, otros aspectos económicos ligados al proceso han sido estudiados, definiendo métodos para calcular el coste que supone fabricar piezas con las mismas [10,11].

A pesar del crecimiento del conocimiento que la comunidad ha impulsado durante los últimos años, y que ha favorecido de manera indiscutible la expansión de la impresión 3D, la falta de conocimiento corroborado a nivel científico-técnico para las estapas críticas del proceso, como la del mecanismo de extrusión en caliente, es notable. Algunas soluciones técnicas para dichas fases particulares han sido resueltas combinando componentes comerciales sin un estudio concreto del funcionamiento, sino basándose en prácticas empíricas de carácter amateur. Sin embargo, para que las impresoras 3D RepRap puedan convertirse en sistemas de fabricación de sobremesa robustos y confiables, estos aspectos deben ser estudiados y caracterizados desde un punto de vista de ingeniería.

Este artículo trata sobre una de las subfases dentro del proceso térmico implicado en un proceso de fabricación FDM. La historia térmica de las piezas fabricadas y el comportamiento del sistema FDM es un aspecto crítico para determinar sus propiedades mecánicas. Varios investigadores han demostrado que dichas características dependen íntimamente de la fortaleza de los enlaces entre filamentos depositados, consecuencia justamente del proceso de extrusión en caliente [12,13]. Por otro lado, la deformación residual es un defecto a menudo presente en piezas FDM. La deformación observada en estas piezas es causada principalmente por las tensiones residuales adquiridas durante la extrusión en caliente del material, y son consecuencia del comportamiento término del sistema [14]. Aunque la estrategia de deposición de material es altamente influyente en los resultados, profundizar en el comportamiento térmico del cabezal extrusor, sin tener en cuenta su traslación a lo largo y ancho del volumen de fabricación, es un paso ineludible para mejorar la precisión dimensional y la resistencia mecánica de las piezas fabricadas con FDM [15].

En este sentido, diversos autores han desarrollado modelos matemáticos que permiten comprender el comportamiento mecánico del proceso de FDM. Bellini et al. (2004) desarrollaron un modelo matemático para predecir el comportamiento de los extrusores, deduciendo una función de transferencia que explica el proceso [16]. Otros autores han concentrado sus esfuerzos de investigación en definir un modelo de elementos finitos en dos dimensiones para predecir la posición del frente de semifusión dentro de un modelo concreto de extrusor, prediciendo la caída de presión debida al cambio de estado y flujo viscoso del material. Estos resultados fueron confirmados experimentalmente [17,18]. Sin embago, los autores referenciados no tratan la evolución de la tempertura externa del cabezal extrusor a lo largo del proceso de fabricación, y su impacto en las partes fisicas de la máquina, como es el objetivo de esta contribución.

El proceso térmico en un sistema FDM tiene lugar en el licuefactor o cabezal extrusor, donde se produce la entrada del material, su posterior calentamiento y extrusión facilitada por un sistema contínuo de alimentación del material. El material en bruto es introducido habitualmente a través de un sistema de fricción activado por un motor conectado a la placa base de la impresora, y con suficiente fuerza como para superar las presiones necesarias para hacer pasar el material semifundido por la punta del extrusor. A medida que el material desciende, su temperatura aumenta por encima de su temperatura de transición vítrea, y es finalmente extruído. Un conjunto de termopares y termistores monitorizan la temperatura del sistema, con el fin de mantener la temperatura de la punta del extrusor lo más constante posible a través de un sistema de retroalimentación operado por una placa Arduino de código abierto. Las especificaciones de temperatura deben cumplir con dos condiciones. Primero, la temperatura en la punta del extrusor debe ser mantenida lo más constante posible para asegurar el flujo del material, y no bloquear así el orificio de salida. En segundo lugar, la temperatura exterior de extrusor debe ser reducida a lo largo de su cuerpo, y debe alcanzar una temperatura lo más próxima posible a la temperatura ambiente en su parte más alta. Esto es necesario para garantizar que los elementos estructurales de la impresora fabricados en PLA o ABS no sean dañados por exceso de temperatura, y no comprometan la estabilidad del sistema de fabricación. Por este motivo, los extrusores de las impresoras 3D tienen diferentes mecanismos para prevenir la conducción de calor hacia su parte superior.

Así, puede afirmarse que el rendimiento perfecto de una impresora se daría en el momento en que toda esa energía calorífica liberada por la resistencia se utilizará en su totalidad para fundir el filamento, pero en la realidad todo ese calor se disipa por efecto conjugado de convección y conducción hacia el resto de la estructura de la impresora. Este exceso de temperatura puede llegar a generar graves problemas en las impresoras autoreproducibles. Hay que

pensar que muchos componentes autorreproducibles están fabricados de materiales como el PLA, que comienza a deformarse plásticamente a temperaturas cercanas a los 35º. En esta contribución, se compara el comportamiento térmico de tres extrusores basados en el mismo sistema, pero cambiando el método por el cual se produce disipación de calor por convección, para evaluar la mayor o menor idoneidad de cada uno de ellos a nivel de durabilidad y fiabilidad de una impresora 3D. Para ello, se ha diseñado un modelo de elementos finitos que, al ser comparado con valores tomados en condiciones reales, permitirá extraer conclusiones a este respecto.

2. Modelo de elementos finitos

2.1. Geometría del modelo

La figura 1 muestra la estructura fundamental de los extrusores considerados para este estudio. Todos ellos se componen de cuatro partes diferenciadas:

- Bloque térmico. En él se aloja la resistencia encargada de generar el flujo térmico y el termistor que permite monitorizar los valores de temperatura, y que ayuda al sistema a regular la tempertura prefijada a través del programa de gestión de la impresora. Este bloque está fabricado en aluminio AW-3003-h18, con alta conductividad térmica para asegurar el correcto flujo de calor, y se acopla al extrusor por unión roscada para transmitir el calor con las menos pérdidas posibles.
- Extrusor. Fabricado en bronce EN CW614N para facilitar el deslizamiento interior del material semifundido, y el calentamiento por transmisión desde el bloque calefactor. Al que se une mediante una rosca . El filamento se alimenta al sistema con un diámetro inicial de 2,88 mm. A su salida, el material extruido puede llegar a un diámetro final de 0,3 mm, según la boquilla escogida por el usuario. De esta manera, variando el diámetro del extrusor se puede controlar el diámetro del material de salida.
- Barrera de calor. Se trata de un cilindro roscado que sirve de unión entre el bloque térmico y el disipador y a través del cual pasa el filamento de camino al extrusor. Su función es la de frenar el avance del frente térmico a lo largo del extrusor, por lo que es la primera medida que previene el sobrecalentamiento del sistema. El material de la barrera de calor es una aleación de acero de baja conductividad térmica (41 W/mK).
- Disipador. Fabricado en aluminio AW-3003-h18, es una estructura ligera aleteada que facilita la disipación de calor por convección forzada. Es pues, el segundo mecanismo por el cual se frena el aumento de la temperatura en los puntos más próximos del extrusor a la estructura de la impresora. En este trabajo, se prueban tres configuraciones diferentes de la geometría de las aletas.

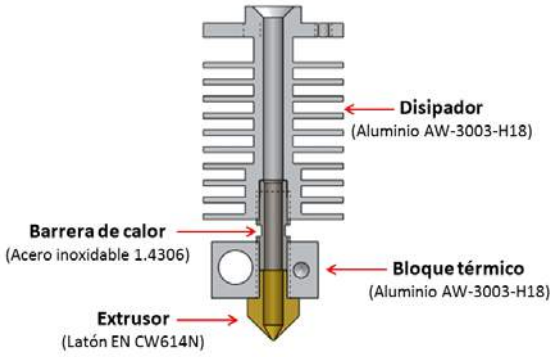


Figura 1: Estructura constructiva fundamental de los extrusores analizados. El elemento que es objeto del estudio, y es analizado en tres diferentes geometrtías es el disipador de calor intermedio.

Las tres diferentes configuraciones de los extrusores están representadas en la figura 2. El BCNozzle es el extrusor comercial fabricado por BCN3D Technologies. Se trata de un cuerpo aleteado, cuyas aletas tiene forma de planos circulares de 1 mm de espesor y están separadas a 2 mm entre ellas. El Twist3D+ y el X-Truder han sido de concepción propia. El primero es una variación del Twist3D, que estaba formado por dos superficies helicoidales desfasadas 180º como superficie de disipación, con el fin de hacer más turbulento el flujo de aire entre ambas. El empleado en este trabajo es una variación con una única superficie helicoidal de 1 mm de espesor y 3 mm de paso de la hélice. Por último, el X-Truder tiene una estructura similar el BCNozzle, cambiando las dimensiones del aleteado. En este caso, cada aleta tiene un espesor de 2,5 mm, y están separadas entre sí a la misma distancia.

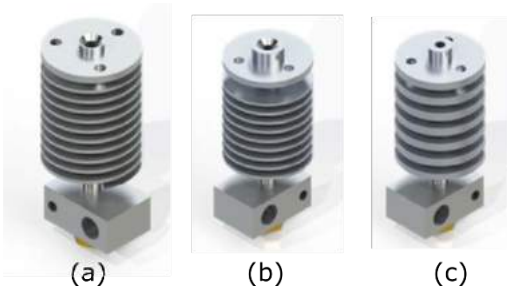


Figura 2: Vista renderizada de los tres disipadores de calor analizados. (a) BCNozzle, de BCN3D Technologies. Geometrías diseñadas por los autores, (b) Twist3D+ y (c) X-Truder.

En el modelo, la geometría ha sido definida mediante el software Solidworks, y ha sido importada mediante el módulo *LiveLink* de *Comsol Multiphysics*, haciendo así la gestión de la geometría en tiempo real lo cual hace menos complejo el problema. Los materiales han sido asignados según se ha indicado, haciendo uso de la biblioteca de materiales de *Comsol Multiphysics*.

2.2. Modelización de la convección forzada

Se han definido una serie de dominios aéreos alrededor de los sólidos del modelo, para representar los fenómenos de convección térmica que permiten la activación del ventilador de refrigeración acoplado al sistema. Así, en este trabajo se analiza también la interacción de diferentes caudales de aire con las tres geometrías de disipador descritas. El microprocesador con el que se opera la impresora emplea una función PWM (*pulse-width modulation*, o modulación por anchos de pulso) para controlar la energía que se proporciona a una carga modificando el proceso de trabajo de una señal digital cuadrada. Ambas variables se pueden regular directamente mediante cualquier software enfocado a la gestión de la impresora. Sin embargo, no permite regular directamente el caudal de aire, sino que este control se lleva a cabo fijando porcentajes de operación. Como alternativa, Jerez-Mesa et al. (2016) [19] definieron una relación discreta entre la función PWM y la velocidad del flujo de aire, que se emplea en este trabajo para evaluar el comportamiento del sistema a velocidades de aire 10 y 20 m/s.

2.3. Ecuaciones constitutivas del modelo

Las ecuaciones que gobiernan la física del problema en el régimen estacionario se corresponden con la ecucación de continuidad (ecuación 1) y la de Navier-Stokes para fluidos newtonianos (ecuación 2), en el caso de los dominios del modelo constituidos por aire [20,21].

$$\nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \tag{1}$$

donde ρ es la densidad del fluido y $\mathbf{u}$ es la velocidad del fluido.

$$\rho(\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^{\mathrm{T}}) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I}\right) + \mathbf{F} \tag{2}$$

donde p es la presión del fluido, μ es la viscosidad dinámica, $\mathbf{I}$ es la matriz identidad, T es la temperatura y $\mathbf{F}$ son las fuerzas externas aplicadas sobre el fluido.

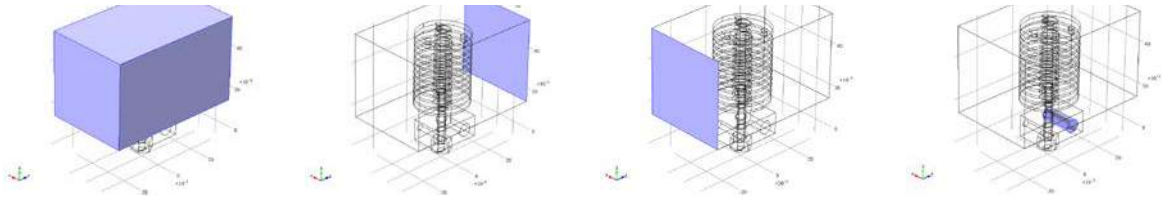
Para los dominios sólidos, el modelo resuelve la ecuación de la energía (ecuación 3)

$$\rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) + \dot{Q} \tag{3}$$

donde C_p es la capacidad calorífica a presión constante, k es la conductividad térmica y Q es el flujo de calor.

2.4. Condiciones de contorno y valores iniciales

El modelo se ha definido en tres dimensiones, dado que el extrusor Twist3D+ no presenta la posibilidad de definir simetría de ningún tipo en común con las otras dos geometrías. Esto aumentará el tiempo de procesado del modelo, pero permitirá que los resultados entre los tres extrusores puedan ser comparados. P, se toma la hipótesis de no deslizamiento del aire sobre las paredes del sólido, esto es, la velocidad del aire en contacto con el extrusor es nula. Por último, se considera que el modelo está aislado térmicamente, y que el flujo de aire entrante lo hace a temperatura ambiente de 20ºC. La figura 3 resume algunas de las condiciones de contorno tomadas para definir el modelo.



(a) (b) (c) (d)

Figura 3: Condiciones de contorno impuestas al modelo. (a) volumen de control del aire que rodea el extrusor (b) superficie de flujo de entrada de aire. (c) superficie de flujo de salida de aire. (d) superficie de flujo de calor de entrada, que modela la resistencia instalada físicamente dentro de bloque térmico.

2.5. Convergencia del mallado

El proceso de mallado de los modelos es uno de los puntos más críticos de una simulación computacional después de una buena definición de las condiciones iniciales y de contorno. Sin embargo, también conlleva un incremento de la dificultad de cálculo y, por tanto, un aumento del tiempo de simulación. Es por ello que es importante definir una malla que permita la realización de los cálculos en un tiempo razonable pero con resultados válidos.

Para determinar el tamaño de malla a utilizar se ha realizado un estudio de convergencia considerando válido un error relativo del 2% entre dos mallas. Así, se han definido cinco tamaños de malla: extremadamente gruesa, más gruesa, normal, fina, más fina. En la figura 4 se muestran los resultados de la convergencia obtenida y el tiempo de cálculo que ha sido necesario para cada una de las simulaciones, para las cuatro diferentes cotas consideradas en el modelo, y una velocidad de ventilador del 10%. Como se puede ver, la malla normal es aquella en la que los errores relativos para todas las cotas consideradas son menores del 2%, y es la que se toma por tanto para analizar el modelo.

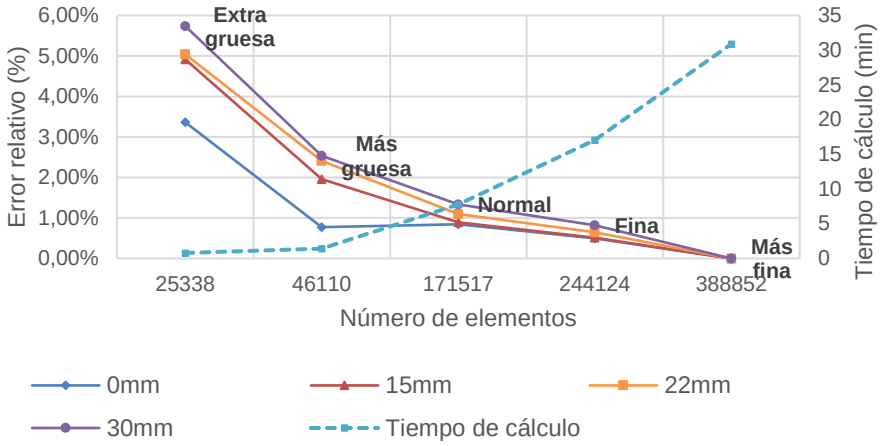
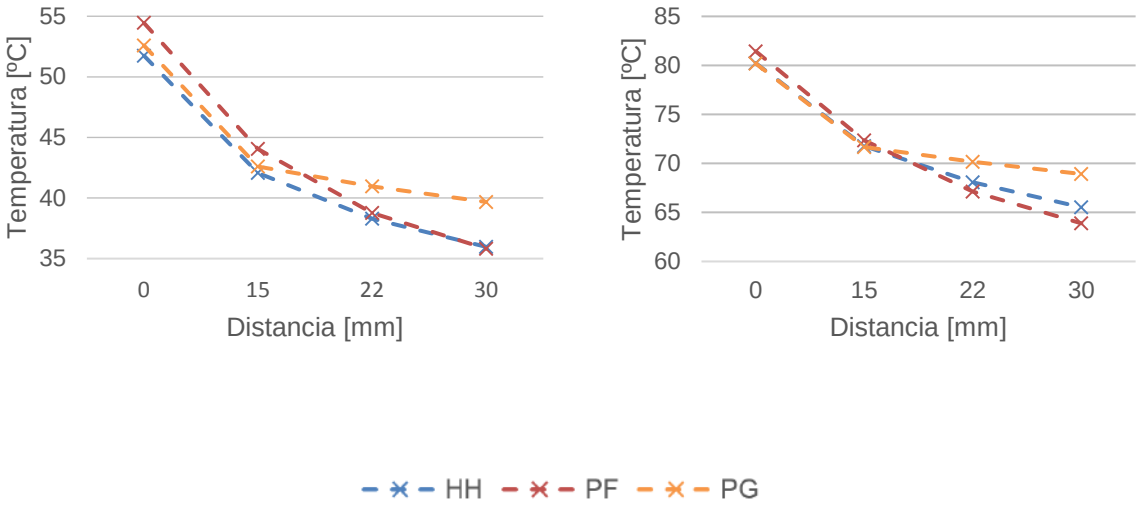


Figura 4: Representación gráfica del estudio de convergencia del mallado del modelo de elementos finitos para las diferentes cotas analizadas.

Los resultados obtenidos al analizar los tres modelos se representan en la figura 5, para velocidades del caudal de aire de 0,70 y 0,25 m/s. La cota 0 mm se corresponde con el punto inferior del cuerpo disipador, inmediatamente por arriba de la barrera de calor de acero inoxidable, mientras que los 30 mm se corresponden con el punto superior del disipador, en contacto con el sistema de soporte de la impresora. Como puede verse el comportamiento es similar en ambos casos, pese a que, como cabía esperar, un flujo de aire mayor genera menores temperaturas en el cuerpo disipador por hacer más intenso el fenómeno de convección forzada. Los tres disipadores analizados parecen tener un comportamiento similar en la primera etapa, mientras que el comportamiento es divergente a partir de la cota de 15 mm. A partir de ese punto, el disipador con aletas cilíndricas gruesas consigue, según el modelo, disminuir la temperatura en menor medida. Los otros dos tienen un comportamiento similar, llegando el Twist3D a los 64ºC de temperatura mínima en el punto más alto del cuerpo disipador.



(a) (b)

Figura 5: Resultados del modelo computacional definido para los tres extrusores. (a) con velocidad del ventilador de 0,70 m/s (20% de la función PWM). (b) con velocidad 0,25 m/s (10% PWM)

3. Validación experimental del MEF

El experimento descrito a continuación se relizó para registrar la temperatura en la superficie de los disipadores estudiados en puntos equidistantes distribuidos a 0, 15, 22 y 30 mm a lo largo del cuerpo disipador, como se ha explicado en el apartado anterior. Se han llevado a cabo varias repeticiones de los experimentos para las dos situaciones analizadas de ventilador a 10% y 20%, siguiendo un montaje que se muestra en la figura 6. Como puede verse, la impresora ha sido comandada mediante el programa libre Repetier-host, y las temperaturas han sido medidas mediante termopares tipo K, y el software de adquisición de datos PicoLog.

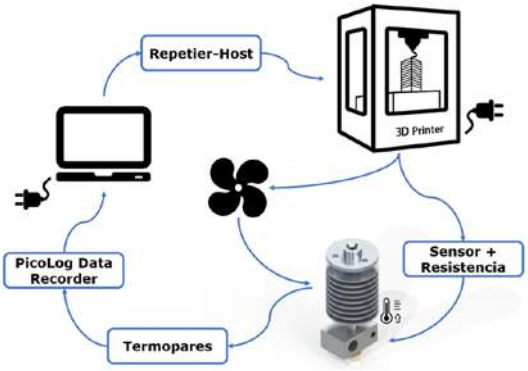
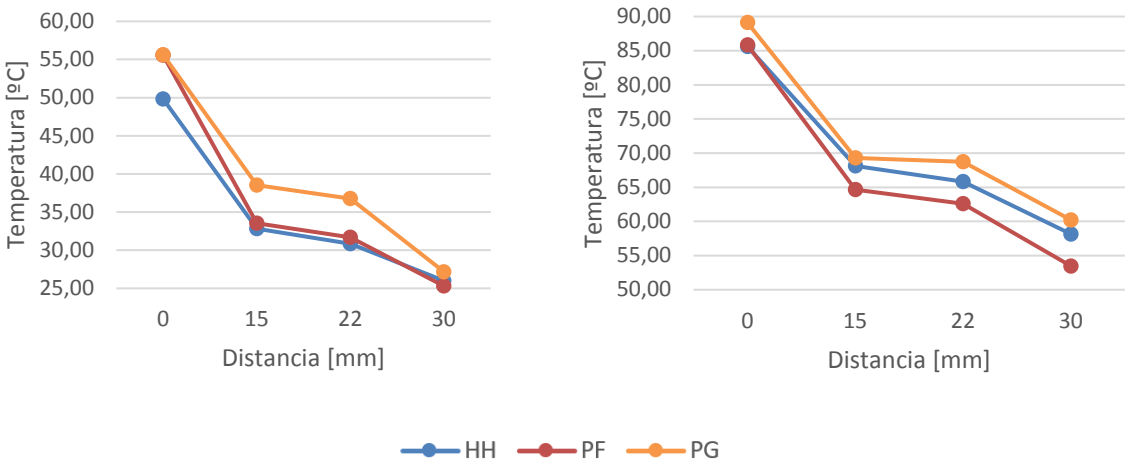


Figura 6: Esquema del montaje experimental.

Los resultados obtenidos pueden verse en la figura 7. Además de la información gráfica, los resultados han sido tratados con el método de Tukey, a través del software Minitab, que permite relizar un ANOVA cruzado para determinar diferencia estadística significativa entre más de dos conjuntos de datos simultáneamente (tabla 1). En el caso del funcionamiento del ventilador al 10%, se puede determinar una diferencia significativa en el punto superior de la pieza. El modelo BCNozzle es el que más calor logra disipar, al contrario de los otros dos que, además, son estadísticamente iguales. Además, el punto correspondiente a 22 mm de altura para el 10% del ventilador también muestra valores de temperaturas para los tres disipadores son estadísticamente diferentes. Para el resto de casos simpre hay al menos una igualdad estadística.

Para la velocidad de 20%, los resultados revelan una mayor diferencia significativa del disipador X-Truder en los puntos centrales del mismo, pese a que el resultado final muestra una mayor uniformidad de temperaturas en el punto superior. Esta información que puede ser extraída gráficamente es confirmada por los datos estadísticos extraidos de la aplicación del método de Tukey, expuestos en la tabla 1.



(a) (b)

Figura 7: Perfil de temperaturas en los tres modelos de disipador, medidos experimentalmente. (a) Con velocidad del ventilador de 0,70 m/s (20% de la función PWM). (b) Con velocidad 0,25 m/s (10% PWM)

Tabla 1: Resumen de resultados del método de Tukey aplicado a los casos de estudio.

	v = 10%				v = 20%			
Disipador	**0 mm**	**15 mm**	**22 mm**	**30 mm**	**0 mm**	**15 mm**	**22 mm**	**30 mm**
HH	B	A	B	A	B	B	B	A
PF	B	B	C	B	A	B	B	A
PG	A	A	A	A	A	A	A	A

4. Conclusiones

En este artículo se han comparado tres geometrías de disipador de calor en un extrusor de impresora 3D, asistidos por dos niveles diferentes de caudal de aire en un proceso de convección forzada para su enfriamiento. El análisis ha sido llevado a cabo combinando un modelo teórico resuelto a través del método de los elementos finitos, combinado con la medida en un contexto real mediante un montaje experimental de termopares acoplados al extrusor. En vista a los resultados obtenidos, pueden extraerse las siguientes conclusiones:

1. Los tres modelos de extrusor estudiados muestran diferencias significativas en su funcionamiento, tanto en el modelo teórico como en el caso experimental real, siendo los modelos BCNozzle y Twist3D los que dan lugar a menores temperaturas en el punto superior del cuerpo del extrusor.

2. El modelo de elementos finitos definido es muy conservador si se compara con las medidas de temperatura tomadas en el montaje experimetnal, en tanto que da lugar a temperaturas más de 10ºC más altas. Esto puede deberse a la imposición de la condición de aislamiento térmico del volumen de control alrededor del extrusor, que hace que el calor sólo pueda salir del modelo por convección forzada.

3. Los resultados obtenidos con el extrusor asistido por el ventilador al 10% de velocidad revela mayor variabilidad de los datos, y por tanto puede decirse que empleando una velocidad más alta para la convección se pueden obtener resultados más uniformes y estables en el tiempo, así como conseguir que los extrusores trabajen a regímenes más similares. Además, el uso del ventilador al 20% de velocidad permite obtener perfiles de temperaturas en general cercanos a los 25ºC por debajo del perfil del proceso refrigerado con velocidad 10%.

4. Si se fija una velocidad del ventilador del 20% para el proceso de impresión, el disipador de aletas gruesas, o PG, se presenta como la mejor solución técnica por su mayor facilidad y rapidez de fabricación, y por obtener resultados estadísticamente iguales que los otros dos disipadores considerados en el estudio.

5. Referencias

[1] H. Bikas, P. Stavropoulos, G. Chryssolouris. Additive manufacturing methods and modelling approaches: a critical review, International Journal of Advanced Manufacturing Technologies, (2015) 1-17.

[2] B. Berman. 3-D printing: The new industrial revolution, Business Horizons, 55(2), (2012), 155-162.

[3] T. Rayna, L. Striukova. From rapid prototyping to home fabrication: How 3D printing is changing business model innovation. Technology Forecasting and Social Change, 102, (2016), 214-224.

[4] S.H. Huang, P. Liu, A. Mokasdar, L. Hou. Additive manufacturing and its societal impact: a literature review, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 67(5-9), (2013), 1191-1203.

[5] D. Günther, B. Heymel, J.F. Günther, I. Ederer. Continuous 3D-printing for additive manufacturing, Rapid Prototyping Journal, 20(4), (2014), 320–327.

[6] N. Turner, B. Strong, S.A. Gold. A review of melt extrusion additive manufacturing processes: I. Process design and modeling, Rapid Prototyping Journal, 20(3), (2014), 192–204.

[7] Wiki del Proyecto RepRap. www.reprap.org. Visitado por última vez el 08/05/2015

[8] J. Kentzer, B. Koch, M. Thiim, R.W. Jones, E. Villumsen. An open source hardware-based mechatronics project: The replicating rapid 3-D printer. 4th International Conference on Mechatronics, Kuala Lumpur, Malaysia, (2011).

[9] V. Kostakis, V. Niaros, C. Giotitsas. Open source 3D printing as a means of learning: An educational experiment in two high schools in Greece, Telematics and Informatics, 32(1), (2015), 118-128.

[10] C.H. Pereira Mello, R. Calandrin Martins, B. Rosa Parra B, E. de Oliveira Pamplona, E. Gomes Salgado, R. Tavares Seguso. Systematic proposal to calculate price of prototypes manufactured through rapid prototyping an FDM 3D printer in a university lab, Rapid Prototyping Journal, 16(6), (2010), 411-416.

[11] B.T. Wittbrodt, A.G. Glover, J. Laureto, G.C. Anzalone, D. Oppliger, J.L. Irwin. Life-cycle economic analysis of distributed manufacturing with open-source 3-D printers, Mechatronics, 23(6), (2013), 713–726.

[12] J. Ciurana, L. Serenoa, E. Valles. Selecting process parameters in RepRap additive manufacturing system for PLA scaffolds manufacture, Procedia CIRP, 5, (2013), 152-157.

[13] A. Lanzotti, D.M. Del Giudice, A. Lepore, G. Staiano, M. Martorelli. On the Geometric Accuracy of RepRap Open-Source Three-Dimensional Printer, Journal of Mechanical Design, 137(10), (2015), 101703.

[14] Y. Zhang, K. Chou. A parametric study of part distortions in fused deposition modelling using three-dimensional finite element analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part B Journal of Engineering Manufacture, 222(8), (2008), 959–968.

[15] M. Domingo-Espin, J.M. Puigoriol-Forcada, A.A. Garcia-Granada, J. Lluma, S. Borros, G. Reyes. Mechanical property characterization and simulation of fused deposition modeling Polycarbonate parts. Materials & Design, 83, (2015), 670-677.

[16] A. Bellini, S. Guçeri, M. Bertoldi. Liquefier dynamics in fused deposition. Journal of Manufacturing Science and technology, 126(2), (2004), 237-246.

[17] M.A. Yarimci, T. Hattori, I. Guceri, S.C. Danforth. Thermal analysis of fused deposition. Solid Freeform Fabrication Conference, Austin, Texas, USA, (1997).

[18] H.S. Ramanath HS, C.K. Chua, Leong KF, Shah KD. Melt flow behaviour of poly-ε-caprolactone in fused deposition modelling. Journal of Material Science: Materials in Medicine, 19(7), (2008), 2541–2550.

[19] R. Jerez-Mesa, J.A. Travieso-Rodríguez, X. Corbella, R. Busqué, G. Gomez-Gras. Finite element analysis of the thermal behaviour of a RepRap 3D printer liquefier. Mechatronics (2016) doi:10.1016/j.mechatronics.2016.04.007

[20] V. Barbu. Stabilization of Navier–Stokes Flows. Ed. Springer, 2011. ISBN: 9780857290434

[21] Reddy JN, Gartling DK. The finite element method in heat transfer and fluid dynamics. 3rd ed. New York: CRC Press, Taylor & Francis Group; 2010.

Modelización del baño fundido de una pieza AISI 304 irradiada por un láser

J.I. Arrizubieta Arrate[1], S. Martínez Rodríguez[2], J. E. Ruiz Salas[2], E. Ukar Arrien[2] , A. Lamikiz Mentxaka[2]

[1]*Becario de la Caixa. Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. joninaki.arrizubieta@ehu.eus*

[2] *Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco.*

En los procesos láser, se consiguen grandes densidades de energía en áreas de pequeño tamaño, lo que genera unos gradientes de temperaturas muy elevados en la pieza sobre la que incide el haz láser. Como consecuencia de dichos gradientes de temperaturas en el volumen de material fundido, se generan unas fuerzas superficiales que afectan al comportamiento termo-fluidodinámico del material.

Con el objetivo de incrementar el conocimiento sobre el comportamiento del metal fundido bajo el haz láser y poder predecir su comportamiento en distintas condiciones, en el presente trabajo se ha desarrollado un modelo numérico que simule el comportamiento del material cuando es fundido mediante un haz láser.

Para la resolución del problema, se ha empleado el algoritmo SIMPLE y se han resuelto las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Asimismo, a este algoritmo se le han añadido las ecuaciones de VOF (Volumen de Fluido) y tensiones superficiales para poder simular el movimiento de la superficie libre y poder predecir de una manera más precisa el desplazamiento del material dentro del baño fundido.

1. Introducción

En el procesado laser intervine un haz de una gran intensidad que interactúa durante un periodo de tiempo relativamente corto con el substrato; calentando el mismo, fundiéndolo e incluso dependiendo de las condiciones de trabajo llegando a vaporizarlo [1], [2].

Con el objetivo de predecir el comportamiento del material y adquirir un mayor conocimiento de los fenómenos físicos implicados, muchos autores han centrado sus esfuerzos en la visualización y modelización del baño fundido generado por el haz láser cuando este interactúa con un substrato metálico [3]. La modelización del baño fundido es un primer paso necesario para la obtención de un modelo de soldadura o aporte por láser, donde la geometría final del cordón está determinada por el baño fundido generado.

Brückner analizó la diferencia entre el empleo de modelos bidimensionales o tridimensionales para la modelización del baño fundido, y basándose los resultados obtenidos, concluyó que los resultados eran similares, por lo que modelos de 2D pueden representar el proceso correctamente y a un coste computacional menor [4].

Otros autores como Saldi et al., han desarrollado un modelo numérico que simula el desplazamiento del material dentro del baño fundido y han analizado la necesidad del empleo de factores que aumenten la trasferencia de energía por difusión para un mejor ajuste entre la simulación y la realidad [5]. La justificación para la utilización de dichos coeficientes son las inestabilidades que se generan en el baño fundido y que incrementan las transferencias de energía y momento; ya que su modelización es muy compleja y en muchos casos no compensa el sobrecoste que conlleva su programación y resolución. Además de ello, hacen especial hincapié en la necesidad de modelizar la fase de enfriamiento, ya que influye en la forma final del baño fundido.

Generalmente suele recurrirse a modelos más simples, que no tienen en cuenta los fenómenos dinámicos del material fundido y posteriormente se intenta compensar dichas simplificaciones mediante el incremento anisotrópico de la conductividad térmica, determinando unos valores experimentalmente que permitan asemejar los resultados experimentales con los de la simulación [6]. O simplemente, se obvia la difusión dentro del baño fundido, y tan solo se tiene en cuenta la conducción como método de transferencia de calor [7], [8], [9].

Tras la revisión del estado del arte, se ha visto que para analizar correctamente los fenómenos termo-fluidodinámicos que se producen dentro del baño fundido generado por un haz láser, es necesario desarrollar un modelo que simule los mismos con gran exactitud, superando las limitaciones de los modelos descritos previamente. Es por ello, que en el presente trabajo se presenta un modelo de dos dimensiones que resuelva las ecuaciones de conservación de masa, momento, energía y VOF simultáneamente y ayude a predecir y entender los resultados experimentales.

En la siguinte tabla 1 se indican los distintos parámetros empleados en el desarrollo de las ecuaciones a lo largo del presente trabajo:

Tabla 1: Parámetros empleados en el desarrollo de las ecuaciones y sus unidades.

Parámetro	unidades	Descripción
u	[m/s]	Velocidad del fluido en la dirección del eje X
v	[m/s]	Velocidad del fluido en la dirección del eje Y
x	[m]	Tamaño del elemento en la dirección del eje X
y	[m]	Tamaño del elemento en la dirección del eje Y
ρ	[kg/m^3]	Densidad del material
μ	[kg/m.s]	Viscosidad del material
g	[m/s^2]	Constante de aceleración gravitacional
$\vec{e}$	[-]	Vector unitario en la dirección y+
γ	[-]	Fracción de volumen (solido/líquido).
σ	[N/m]	Tensión superficial del material
κ	[m^{-1}]	Curvatura
$\vec{n}$	[-]	Vector normal a la superficie (interface solido/líquido – gas)
β	[°C^{-1}]	Coeficiente de expansión térmica.
c	[J/kg.K]	Energía específica
k	[W/m.K]	Conductividad
T	[K]	Temperatura
T_∞	[K]	Temperatura ambiente
t	[s]	Tiempo
Δt	[s]	Incremento de tiempo entre dos pasos de simulación sucesivos.
P	[W]	Potencia del haz láser
q_{laser}	[W/m^2]	Intensidad de energía del haz láser
$q_{pérdidas}$	[W/m^2]	Pérdidas de energía debidos a la radiación y convección
r_l	[m]	Radio del haz láser en el plano focal
α	[-]	Absortividad
h	[W/m^2.K]	Coeficiente de convección
ε	[-]	Emisividad
σ_b	[W/m^2.K^4]	Coeficiente de Stefan-Bolzmann

2. Desarrollo numérico

A continuación se muestran las ecuaciones empleadas en el modelo desarrollado, las condiciones de contorno impuestas en las distintas caras que limitan el volumen de control y las fuerzas superficiales modelizadas.

2.1. Ecuaciones básicas

Ecuación de conservación de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v) = 0 \tag{1}$$

Se asume que la densidad "ρ" no varía directamente con la presión y su valor predomina en todo el elemento de la malla. Lo que es más, se supone que las velocidades son constantes en todas las caras de dichos elementos.

Ecuación de conservación de momento:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u \cdot \phi) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot u \cdot \phi) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \cdot \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \cdot \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + S_m \tag{2}$$

El término de generación de momento "S_m" puede separarse en dos términos: Por un lado se tiene en cuenta la fuerza de flotabilidad generada como consecuencia de la diferencia de densidad. Por otro lado, se incluye un término de reducción de velocidad en aquellas zonas donde el material se encuentre en estado sólido, ya que, suponiendo que el material es rígido e incompresible, en dicha zona la velocidad del material tiene que ser nula. En el sólido f_l tiene un valor nulo y en el líquido un valor unitario. Para evitar ceros en el denominador y siguiendo las recomendaciones de "*Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*" [10], $C=10^6$ y $e_0=10^{-3}$.

$$S_m = S_b + S_d = \rho \cdot g \cdot \beta \cdot (T - T_{ref}).\vec{e} + A \cdot u \tag{3}$$

$$S_m = \rho \cdot g \cdot \beta \cdot (T - T_{ref}).\vec{e} - \frac{C \cdot (1 - f_l)}{f_l^3 + e_0} \cdot u \tag{4}$$

Ecuación de conservación de Energía:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot c \cdot T) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot c \cdot u \cdot T) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot c \cdot v \cdot T) = \frac{\partial}{\partial x}\left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial y}\right) + S_e \tag{5}$$

El término de generación de energía "S_e" se define de la siguiente manera, donde "S_L" es el calor latente y "S_C" es el intercambio de calor en la superficie del substrato, donde se incluyen tanto la cantidad de energía introducida por el haz láser, como la eliminada mediante radiación y convección.

$$S_e = S_L + S_C \tag{6}$$

Con el objetivo de simplificar la programación, el calor latente se ha definido de la siguiente manera, donde "$\partial L/\partial T$" representa la variación del calor latente respecto a la variación de la temperatura y "$\partial \mathrm{T}/\partial \mathrm{t}$" es la variación de la temperatura entre dos sucesivos instantes de tiempo.

$$S_L = \rho \cdot \frac{\partial L}{\partial t} = \rho \cdot \frac{\partial L}{\partial T} \cdot \frac{\partial T}{\partial t} \tag{7}$$

Ecuación de VOF (Volumen de Fluido):

El presente modelo se desea simular el movimiento de la superficie del metal fundido y la variación de su forma. Por ello, además de las ecuaciones previamente descritas, tiene que resolverse una ecuación extra para delimitar el interface entre el aire y el metal, ya se encuentre en estado sólido o líquido. Esta nueva ecuación se denomina VOF, *Volume of Fluid*, y mediante el mismo se resuelve la fracción de material transportado.

$$\frac{\partial \gamma}{\partial t} + \nabla(\gamma U) = 0 \tag{8}$$

Este modelo de VOF definido mediante la ecuación (8), resuelve el transporte de un escalar llamado "γ", fracción de volumen. Su valor varía desde γ=0 en el gas a γ=1 en el subsrato (ya sea sólido o líquido). El

interface se define como la zona de transición donde γ toma una valor entre 0 y 1. Con el objetivo de utilizar una única línea, el interface se define como aquella línea donde γ=0.5.

2.2. Malla desplazada y algoritmo SIMPLE

A pesar de que los problemas de la no-linealidad del campo de velocidades, la verdadera dificultad en el cálculo del campo de velocidades reside en su dependencia en el campo de presiones. En otras palabras, cuando las ecuaciones de continuidad y momento son resueltos, si el campo de presiones no es conocido, la solución a dichas ecuaciones no es directa. Es por ello que tienen que ser resueltos iterativamente.

Estos problemas pueden ser resueltos mediante distintos métodos, como por ejemplo el Método de lo Vórtices o mediante el empleo de una "malla desplazada". En este caso se ha optado por el segundo método mecionado. La principal razón para su elección reside en que, aunque en este caso se utiliza para un modelo bidimensional, en un futuro va a ampliarse a un modelo tridimensional y el primero no siempre es viable para modelos tridimensionales. El método de la malla desplazada se basa en el empleo de una malla desplazada para el cálculo de velocidades, mientras que se utiliza una malla normal para el cálculo del resto de las variables. Se ha empleado la nomenclatura anglosajona: N:*North*, S: *South*, W: *West*, E: *East* y P: *Point*.

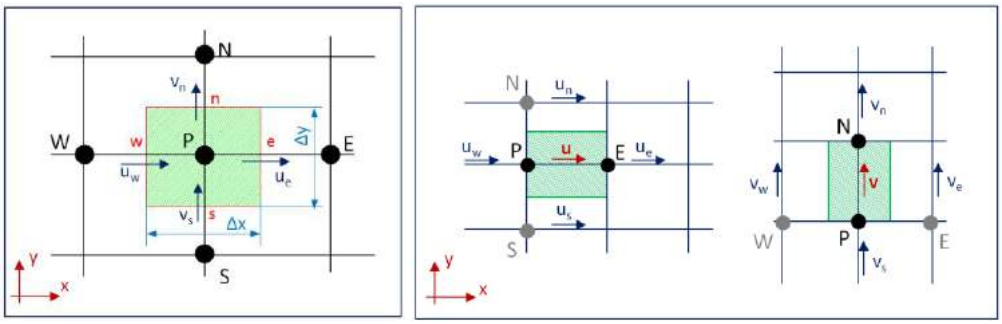


Figura 1: Malla normal empleada para la resolución de la ecuación de consevación de masa (izquierda) y malla desplazada empleada para la resolución del campo de velocidades (derecha).

Conjuntamente con la malla desplazada, se ha empleado el algoritmo SIMPLE desarrollado por Patankar [10]. Mediante este método, basándose en un campo de presiones supuesto, primeramente se calculan los campos de velocidades hipotéticos. Posteriormente, se calculan los valores corregidos de presiones y por último los campos de velocidades reales.

Para la resolución de la ecuaciones, se ha asumido una variación lineal de las variables entre los instante t y t+Δt y se ha adoptado un esquema completamente implícito (*f=1*):

$$\int_{t}^{t+\Delta t} \phi \cdot dt = \left[f \cdot \phi + (1-f) \cdot \phi^{0} \right] \cdot \quad t \tag{9}$$

2.3. Condiciones de contorno

CC de presiones, velocidades y temperaturas

En todas las caras del modelo bidimensional se ha establecido la condición de gradiente de presiones nulo. El modelo trabaja con presiones relativas, por lo que al calcular el campo de presiones, se iguala la presión mínima a cero. De esta manera, todas las presiones son positivas al mismo tiempo que se evitan problemas de overflow.

En lo que respecta a la velocidad del material, la variación de la componente normal a la superficie contorno es nulo. Condición que introduce una restricción mínima al movimiento del material y teniendo en cuenta que los límites del volumen de control se encuentran relativamente lejos del foco del láser, el error que introducen es despreciable. Esta condición permite que el material entre o salga del volumen de control en función del campo de velocidades desarrollado durante la simulación.

Por último, en lo que respecta a la temperatura, se ha impuesto que los nodos adyacentes al volumen de control se encuentran a temperatura ambiente (T_∞=298K). Esto equivale a imponer una condición de contorno de primera especie o de Dirichlet.

$$q = k \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y}\right) \tag{10}$$

Todas las condiciones de contorno descritos, pueden verse en la figura 2.

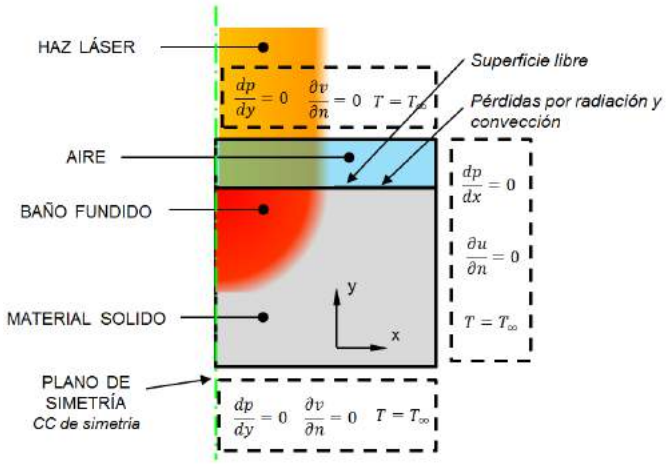


Figura 2: Condiciones de contorno del modelo numérico.

CC de radiación

El láser modelizado tiene un spot de 1mm de radio y una distribución de energía gaussiana, por lo que la fórmula empleada para modelizar su intensidad de energía se define mediante la ecuación (11), donde "x" es la distancia entre el punto donde se está calculando la intensidad de energía y el centro del haz láser.

$$q_{laser} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot P}{\pi \cdot r_l^2} \cdot e^{-2 \cdot \left(\frac{x}{r_l}\right)^2} \tag{11}$$

En el interface entre el substrato (ya se encuentre en estado líquido o sólido) y el aire se producen pérdidas por radiación y convección. Dichas pérdidas de energía se definen mediante la siguiente fórmula:

$$q_{pérdidas} = h \cdot (T - T_\infty) + \varepsilon \cdot \sigma_b \cdot (T^4 - T_\infty^4) \tag{12}$$

CC en el plano de simetría

Con el objetivo de reducir el coste computacional y teniendo en cuenta la naturaleza simétrica del problema analizado, tan solo va a simularse la mitad del volumen, véase la figura 2. En el plano de simetría, se han establecido las siguientes condiciones: No se existe transferencia de energía en la dirección normal a dicho plano, no hay variación de velocidad en la dirección del plano y la velocidad normal es nula.

$$\frac{dT}{dx} = 0 \quad ; \quad u = 0 \quad ; \quad \frac{dv}{dy} = 0 \tag{13}$$

2.4. Fuerzas superficiales

Dentro de las fuerzas superficiales incluidas en el modelo numérico desarrollado, se diferencian dos fuerzas: Por un lado aparecerá una fuerza superficial como consecuencia de la propia tensión superficial del material y la curvatura superficial desarrollada por la deformación del interface; esta fuerza tendrá una dirección normal a la superficie. Por otro lado, como consecuencia de las tensiones de Marangoni aparecerá otra fuerza tangencial a la superficie. Estas tensiones se generan como consecuencia de la variación de la tensión superficial respecto a la variación de temperatura.

$$f_S = f_{S,n} + f_{S,t} = \sigma \cdot \kappa \cdot \vec{n} + \nabla_t \sigma \tag{14}$$

El vector normal a la superficie se define mediante la ecuación (15) y el operador tangencial de gradiente mediante la ecuación (16).

$$\vec{n} = \frac{\nabla\gamma}{|\nabla\gamma|} = \frac{\frac{\partial\gamma}{\partial x} + \frac{\partial\gamma}{\partial y}}{\left|\frac{\partial\gamma}{\partial x} + \frac{\partial\gamma}{\partial y}\right|} \quad (15)$$

$$\nabla_t\sigma = \frac{d\sigma}{dT}\nabla_t T = \frac{d\sigma}{dT}\frac{\partial T}{\partial \vec{t}} = \frac{d\sigma}{dT}[\nabla T - \vec{n}\cdot(\vec{n}\cdot\nabla T)] \quad (16)$$

Combinando las ecuaciones (14), (15) y (16), se llega a la siguiente ecuación (17), mediante el cual se representan las fuerzas superficiales que actúan en el interface entre el substrato y el aire. Al final del mismo se ha añadido un término para evitar corrientes espurias y redistribuir las fuerzas en la fase de mayor densidad (ρ_1 y ρ_2 son las densidades del substrato y del aire respectivamente).

$$F_S = \left[\sigma\cdot\kappa\cdot\vec{n} + \frac{\mathrm{d}\sigma}{dT}[\nabla T - \vec{n}\cdot(\vec{n}\cdot\nabla T)]\right]\cdot|\Delta\gamma|\cdot\frac{2\cdot\rho}{(\rho_1+\rho_2)} \quad (17)$$

3. Resultados obtenidos

Con el objetivo de validar el modelo desarrollado, se han llevado a cabo una serie ensayos experimentales en las instalaciones del Taller de Mecánica de la ETSI de Bilbao y posteriormente los resultados obtenidos se han comparado con simulaciones realizadas en las mismas condiciones. Mediante el empleo de un láser de fibra Rofin FL010 se ha generado un pulso láser de 0.6s a una potencia constante de 500W. El spot láser es de 1mm de radio en la superficie de la pieza de AISI 304.

Tabla 2: Propiedades del acero inoxidable AISI 304.

Propiedad	AISI 304
Densidad, ρ [kg·m^{-3}]	7930
Calor específico, c [J·kg^{-1}·K^{-1}]	500
Calor latente de fusión, LH [J·kg^{-1}]	275000
Conductividad, k [W·m^{-1}·K^{-1}]	16.2+0.015·(T-293)
Viscosidad, μ [kg·m^{-1}·s^{-1}]	0.004
Absortividad, α [-]	0.3
Emisividad, ε [-]	0.6
Tensión superficial, σ [N·m^{-1}]	1.35
Coeficiente de convección, h [W·m^{-2}·K^{-1}]	20

Para validar el modelo, primeramente se ha llevado a cabo una simulación teniendo en cuenta el movimiento del material y posteriormente se ha realizado la misma simulación sin tener en cuenta el movimiento del material. En ambos casos y basándose en la revisión bibliográfica, se ha tenido en cuenta la fase de enfriamiento, por lo que el tiempo total simulado ha sido de 0.8s.

En la figura 3 se muestra una comparativa de la sección transversal del baño fundido experimental y los resultados obtenidos mediante el modelo desarrollado para los casos en los que se ha tenido en cuenta el movimiento de material y no se ha tenido en cuenta.

El movimiento de material no afecta tan solo a la forma del baño fundido, sino que también afecta al campo de temperaturas que se desarrolla en el mismo y en especial a la temperatura máxima que se alcanza. En la figura 4 pueden compararse los campos de temperaturas en el instante de tiempo t=0.6s para una simulación donde no se tiene en cuenta el movimiento del material y otro donde se tiene en cuenta. En el primer caso se alcanza una temperatura máxima de 3057ºC en el centro del baño fundido, mientras que en el segundo caso, la temperatura máxima es de 1884ºC. Valor que se acerca con relativamente gran precisión a los 1957ºC medidos mediante un pirómetro de dos colores durante el ensayo experimental. En la figura 4 la línea de puntos verdes representa los límites del baño fundido.

En la figura 5 se muestra el campo de velocidades alcanzado para el instante de tiempo t=0.6s. Para el caso del material AISI 304, el flujo de material es del interior hacia fuera, ya que la tensión superficial disminuye con respecto la temperatura.

Tabla 3: Comparación entre los resultados experimentales y los del modelo numérico, para los casos en los que se ha tenido en cuenta el movimiento del material y no se ha tenido en cuenta.

Parámetro	Experimental	Modelo numérico	
		Con mov. de material	Sin mov. de material
Anchura, W [mm]	2.288	2.4	2
Profundidad, D [mm]	0.35	0.4	0.75
Altura, H [mm]	0.06	0.05	0

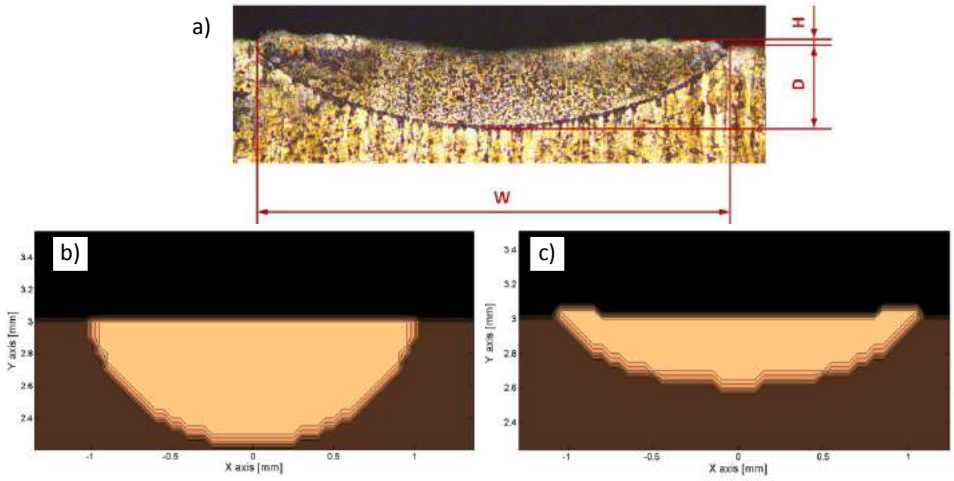


Figura 3: Comparación de la geometría del baño fundido a) experimental; b) modelo numérico sin movimineto de material; c) modelo numérico con movimiento de material.

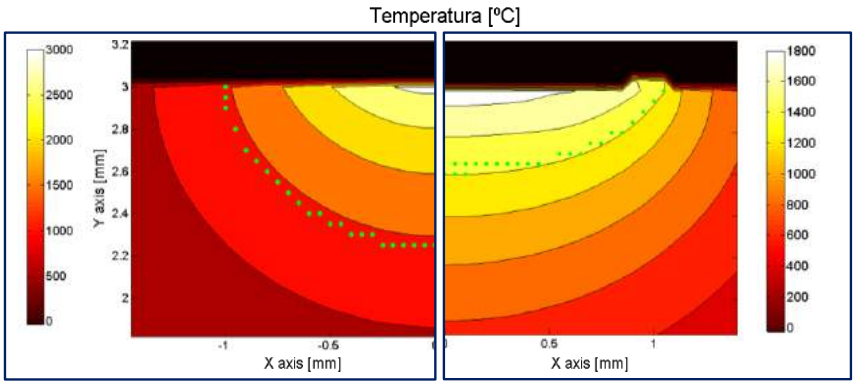


Figura 4: Campo de temperaturas alcanzados cuando no se tiene en cuenta el movimiento del material (izquierda) y cuando se tiene en cuenta el moviemiento de material (derecha).

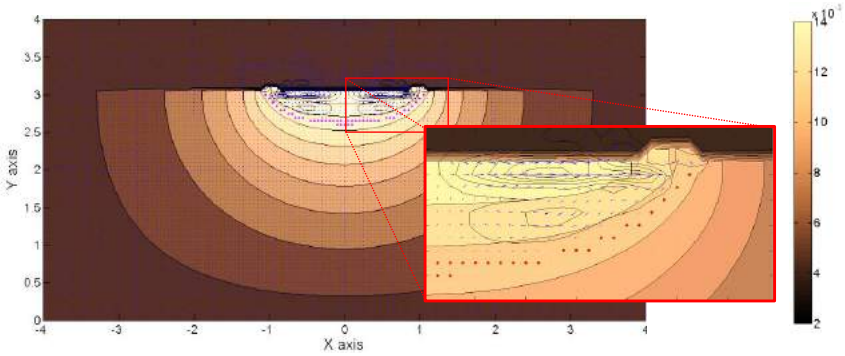


Figura 5: Campo de velocidades [m/s] representado sobre el campo de temperaturas.

4. Conclusiones

En vista de los resultados obtenidos, puede concluirse que el modelo desarrollado es una herramienta adecuada para la simulación del baño fundido generado por la interacción entre el haz láser y un substrato de acero inoxidable AISI 304. Se ha modelizado el movimiento del interface entre el substrato y aire y se han obtenido resultados que se asemejan con gran precisión al comportamiento real del material.

El hecho de que el AISI 304 tenga una variación de tensión superficial negativo respecto a la temperatura, implica que el material se desplaza del centro del mismo hacia las esquinas, generando un baño fundido más ancho y menos profundo.

Además de ello, se ha comprobado la importancia de las corrientes de material que se generan dentro del baño fundido, ya que ellas no afectan solamente a la geometría del fundido, sino que afectan a la distribución de temperaturas y al valor máximo alcanzado.

Por último, puede concluirse que la modelización del baño fundido es de gran importancia, no solo porque permite determinar la zona fundida, sino porque es la base para cualquier modelo de LMD (*Laser Material Deposition*) o aporte por láser. Por ello, en vista de los buenos resultados obtenidos y basándose en el modelo desarrollado, se va a trabajar en obtener un modelo más complejo que simule el proceso de aporte por láser.

5. Agradecimientos

Gracias a la Fundación la Caixa por su ayuda económica.

6. Referencias

[1] E. Toyserkani, S. Corbin, A. Khajepour, Laser cladding, CRC Press (2004). ISBN 9780849321726.

[2] J. D. Majumdar, I. Manna. Laser material processing. International Materials Reviews, 56 (2011), 341-388.

[3] M. Gibson , J. Tyrer, R. Higginson. Direct metal deposition melt pool temperature distribution control through novel holographic beam shaping, allowing improved mechanical and corrosion properties, ICALEO 2009 - 28th International Congress on Applications of Lasers and Electro-Optics, Congress Proceedings, 102 (2009), 545-551.

[4] F. Brückner. Modellrechnungen zum Einfluss der Prozessfhrung beim induktivuntersttzten Laser-Pulver-Auftragschweißen auf die Entstehung von ther-mischen Spannungen, Rissen und Verzug (Ph.D. thesis, 2012). Fraunhofer Institut,Dresden.

[5] Z.S. Saldi, A. Kidess, S. Kenjereš, C. Zhao, I.M. Richardson, C.R. Kleijn. Effect of enhanced heat and mass transport and flow reversal during cool down on weld pool shapes in laser spot welding of steel: International Journal of Heat and Mass Transfer, 66 (2013), 879–888.

[6] S. Safdar, A. J. Pinkerton, L. Li, M. A. Sheikh, P. J. Withers. An anisotropic enhanced thermal conductivity approach for modelling laser melt pools for Ni-base super alloys: Applied Mathematical Modelling, 37 (2013), 1187–1195.

[7] W. Ya, B. Pathiraj, S. Liu. 2D modelling of clad geometry and resulting thermal cycles during laser cladding: Journal of Materials Processing Technology, 230 (2016), 217–232.

[8] E. Toyserkani, A. Khajepour, S. Corbin. 3-D finite element modeling of laser cladding by powder injection; effects of laser pulse shaping on the process: Optics and Lasers in Engineering, 41 (2004), 849–867.

[9] I.Tabernero, A. Lamikiz, S. Martínez, E. Ukar, L.N. López de Lacalle. Geometric Modelling of Added Layers by Coaxial Laser Cladding: Physics Procedia, 39 (2012) 913 – 920

[10] S. V. Patakar. Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. McGraw-Hill. (1980). ISBN 0-07-048740-5.

Caracterización del proceso de rebabado automático con turbinas neumáticas

J.J. San Martín-Quintanilla[1], A. Rodríguez[1], A. Fernández-Valdivielso[1], O. Pereira[1], L.N. López de Lacalle[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. jjsanmartin002@ikasle.ehu.eus

Los medios tradicionales para realizar el proceso de rebabado se basan en la utilización de herramientas manuales o semi-automáticas, obteniendo poca repetibilidad, y normalmente necesitando varias iteraciones para lograr el acabado deseado. Este trabajo se centra en la automatización de dicho proceso de rebabado y en la caracterización de aquellos parámetros tecnológicos que faciliten la directa implementación de esta tecnología en la industria. Los resultados de este trabajo muestran la importancia de trabajar con portaherramientas flexibles (juego radial) para compensar los esfuerzos durante la operación de rebabado y conseguir así un proceso más eficiente y versátil. Además, es de importancia la correcta elección de la estrategia de corte (mecanizado en concordancia y oposición), así como de la velocidad de avance. Adicionalmente se demuestra la eficacia de este proceso en el mecanizado de rebabas de aleaciones termorresistentes de base níquel.

Simbología

- **VRC**: Vueltas de rosca desde cierre, parámetro de regulación de entrada de aire en la cámara secundaria.
- $\mathbf{a_e}$: Profundidad de pasada radial programada medida en milímetros.
- $\boldsymbol{\lambda}$: Profundidad de pasada real del proceso de rebabado medida en milímetros.
- $\mathbf{V_f}$: Velocidad de avance lineal medida en milímetros por minuto.

1. Introducción

El proceso de rebabado está presente ampliamente en diferentes ámbitos de la industria. Claros ejemplos de ello se pueden encontrar en empresas dedicadas a la forja, donde la rebaba aparece de manera inherente al proceso. Esa rebaba ha de ser eliminada pues puede originar tanto problemas de funcionalidad como de seguridad.

A lo largo de los años, la industria ha dado respuesta a las necesidades actuales de automatización y precisión en el marco de eliminación de las rebabas, pero no ha logrado imponerse al método de eliminación manual en industrias como la aeronáutica. Los requerimientos de precisión y repetibilidad en dicha industria, exigen que exista una correcta caracterización del proceso en post de aplicar la tecnología como el rebabado automático en súper aleaciones.

2. Antecedentes

En todos los procesos de arranque de viruta se produce una proyección del material mecanizado como consecuencia de la fluencia plástica, a la que se denomina rebaba. Esta proyección no es exclusiva de los procesos de mecanizado puesto que está presente en componentes forjados, de fundición, en conformados de chapa, etc.

La presencia de las rebabas en cualquier componente mecánico puede causar ciertos daños, siendo tanto de carácter personal como económico. En cuanto a los daños personales, por ejemplo, las rebabas puede tener un modulo elástico de valor alto, causando cortes a la hora de manipular los componentes correspondientes. En cuanto al daño económico, el desprendimiento de una rebaba en componentes operando a alta velocidad puede causar problemas en la máquina a emplear. Por tanto, para evitar los daños citados como para asegurar una calidad superficial optima, es imprescindible eliminar dichas proyecciones de material.

Tal y como se expone en Aurich [1], según el criterio de Beier en procesos de mecanizado, la rebaba se genera en la entrada y salida de la herramienta en el material. Cuando el filo de corte entra en la pieza, ocurre una

compresión tridimensional que genera un cono de esfuerzos. Cuando se sobrepasa el límite elástico del material, ocurre una deformación plástica permanente en los tres ejes espaciales tomando la dirección de menor resistencia. Esto hace que se forme un excedente permanente de material en la cara que no ha sido mecanizada, generando así la rebaba, más allá del contacto entre la herramienta y el material.

Gillespie [2] expone los seis mecanismos de formación de rebabas existentes en el mecanizado: Fluencia lateral debida a la compresión, doblado de material, desprendimiento desde la viruta (lágrima), redeposición de material, corte incompleto y fluencia de material dentro de roturas. Según Ramachandran [3] las rebabas generadas con estos mecanismos pueden clasificarse en cuatro principales familias tal y como se muestra en la Figura.1. La combinación de los diferentes tipos de rebabas engloba el total de las existentes.

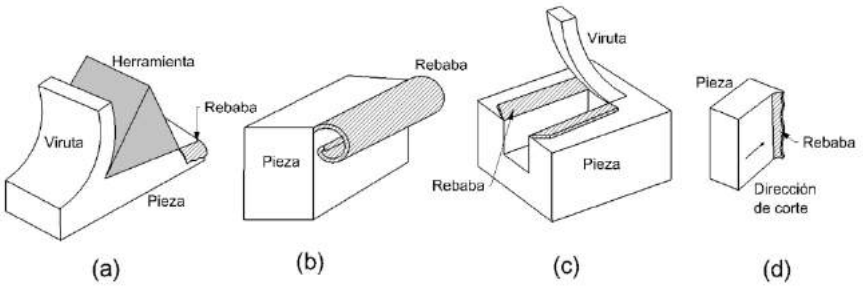


Figura.1: Diferentes tipos de rebaba (a) Poisson (b) Plegada o Roll-over (c) Lágrima o Entrada (d) Separación sin Corte

La medida de las geometrías de rebaba propuesta por Schäfer [1], pasa por la toma de una sección aleatoria de la rebaba, donde se miden los parámetros de la misma (ver Figura.2); tras realizarse la medida de parámetros se practica la medida del perfil longitudinal. Según este criterio, una vez se concluyen las medidas, se tiene completamente caracterizada la rebaba.

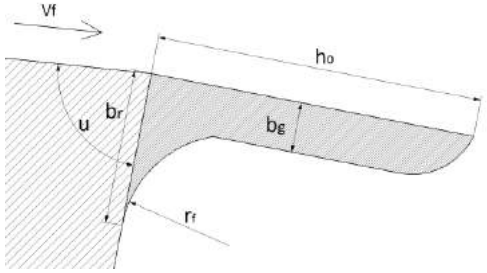


Figura.2: Parámetros de rebaba según Schäfer (b_r) Anchura de la base de la rebaba (r_f) Radio de Base (u) Ángulo de salida de la rebaba (b_g) Anchura de la rebaba (h_0) Altura de la rebaba

El ámbito de la eliminación de las rebabas es extenso, pues se tienen tanto procesos muy automatizados como procesos manuales. El rebabado manual es la práctica más extendida dentro y fuera de la industria. Gillespie [4] realiza una clasificación que consta de 109 procesos manuales, donde se contempla el uso de herramientas motorizadas, cuchillas de corte, piedras abrasivas etc. Las ventajas que presentan estas técnicas son la economía de su ejecución, la versatilidad y el escaso espacio utilizado en planta.

Así mismo, dentro de los procesos con mayor grado de automatización se tiene el ejemplo del rebabado por cuba vibratoria de abrasivo, donde se eliminan las rebabas de componentes de tamaño pequeño-mediano por medio de un sistema vibratorio que hace pasar los mismos por un conjunto de elementos abrasivos. Existen también otras técnicas como el chorro de abrasivo sobre la pieza, procesos de granallado etc. Pero la que suscita el mayor interés por su automatización y flexibilidad es el rebabado robótico.

El rebabado por medio de células robotizadas ha alcanzado gran importancia dentro de la industria del acabado de superficies de componentes. Dicho esto, empresas fabricantes de robots como Fanuc, Kuka o ABB tienen gamas de robots específicas para tales fines. El rebabado en las células robotizadas puede realizarse de manera rígida como con juego radial aunque la tendencia actual es utilizar herramientas neumáticas con juego radial, para poder realizar el rebabado de una manera óptima. Empresas como Amtru y Weldon solutions son ejemplos de empresas especialistas en este tipo de herramientas flexibles.

Dentro de esta tesitura, diversos autores e instituciones han realizado pruebas para la óptima automatización de dichos procesos. Tal es el caso de Ziliani [5] en el que se propone una metodología mecatrónica para el control

activo del rebabado automático en piezas de geometría desconocida. Siguiendo con el control activo del proceso de rebabado, Kim [6] propone un sistema de control del proceso de rebabado con herramientas neumáticas considerando la interacción entre la herramienta y un actuador neumático que modifica el aire de entrada en la cámara pasiva. En la misma línea existen otros procedimientos para controlar la trayectoria de la herramienta de piezas desconocidas, así Chen [7] propone un sistema geométrico de proyección en el que se pueda compensar la trayectoria en tiempo real.

Además de los aspectos mecatrónicos, en el rebabado robótico es importante el propio proceso de arranque de viruta en piezas concretas, para poder ser aplicado directamente en el entorno industrial. Así Wilbert [8], analiza el caso concreto de la eliminación de rebabas en un troquel para el conformado de chapa, utilizando una herramienta con juego radial. Princely [9] establece un sistema de visión artificial para coordinar la herramienta neumática de rebabado, realizada para piezas de fundición. Otro ejemplo se encuentra en el trabajo realizado por Van Brussel [10] en el cual presenta una manera de realizar rebabado de piezas de fundición gris, aplicado para rebabado de largo recorrido.

Teniendo en cuenta el estado del arte en materia de rebabado con herramientas con juego radial, se ve en la necesidad de realizar un estudio en profundidad que consiga aunar dicho procedimiento de manera general, que establezca una metodología y procedimiento de ensayar cualquier tipo de material, desde aceros de baja aleación hasta superaleaciones de baja maquinabilidad. Dentro de este contexto, se encuentra la necesidad de establecer un procedimiento para el rebabado de componentes de alto valor añadido, como los encontrados en la turbomaquinaría aeronáutica.

3. Descripción del equipo utilizado

El sistema de rebabado automático consta de tres módulos presentados a continuación.

3.1 Módulo Turbina

La turbina neumática CNC-Flexicut 250 cuenta con dos componentes principales mostrados en la Figura.3. En el cuerpo de la turbina (ver Figura.3(1)) se encuentran todos los elementos mecánicos de la misma y el sistema de alimentación y soporte (Figura.3(2)), donde se realiza la alimentación de aire primaria y sirve a modo de soporte para el amarre de la misma a cualquier sistema. El sistema de alimentación neumático (ver Figura.3(3)) cuenta con una entrada principal en el eje de amarre del conjunto (ver Figura.3(3)). Esta entrada llega hasta una cámara de repartición la cual reparte el aire llegado a presión industrial (Presión manométrica de 6 bar). Este reparto se puede regular por medio de una tuerca ubicada en el soporte. El eje tiene un amarre correpondiente al tipo doble weldon 25.

El aire llegado a la cámara de repartición se distribuye entre el sistema de restitución de la posición Figura.3 (4), el cual emplea una parte del aire para crear un colchón de aire que hace retornar al eje a su posición original. Este retorno se realiza en todas las direcciones, permitiendo así modular la fuerza ejercida sobre el material. La otra porción del aire de entrada se emplea en el giro del eje principal de la turbina Figura.3 (5), que alcanza una velocidad angular de 32000 rpm. El eje cuenta con una rosca que admite pinzas para acoplar herramientas de diversos diámetros (desde 3 mm a 8 mm).

3.2 Módulo de lubricación y entrada primaria.

El aire de entrada, además de alimentar los diferentes componentes mecánicos, ha de lubricar los mismos. Para ello, se emplea un sistema de atomización de aceite por medio de aire valiéndose del efecto Venturi. El aire industrial entra en el sistema por la entrada primaria de aire dónde llega al atomizador que, tras abrir la llave de paso, el aire lubrificado llega a la turbina.

Se decide inutilizar temporalmente la entrada axial de aire de la turbina para trabajar únicamente con la entrada lateral de cara a obtener una mayor versatilidad e intercambiabilidad entre máquinas del equipo. De esta forma, para realizar la entrada de aire lateral, se utiliza unos de los dos racores que dan entrada a la turbina sellando el otro existente tras la retirada de la conducción correspondiente.

3.3 Módulo Herramienta y Pieza

Para realizar el proceso de rebabado se pueden emplear diferentes tipos de herramientas: herramientas multidiente, limas rotativas, diferentes herramientas de abrasivos etc. Así pues, el empleo de un tipo de herramienta u otra vendrá condicionado por la geometría de la pieza que se busque acabar. Estas irán, tal y como se ha comentado, acopladas al eje primario de la turbina por medio de una pinza roscada

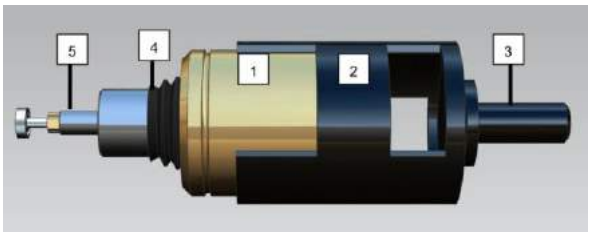


Figura.3: Representación CAD del módulo turbina neumática (1) Cuerpo de turbina (2) Sistema de alimentación y soporte (3) Eje de amarre (4) Sistema de restitución de la posición (5) Eje de giro principal

4. Adquisición de los esfuerzos realizados por la turbina

La primera fase experimental busca relacionar la fuerza ejercida por la turbina sobre el material en función de la regulación de la tuerca de modulación VRC.

El módulo pieza costa de una pieza de geometría regular atornillada a una mesa de medición de fuerzas Kitsler. El módulo herramienta consta una varilla calibrada de diámetro 6 mm, con un rodamiento (SKF 626 explorer) unido a su extremo. La razón de acoplar el rodamiento es que el eje de la turbina es rotativo, por tanto se necesita desacoplar el movimiento de giro de la fuerza ejercida por el sistema de restitución de la posición. El extremo posterior de la turbina se encuentra amarrado por medio de la pinza de amarre a la turbina, colocando el extremo del rodamiento a una distancia del punto de pivotamiento de 134 mm.

A continuación se muestra el gráfico de los valores característicos que cubren todo el rango de regulaciones, poniendo la fuerza ejercida por la el sistema de restitución en función de la profundidad de entrada radial a_e, la cual tiene un paso de 0,5mm por medición.

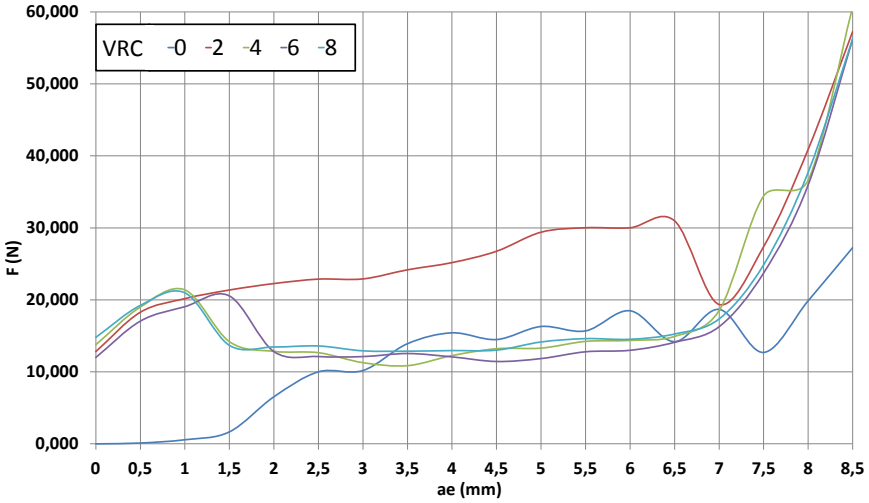


Figura.4: Gráfica de esfuerzos en función de la longitud de juego del eje de la turbina ae y de la regulación de entrada de aire por medio de la válvula de tuerca.

Existe cierta disparidad en los valores de las fuerzas obtenidos entre VRC=0 (completamente cerrado) y el valor VRC= 2; dicha disparidad se ve reducida en los tramos cercanos a la profundidad de juego ae cercana al valor máximo, donde la fuerza ejercida crece de manera exponencial.A partir de la regulación VRC = 2, el perfil de esfuerzos tiende a ser similar, produciendo una zona de esfuerzos estables entre valores de a_e = 2 mm y a_e = 6 mm

5. Modelización y comprobación experimental

El objetivo principal de este apartado es estandarizar la metodología a utilizar en futuros ensayos de rebabado de diferentes aleaciones termorresistentes. Para ello, como primera iteración, se emplea un acero de calas, de baja aleación (acero DIN 1.1274), para comprobar el funcionamiento del mecanizado por medio de la turbina. Los objetivos establecidos para esta fase son los siguientes:

- Comprobar la influencia de la estrategia de corte en el mecanizado de rebabas (estrategias de mecanizado en concordancia y oposición).

- Comprobar la influencia del empuje radial (y por tanto de la variación de la regulación del aire VRC) en el proceso de desbarbado.
- Influencia de la velocidad de avance lineal en el proceso de desbarbado.

5.1 Disposición experimental

El montaje experimental utilizado en esta fase, es tal y como se muestra en la Figura.5. El modulo pieza (Figura.5 (6), detalle en Figura.6) consta de:

1. Herramienta multidiente de geometría de barril de metal duro
2. Utillaje de reproducción de rebabas artificiales
3. Material utilizado para los ensayos

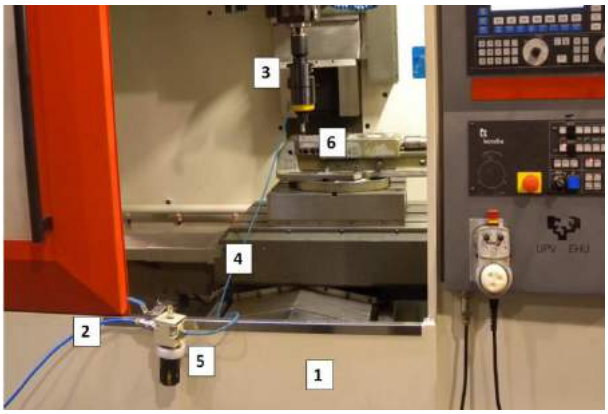


Figura.5: Disposición experimental de los ensayos de rebabado (1) Centro de mecanizado de 3 ejes Kondia A-6 (2) Entrada primaria de aire industrial (3) Módulo turbina (4) Entrada de aire a turbina (5) Atomizador de aceite (6) Módulo pieza

La idea principal de este montaje es reproducir una rebaba real por medio de un voladizo de material. Las dimensiones de esta rebaba se obtienen de la medida de varias rebabas resultantes del mecanizado de aleaciones de base níquel. Estas rebabas cuentan con una altura h_0 de 0,7 mm y una anchura b_g de 0,35 mm.

5.2 Metodología unificada

Una vez definido el montaje experimental, se procede a establecer la metodología utilizada en todos los ensayos. Se tiene como consideración previa los siguientes parámetros: la profundidad de pasada radial programada resulta de a_e = 0,5 mm, para que la superficie de material a mecanizar (eq.1) sea similar a la de una rebaba media medida de una aleación base níquel (eq.2).

$$S_1 = a_e * h_0 = 0{,}5\ mm * 0{,}5\ mm = 0{,}25\ mm^2 \quad (1)$$

$$S_2 = b_g * h_0 = 0{,}35\ mm * 0{,}7\ mm = 0{,}245\ mm^2 \quad (2)$$

La metodología utilizada en los ensayos realizados es la mostrada en la siguiente secuencia de operaciones:

1. Amarre del utillaje (Figura.6 (2)) a la máquina por medio de una mordaza.
2. Colocación de la probeta en el utillaje, dejando su dimensión longitudinal (26 mm) con un voladizo de 3 mm con respecto a la cara perpendicular al plano de la probeta.
3. Realización de una pasada de limpieza (realizada en concordancia u oposición según proceda) de profundidad de pasada radial a_e = 0,5 mm y a una longitud completa. Esta pasada asegura tener una referencia estable para las pasadas de mecanizado. Esta pasa se realiza con una velocidad de avance de 500 mm/min para todos los casos.
4. Mecanizado (en concordancia u oposición según proceda) a diferentes velocidades de avance lineales y a diferentes velocidades regulaciones VRC, mecanizando solo tres cuartas partes de la probeta para poder medir con exactitud la profundidad de pasada ae real mecanizada.

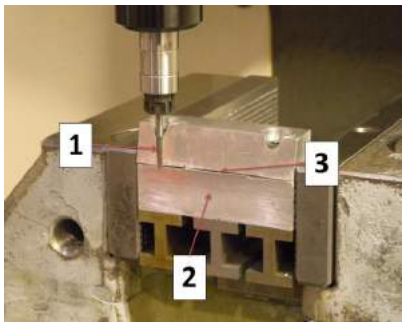


Figura.6: Módulo pieza en la fase de caracterización de metodología (1) Herramienta multdiente de geometría de barril (2) Utillaje de reproducción de rebabas artificiales (3) Material a mecanizar

5. Medición de las probetas, para la cual se utiliza un proyector de perfiles Mitutoyo PJ-H300F. El procedimiento a seguir es el siguiente: se establece el origen de cotas en la zona de la probeta mecanizada en la pasada de limpieza (ver Figura.7 (2)) para luego medir tres puntos equidistantes de la parte mecanizada (ver Figura.7 (1)). Así se obtiene por medio de la media el valor real de λ.

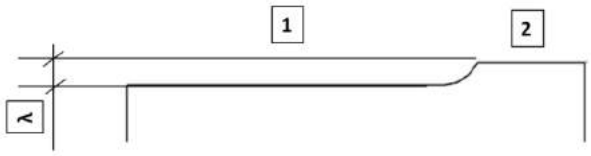


Figura.7: Detalle de la probeta mecanizada

5.3 Influencia de la estrategia de corte (concordancia u oposición) y la regulación de entrada de aire

La estrategia de corte es un parámetro fundamental en el mecanizado, puesto que de ella dependen las diferentes fuerzas generadas en el mismo. De tal forma, interesa caracterizar el comportamiento de la herramienta frente a las diferentes estrategias de corte. Para las condiciones de ensayo de la primera iteración, se toma el valor de regulación VRC = 4, puesto que se encuentra en la mitad del rango de las regulaciones, así mismo se escogen unas velocidades de avance comprendidas entre 200 mm/min y 1200 mm/min con un paso de 200 mm/min,

Los valores relativos a la estrategia de mecanizado en concordancia sobrepasan los valores de la a_e teórica a velocidades inferiores a 800 mm/min, siendo este el punto de inflexión a partir del cual los valores decrecen. Así mismo, los valores relativos a la estrategia de oposición, resultan variar en torno al valor teórico. A una velocidad de 800 mm/min, ambas estrategias presentaron una desviación similar del valor teórico (error cercano al 1,5 % en ambos casos).

El procedimiento seguido en una segunda iteración, es similar puesto que se emplean las mismas velocidades de avance lineales y misma profundidad de pasada radial programada a_e, con la salvedad del empleo de regulaciones características de los extremos del rango de regulación, tales como VRC = 1,5 y VRC = 7,5. Los resultados obtenidos en esta prueba para la estrategia de mecanizado en oposición no se representan, pues la herramienta resulta dañada a bajas velocidades de avance para ambas regulaciones.

En la Figura.8 puede observarse como conforme la velocidad de avance de la herramienta es mayor, el valor real de la profundidad de pasada λ se reduce para los valores de VRC = 1,5 y 7,5. La regulación VRC = 4 sigue una tendencia descendente de profundidad de pasada radial más evidente que el resto de las regulaciones. Esta regulación se encuentra dentro de la franja de regulaciones estables, dónde el perfil de fuerzas en función de la profundidad de pasada es aproximadamente igual para las distintas regulaciones.

Vistos los efectos de la regulación VRC y las velocidades de avance lineales, cabe preguntarse cuál es el límite de esta velocidad, en el cual la herramienta es expulsada en la estrategia de corte en concordancia. Para ello se realiza el procedimiento utilizado en las dos anteriores iteraciones, con una profundidad de pasada radial programada de 0,5 mm. La velocidad de avance máxima de la máquina utilizada se encuentra en un valor de 15000 mm/min por tanto se establece este valor como el máximo de ensayo. Las velocidades de avance lineales utilizadas en esta iteración son las siguientes: 3000 mm/min, 5000 mm/min, 7000 mm/min, 11000 mm/min, 15000 mm/min respectivamente.

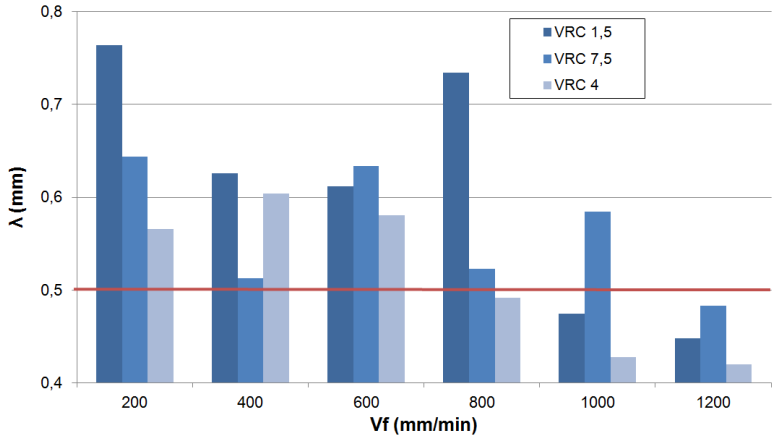


Figura.8: Profundidad de pasada en función de la velocidad de avance utilizando la estrategia de concordancia para diferentes valores de VRC remarcando el valor programado de pasada radia a_e = 0,5 mm

Tal y como puede observarse en la Figura.9 conforme la velocidad de avance aumenta, la profundidad de pasada realizada se ve disminuida. Al no variar la regulación de la turbina, se consigue una velocidad angular y una fuerza de restitución de la posición constante, por tanto conforme aumente la velocidad de avance, lo hará a su vez el avance por diente y en consecuencia la fuerza de repulsión de la herramienta será mayor [11], teniendo un valor de profundidad de pasada radial real λ menor de lo estimado. En la Figura.9 se incluyen también los valores obtenidos en apartados anteriores, para tener el punto de partida inicial y así cubrir todas las velocidades de avance.

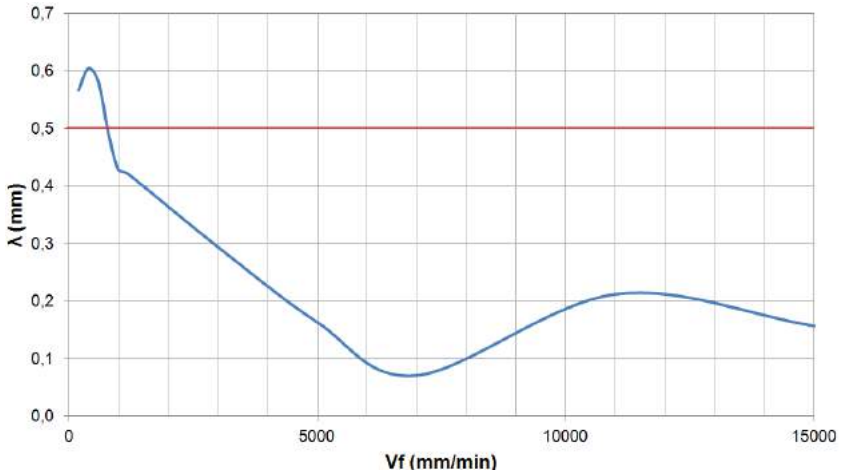


Figura.9: Profundidad de pasada radial realizada para diferentes velocidades de avance en la estrategia de corte en concordancia, con una regulación de VRC = 4

6. Rebabado de aleaciones base níquel

En los apartados anteriores, se ha expuesto como el objeto del proceso de rebabado automático es la eliminación de las rebabas de aleaciones de base níquel. En este caso, el material objeto es una aleación níquel cromo, ampliamente utilizada en turbomaquinaria, donde la precisión en el acabado de las piezas es fundamental.

El proceso de rebabado sigue la metodología previamente expuesta. La regulación utilizada es de VRC = 4, por ser un valor de regulación con estabilidad comprobada. Así mismo, en esta primera iteración se utilizan las mismas velocidades que en la primera iteración de la caracterización de la metodología, para poder tener una comparativa real entre el rendimiento de la turbina en un caso y en el otro.

La estrategia empleada es la estrategia de corte en concordancia puesto que se ha demostrado que la estrategia de corte en oposición genera mayores desgastes incluso roturas en la herramienta multidiente. Las probetas utilizadas de la aleación tienen diferentes espesores, debido al proceso de corte utilizado en el material base. Así pues se tienen los espesores de probeta expresados en la Tabla.1 que corresponden a una velocidad de avance.

Tabla 1: Tamaño de probeta en función de la velocidad de avance

	Velocidades de avance (mm/min)					
	200	**400**	**600**	**800**	**1000**	**1200**
b_g(mm)	0,36	0,40	0,60	0,40	0,66	0,63

Al aumentar la velocidad de avance y por tanto el avance por diente, la profundidad de pasada real se ve disminuida, debido a la fuerza radial ejercida por el material. Esta fuerza radial se contrapone a la fuerza de restitución de la turbina, expulsando a la herramienta realizando por tanto una menor profundidad de pasada.

Si se comparan estos valores con los valores obtenidos anteriormentedonde se utilizaba un material de menor dureza y mayor ductilidad, se tiene que la curva que obtenida para la aleación base níquel es similar a la del acero DIN 1.1274 desplazando a cotas ligeramente superiores lo mostrado en la Figura.9. La herramienta de metal duro utilizada al realizar el proceso de rebabado en la aleación no sufre ningún desgaste de filos para la longitud de probeta ensayada.

7. Conclusiones

Tras realizarse las petienentes pruebas empiricas, se pueden obtener las siguientes conclusiones:

Como primera conclusión se tiene que el equipo utilizado en todos los ensayos tiene una alta polivalencia en cuanto a implementación, pues puede acoplarse tanto como herramienta de una célula robotizada así como a cualquier centro de mecanizado en disposición de aire a presión industrial. El montaje del sistema es simple, por tanto su implementación no ataña complejidad técnica.

Los esfuerzos ejercidos por el sistema de restitución de la turbina pueden controlarse por medio de la válvula de regulación de entrada y con la profundidad de pasada radial programada.

La metodología de ensayos descrita establece una manera de realizar la comparativa con diferentes materiales distintos al acero de calas empleado para la misma.

Se demuestra que el proceso tiene aplicaciones para súper aleaciones termorresistentes con herramientas multidiente con forma de barril en longitudes del orden de 30 mm.

8. Bibliografía

[1] J.C. Aurich, D.Dornfeld, P.J.Arrazola, V.Franke, L.Leitz, S.Min. Burrs-Analysis and Removal. Elsevier CIRP Annals - Manufacturing Technology 58 (2009), 519–542

[2] L.K. Gillespie. Hand Deburring: Increasing Shop Productivity. Society of Mechanical Engineers SME (2003). ISBN: 08-726-3642-9

[3] N. Ramachandran, S.S. Pande, N. Ramakrisham. The role of deburring in manufacturing: A state-of-the-art survey. Elsevier Journal of Materials Processing Technology 44(1994), 1-13.

[4] L.K. Gillespie. Deburring and Edge Finishing Handbook. Society of Mechanical Engineers SME (2003). ISBN: 08-726-3501-5

[5] G. Ziliani, A. Visioli , G. Legnani. A mechatronic approach of robotic deburring. Elsevier Journal of Mechatronics, Volumen 18 (2007), 431 - 441.

[6] C. Kim, J.H. Chung, D. Hong. Coordination control of an active pneumatic deburring tool. Elsevier Journal of Robotics and Computer-Integrated Manufacturing 24 (2008), 462 -471.

[7] S.Chen, P.C.Tung. Trajectory planning for automated robotic deburring on an unknown contour. Pergamon International Journal of Machine Tools & Manufacture 40 (2000), 957–978

[8] A.D.Wilbert, B. Behrens, C. Zymla, O. Dambon, F. Klocke. Robotic finishing process – An extrusion die case study. Elsevier CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology 11 (2015) 45–52

[9] L.Princely, T.Selvaraj. Vision Assisted Robotic Deburring of Edge Burrs in Cast Parts. Elsevier Procedia Engineering 97 (2014), 1906 – 1914

[10] H. Van Brussel, W. Persoons. CIRP Annals - Manufacturing Technology Volumen 45 (1996), 405–410

[11] Y.V. Srinivasa, M.S. Shunmugam. Mechanistic model for prediction of cutting forces in micro end-milling and experimental comparison. International Journal of Machine Tools and Manufacture, Volumen 67(2013), 18-27.

Un sistema de micro pulverización de aceites vegetales en mecanizado por impulsión controlada de la dosificación

O. Pereira[1,2], R. Polvorosa[1], A. Rodríguez[1], A. Fernández-Valdivielso[1], J. Barreiro[2], A.I. Fernández-Abia[2], L.N. López de Lacalle[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea. octaviomanuel.pereira@ehu.eus*

[2]*Área de Ingeniería de los Procesos de Fabricación. Universidad de León*

El desarrollar técnicas medioambientalmente sostenibles y económicamente viables con el fin de asistir los procesos de mecanizado es un objetivo a cumplir en un plazo medio de tiempo. Las técnicas de mínima cantidad de lubricación (MQL) se llevan integrando en el tejido industrial desde hace más de 10 años. Actualmente tienen un gran abanico de posibilidades entre las que se encuentran los aceros de bajo carbono y aleaciones ligeras como las de aluminio. En este trabajo se ha desarrollado un nuevo sistema MQL capaz de inyectar micropartículas de aceite en una corriente de aire sin necesidad de un efecto Venturi. Gracias a ello, la inyección del aerosol formado por micropartículas de aceite en la zona de corte es más efectiva ya que el aerosol es introducido de forma interna a la herramienta. Con el fin de validar el sistema desarrollado se ha ranurado Inconel 718 comparando la utilización del MQL de forma externa e interna a la herramienta, respectivamente. La elección de este material es debido a la gran demanda existente en el sector de la turbomaquinaria aeronáutica. Los resultados muestran como al introducir el aerosol por el interior de la herramienta con el sistema propuesto se consigue un aumento de la vida de herramienta de hasta un 33%.

1. Introducción

De cara a incrementar la productividad del mecanizado y teniendo en cuenta la necesidad de mantener y/o mejorar la integridad superficial tras el proceso, generalmente se utilizan fluidos de corte durante el proceso de mecanizado. Estos fluidos de corte principalmente son emulsiones de aceite al 5-10% las cuales se conocen comúnmente como taladrinas. Su utilización en el sector automovilístico puede llegar a suponer hasta el 17% del coste de fabricación de los componentes **[1]**. Sin embargo, en el sector aeronáutico este coste puede llegar a aumentar hasta el 20% en componentes críticos de turbomaquinaria donde debido a las condiciones de trabajo que deben de soportar, el uso de aleaciones de alta resistencia, también conocidas como materiales de difícil maquinabilidad, se hace indispensable **[2]**. Por otra parte, medioambientalmente su utilización en la Unión Europea asciende hasta las 320.000 Tm/año, de las cuales el 30% se pierde en forma de suciedad, procesos de limpieza, fugas, etc. **[3, 4].** Además, en cuanto a salubridad, exponer a los operarios a estos fluidos se puede traducir en irritabilidad de la piel, acné o irritación pulmonar **[5]**. Por ello, dada la ineficiencia tanto económica como ecológica y sanitaria de éstas, en los últimos años se han realizado grandes esfuerzos en buscar alternativas para la sustitución de las taladrinas tradicionales. Una opción cuya aceptación en el sector industrial es una realidad es el mecanizado con MQL (mínima cantidad de lubricación).

El mecanizado con MQL, también conocido como "near dry machining", es una técnica de lubricación en la que se pulverizan micropartículas de aceite en la zona de corte. El aerosol puede ser inyectado de forma externa a la herramienta o por el interior de ésta. El caudal de aceite pulverizado oscila entre los 10 y 100 ml/h. Entre las ventajas que el MQL presenta frente a otras técnicas de refrigeración cabe destacar la drástica disminución del uso de fluidos de corte, el aumento de la higiene industrial, la oportunidad de utilizar aceites biodegradables, una estabilidad térmica y una mejor lubricación de la que puede incluso aportar la taladrina **[6-9]**. De hecho, en el taller del Dpto. de Ingeniería Mecánica de la ETSI de Bilbao se realizó en 2006 una investigación donde se fresó una aleación de aluminio 5083-H112 a alta velocidad utilizando una fresa de acero rápido (HSS) con un 8% de cobalto de 12mm de diámetro y dos labios. En dichos ensayos se observó que al mecanizar con taladrina se formaba un torbellino alrededor de la herramienta que la impedía penetrar en la zona de corte. Sin embargo, al mecanizar con MQL el aerosol penetraba correctamente en la zona de corte, traduciéndose en un menor desgaste de herramienta. En la **Figura 1** se puede observar las simulaciones realizadas bajo ambas situaciones.

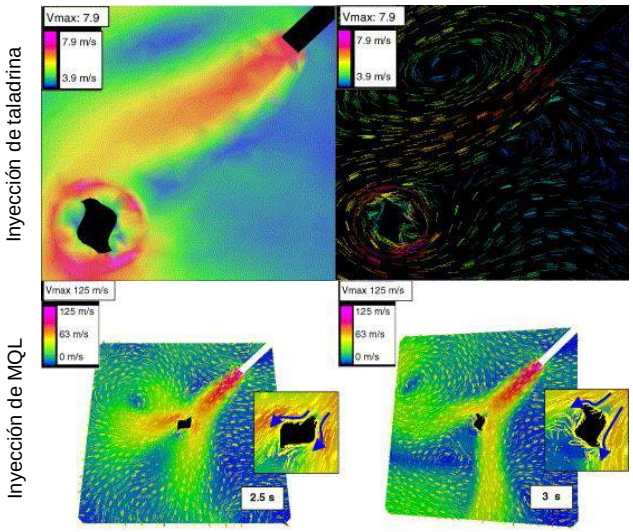


Figura 1: Simulación realizada mediante CFD [10].

Generalmente, las partes principales que componen un sistema MQL son un compresor de aire, un depósito que contenga aceite biodegradable, un sistema de control del caudal de aceite, y un sistema de inyección para la micropulverización del aceite en la zona de corte. En la **Figura 2** se detalla el esquema de un sistema MQL genérico.

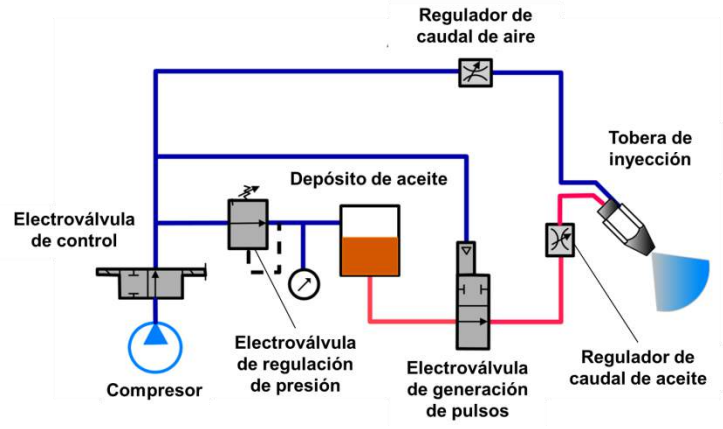


Figura 2. Esquema sistema MQL genérico. **[11]**

En las máquinas-herramienta tradicionales, en caso de necesitar inyectar el aerosol de forma externa, se utilizan sistemas MQL "plug & play" dotados de toberas de aspecto similar a las utilizadas habitualmente con la taladrina, siendo posicionadas a 135 grados en el sentido de avance **[12]**. En cambio si se hace necesaria la lubricación interna, como en el caso concreto de ranurado o taladrado en aleaciones de difícil maquinabilidad, se debe introducir el aerosol por el interior del portaherramientas o del husillo de tal modo que éste sea conducido hasta la punta de la herramienta. Sin embargo, debido a la necesidad de generar un efecto Venturi con el fin de pulverizar el aceite en microgotas, en las máquinas-herramienta tradicionales se hace casi imposible reacondicionarlas de tal modo que se pueda aplicar el MQL de forma interna a la herramienta.

Por ello, en este trabajo se propone un nuevo sistema de MQL interno para máquinas-herramienta convencionales sin la necesidad de una alta inversión inicial y de fácil adaptación. Dicho sistema está pensado para ser conectado en centros de mecanizado que posean refrigeración interna en su husillo a través de la junta rotativa, o en centros de torneado mediante portaherramientas con refrigeración interna. Con el fin de validar el sistema, se han realizado operaciones de ranurado en aleaciones de difícil maquinabilidad características en el sector aeronáutico como el Inconel 718. La elección de este material se debe a su amplio uso en componentes críticos de motores aeronáuticos donde se exigen unos altos requisitos de integridad superficial.

2. Diseño del sistema de MQL interno

El sistema diseñado está basado en los sistemas MQL de un solo canal, es decir, el aerosol es formado en el propio equipo para posteriormente ser conducido hasta la punta de la herramienta. Para ello se ha sustituido el tradicional depósito de aceite del que constan los equipos MQL por un cilindro de desplazamiento positivo con el cual controlar el caudal deseado, como se observa en la **Figura 3**.

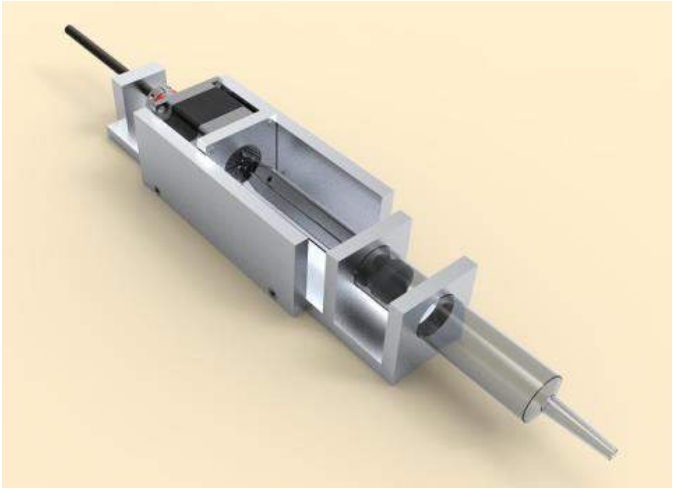


Figura 3. Renderizado del cilindro de desplazamiento positivo

Además, frente a los sistemas de MQL tradicionales que inyectan el aceite por pulsos, presenta la ventaja de que la inyección de éste es realizada de forma continua gracias a la regulación proporcionada por un motor "microstepper" 23HS5628 con un par de 12,6 Kg•cm. La velocidad del giro de dicho motor es controlada mediante una tarjeta Arduino® la cual está dotada de un driver DRV-825, característico para este tipo de motores. En la **Tabla 1** se adjuntan los valores de control del motor para obtener el caudal deseado en cada momento. Estos fueron calculados mediante el control del tiempo que se tardaba en desalojar un determinado volumen del cilindro con diferentes valores de "step" del motor. Con el fin de validarlos, cada medición se realizó 3 veces habiendo entre ellas diferencias menores al 10%. Por último, los valores tomados fueron la media aritmética de dichas mediciones.

Tabla 1: Valores "step" para el control del caudal de aceite.

Caudal (ml/h)	Step (ms)
50	2200
55	2100
60	2000
75	1700
80	1400
85	1200
90	1000
95	900
100	800

La ventaja de este equipo, como se expuso anteriormente, es que prescinde totalmente del efecto Venturi para la pulverización del aceite. Su funcionamiento se basa en forzar la entrada del aceite en una corriente de aire a 6 bares mediante un racor simple el cual es pulverizado instantáneamente debido a la velocidad de dicha corriente. Por último, con el fin de evitar que estas microgotas se condensen en las paredes de los conductos se recomienda la utilización de tubos de teflón, los cuales presentan un bajo rozamiento. Finalmente este tubo es introducido por la junta rotativa en el caso de centros de mecanizado o conectado al portaherramientas de refrigeración interna en el caso de centros torneado. En la **Figura 4** se muestra el montaje del equipo con el cual se realizaron los ensayos de ranurado que se exponen a continuación.

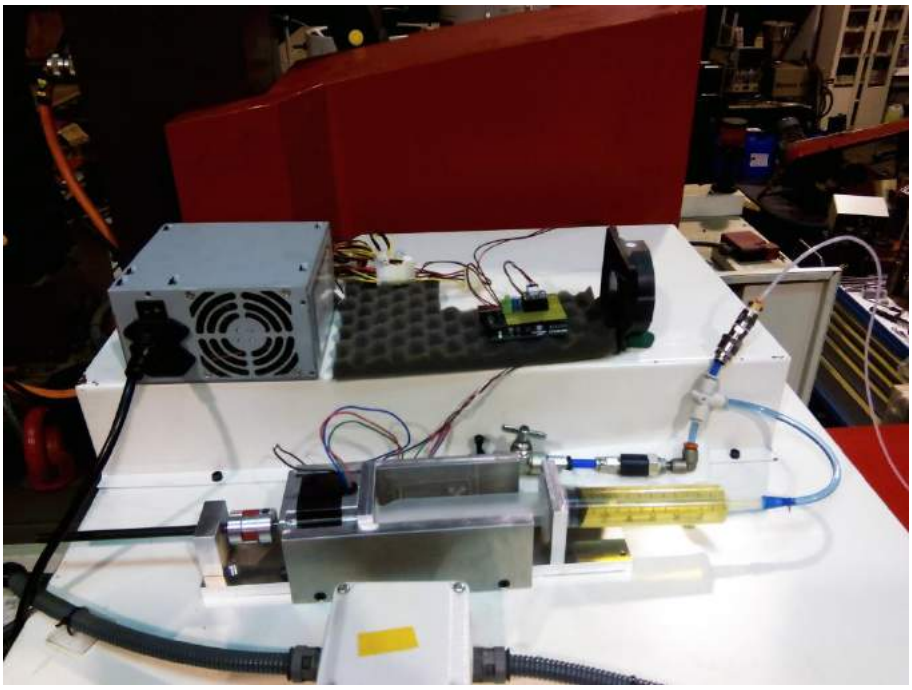


Figura 4. Montaje del equipo MQL propuesto.

3. Ensayo de validación

Los ensayos realizados se basaron el ranurado de barras de Inconel 718 precipitado (45HRc) mediante la inyección del MQL de forma externa e interna a la herramienta. Concretamente el aerosol fue inyectado en la cara de desprendimiento de ésta con un caudal de aceite de 100 ml/h. La elección de este material se debió a su amplio uso en componentes críticos de motores aeronáuticos donde se exigen unos altos requisitos de integridad superficial. La composición química del material se presenta en la Tabla 2.

Tabla 2: Composición química del Inconel 718.

Ni	Cr	Co	Fe	Nb	Mo	Ti	Al	B	C	Mn	Si	Otros
52.5%	19%	1%	17%	5%	3%	1%	0.6%	0.01%	0.08%	0.35%	0.35%	1.79%

El centro de torneado donde se instaló el sistema de MQL propuesto fue un CMZ TC25BT. La herramienta de ranurar utilizada es una plaquita de metal duro recubierta de AlTiN de 3 mm de ancho y 0,2 mm de redondeo de esquinas con un portaherramientas comercial de refrigeración de alta presión el cual inyecta los fluidos de corte en la cara de desprendimiento de la herramienta. Cada ranura tiene una profundidad de 7 mm y entre sucesivos ranurados hay una distancia de 3 mm con el fin de evitar vibraciones de las paredes durante el proceso. Las condiciones de corte utilizadas fueron 70 m/min de velocidad de corte con un avance de 0,1 mm/rev. Como criterio de fin de ensayo se tomó un desgaste de filo medio de 0,2 mm. Este valor es menor al de la norma ISO3685 establecido en 0,3 mm debido a que en experiencias anteriores se ha demostrado que la integridad superficial en este tipo de aleaciones puede verse afectada. Después de cada ranurado el ensayo se ha detenido con el fin de medir la evolución del desgaste con un microscopio Nikon SMZ-2T. La razón por la que se ha medido después de cada pasada es debido a que el desgaste en este tipo de aleaciones está provocado principalmente por el endurecimiento de la matriz austenítica debido a la deformación a la que es sometida la barra radialmente durante el ranurado lo cual magnifica los esfuerzos a los que es sometida la herramienta durante el corte. En la **Figura 5** se muestra una foto del montaje realizado.

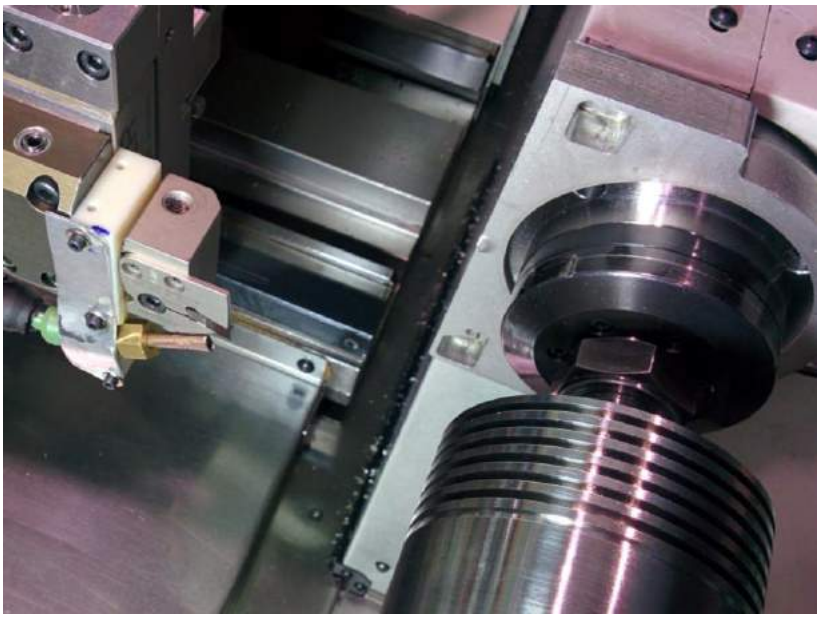


Figura 5. Montaje realizado.

Los resultados obtenidos mostraron cómo la aplicación del sistema MQL de forma interna a la herramienta obtenía un mayor número de ranurados frente al uso de éste de forma externa. En la Figura 6 se muestra la evolución de ambos desgastes. Como se puede observar en ambos casos el fin de vida de herramienta ha sido por fallo catastrófico. Sin embargo, en caso de utilizar el sistema MQL de forma interna se obtienen un mayor número de ranuras mecanizadas, lo que supone un aumento de la productividad en un 33%.

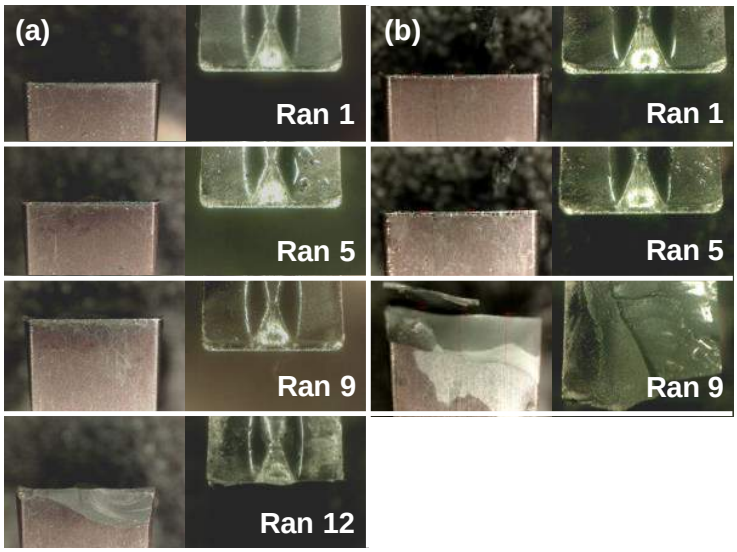


Figura 6. Imágenes de la evolución de los desgastes. (a) MQL interno (b) MQL externo

4. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado un nuevo sistema MQL con el cual solventar la problemática de introducir el aerosol en máquinas-herramienta ya existentes sin la necesidad de generar un efecto Venturi para su pulverización. El sistema presentado se basa en un cilindro de desplazamiento positivo para introducir el aceite en una corriente de aire de tal modo que éste es pulverizado debido a la alta velocidad de la corriente de aire. De los ensayos realizados se derivan las siguientes conclusiones:

- Con el sistema propuesto se avanza en las técnicas de lubricación sostenibles, no sólo desde un punto de vista ambiental sino también económico, avanzando así en el término conocido como mecanizado "ECO2".
- Con este sistema se obtienen no sólo virutas limpias que pueden ser directamente recicladas debido a la ínfima cantidad de aceite que se pulveriza sino que además se obtienen puestos de trabajo más limpios y salubres.
- La lubricación con MQL interna ofrece una alternativa ecológica para el ranurado de Inconel 718 con el cual se consigue aumentar la productividad un 33% por plaquita frente al MQL externo.

Partiendo del conocimiento previo generado durante la ejecución de este trabajo, se plantean las siguientes líneas futuras:

- Optimizar el sistema MQL con el fin de enfocarlo a aplicaciones concretas tanto en materiales de difícil maquinabilidad como convencionales en un entorno industrial.
- Evaluación económica para una posible implantación industrial.
- Análisis de la integridad superficial generada frente al uso de otras técnicas de refrigeración-lubricación.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen parte de este trabajo al soporte recibido del programa Manunet, Grupo SPRI y Gobierno Vasco por el Proyecto de acrónimo BeCool. Se agradece también la ayuda recibida con cargo al presupuesto de gastos del Departamento de Desarrollo Económico y Competitividad y al Fondo Europeo de Desarrollo Regional (FEDER), así como a la UPV/EHU bajo el programa UFI 11/29. También se quiere agradecer a Praxair como suministrador de gases.

6. Referencias

[1] F.Klocke, G. Eisenblatter. Dry Cutting, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 46, (1997), 519-526.

[2] A. Shokrani, V. Dhokia, S. Newman. Environmentally conscious machining of difficult-to-machine materials with regard to cutting fluids, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 57, (2012), 83-101.

[3] S. Lawal, I. Choudhury, Y. Nukman. Application of vegetable oil-based metalworking fluids in machining ferrous metals. A review, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 52, (2012), 1-12.

[4] G. Byrne, D. Dornfeld, B. Denkena. Advancing Cutting Technology, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 52, (2003), 483-507.

[5] K. Park, J. Olortegui-Yume, M. Yoon, P. Kwon. A study on droplets and their distribution for minimum quantity lubrication (MQL) International Journal of Machine Tools and Manufacture, 50, (2010), 824-833.

[6] M. Khan, M. Mithu, N. Dhar. Effects of minimum quantity lubrication on turning AISI 9310 alloy steel using vegetable oil-based cutting fluid, Journal of Materials Processing Technology, 209, (2009), 5573–5583.

[7] V. Sharma, M. Dogra, N. Suri. Cooling techniques for improved productivity in turning, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 49, (2009), 435-453.

[8] T. Aoyama, Y. Kakinuma, M. Yamashita, M. Aoki. Development of a new lean lubrication system for near dry machining process, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 57, 2008, 125-128.

[9] V. Gaitonde, S. Karnik, J. Davim. Selection of optimal MQL and cutting conditions for enhancing machinability in turning of brass, Journal of Materials Processing Technology, 204, 2008, 459-464.

[10] L.N. López de Lacalle, C. Angulo, A. Lamikiz, J. Sánchez. Experimental and numerical investigation of the effect of spray cutting fluids in high speed milling, Journal of Materials Processing Technology, 172, (2009), 11-15.

[11] V.P. Astakhov. Ecological machining: near dry machining, Mechanic of machining: FEM simulation machining, (2009), 195-223.

[12] T. Walker. Walker, Tim. The MQL handbook. A guide to machining with Minimum Quantity Lubrication, (2013).

Diseño de una pieza test para la evaluación cinemática de máquinas de impresión 3D

R. Polvorosa[1], S. Martinez[1], O. Pereira[1], A. Lamikiz[1], L.N. López de Lacalle[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/Euskal Herriko Unibertsitatea.*

roberto.polvorosa@ehu.eus

La Fabricación aditiva es una tecnología que está creciendo en interés y usuarios, debido fundamentalmente a la rapidez y aplicación directa del proceso de fabricación en comparación con los procesos de mecanizado, donde la cantidad de material desperdiciado es muy alta. El número de impresoras 3D en el mercado es muy amplio y creciente, encontrando sistemas basados en arquitecturas abiertas y libres y controlados mediante software libre que cuestan pocas centenas de Euros. Por otro lado, existen sistemas industriales, con una solución cerrada y más robusta, cuyo coste es dos y hasta tres órdenes de magnitud superior a los sistemas más básicos y abiertos. Así, la dispersión de calidades y prestaciones de este tipo de sistemas hace necesario poder validar estas prestaciones y en concreto, validar la precisión dimensional de las mismas. En este trabajo se presenta el diseño de una pieza test en la que se han incorporado elementos que permiten la evaluación del comportamiento de los sistemas de fabricación 3D. Esta pieza se ha validado y medido para dos modelos de impresora 3D, una de tipo profesional y otra de gran consumo, obteniendo así las precisiones de la misma.

1. Introducción

La fabricación aditiva es una tecnología que está sufriendo un crecimiento muy importante en los últimos años, tanto la que se basa en el aporte de materiales metálicos, como la variante basada en el aporte de materiales plásticos, ambas tecnologías con muy variadas aplicaciones industriales [1].

En los inicios del prototipado rápido, su misión fundamental era la obtención relativamente sencilla de un objeto real desde un diseño 3D que permitiera verificar y dar el visto bueno a un diseño, pero siempre desde el punto de vista del prototipo. Actualmente las técnicas de fabricación aditiva han evolucionado hacia la obtención de piezas con plenas capacidades funcionales, por lo que la comprobación de la calidad y cumplimiento de restricciones geométricas cobra una importancia añadida, lo cual hace necesario algún tipo de estandarización de la evaluación cinemática de las máquinas de impresión 3D.

La tecnología de impresión 3D se puede utilizar para fabricar piezas de todo tipo. Una impresora 3D con tecnología FDM (Fused Deposition Modelling) [2][3], incluso de gama baja, es capaz de crear cualquier tipo de formas complejas no naturales que se puedan imaginar. Este tipo de impresoras han sufrido una gran difusión por la facilidad acceso y construcción para usuarios de todo tipo. A pesar de esto, la realidad es que la mayoría de los usuarios sólo imprimen formas geométricas compuestas por operaciones 3D sencillas.

Una pieza test estandarizada se puede utilizar para evaluar de forma completa el funcionamiento de una máquina o proceso [4], tanto desde el punto de vista cualitativo como cuantitativo. El uso de una pieza normalizada presenta la clara ventaja de una fácil comparación de las diferentes máquinas que la producen, además de poner a prueba los límites de la máquina o proceso y la posibilidad de identificar potenciales áreas de mejora en la realización de piezas desde las etapas iniciales del diseño. Estas pruebas en pieza test también pueden ser utilizadas con el fin de comparar las impresoras 3D de diferentes fabricantes, de forma que se puede ver cuáles funcionan mejor en diferentes situaciones, o incluso puede servir como prueba inicial de funcionamiento para un fabricante antes de poner a la venta la máquina o entregarla al cliente.

El siguiente escalón con un salto de calidad importante se encuentra en las máquinas de impresión 3D profesionales. Estas poseen componentes de una calidad superior, tanto en sus elementos de accionamiento y guiado como en los propios elementos que conforman su estructura y aspecto exterior, además de poseer sistemas de interacción y comunicación con el usuario más completos y logrados.

Por este motivo la dispersión de calidades de este tipo de máquinas es muy elevada, y resulta necesario validar sus prestaciones mediante algún tipo de prueba estandarizada que incluya todas las características más relevantes que diagnostiquen el funcionamiento de estos sistemas.

Actualmente ya existen algunas aproximaciones a este tipo de diseños [4] mediante el empleo de piezas test con unas características que permiten la validación de impresoras 3D, pero no tienen una implantación muy extendida, además de ser normalmente diseños propios con unas características sin unos criterios de diseño muy definidos.

En este trabajo se ha realizado el diseño de una pieza test con todas aquellas características que permitan una completa verificación del estado y/o rendimiento de la impresora 3D. Este diseño se ha probado posteriormente en dos impresoras con tecnología FDM; una de tipo más sencillo y económica, accesible a un gran número de usuarios sin grandes requerimientos de calidad, y otra de tipo profesional a la que se debe suponer grandes calidades y cumplimiento de requisitos de diseño. Son los modelos Voladora v2 de Tumaker, y Dimension 1200es del fabricante Stratasys respectivamente (Figura 1).

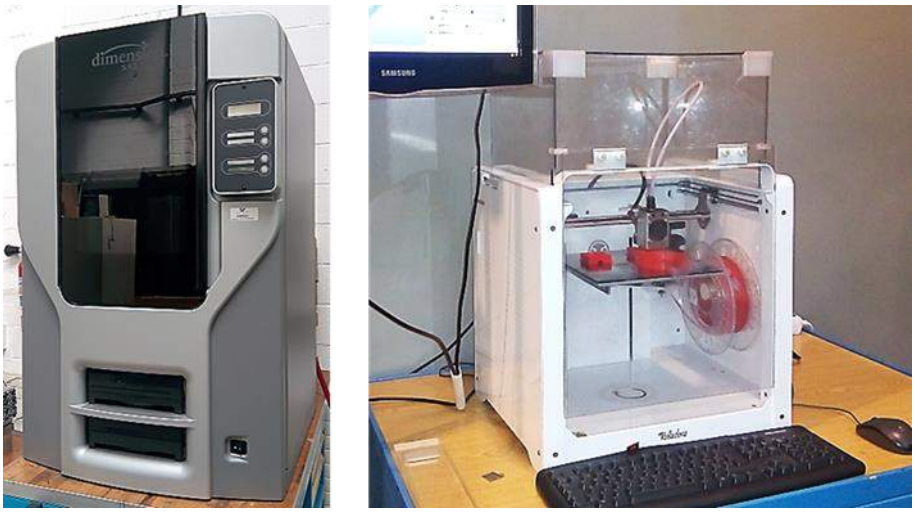


Figura 1: Impresoras 3D utilizadas para la impresión de las piezas test. Stratasys Dimension 1200es (izq.) y Tumaker Voladora v2 (dch.).

2. Necesidades de pieza test estandarizada

De cara a realizar la evaluación cinemática de una impresora resulta de mucha ayuda disponer de un conjunto de herramientas que permitan determinar el grado de precisión que presenta la máquina [**5**][**6**]. Para este cometido existen diversas técnicas metrológicas basadas en instrumentos de comparación, patrones de dimensiones conocidas, o incluso técnicas que emplean un haz laser como elemento de calibración y verificación. Estas técnicas normalmente están reservadas a máquinas de alta responsabilidad ya que suponen unos costos inasumibles para impresoras de un nivel más bajo donde los usuarios no requieren tan elevadas prestaciones. Este hecho hace necesario la búsqueda de otras alternativas que resulten asumibles para un mayor número de usuarios para realizar una completa verificación geométrica de la cinemática de las máquinas, y una pieza test estandarizada se presenta como una opción muy adecuada.

El diseño de una pieza test es muy particular, con numerosas características geométricas que al fabricarla permiten diagnosticar diferentes problemas de la máquina, caracterizar la precisión de su cinemática y demostrar sus capacidades, además supone una prueba definitiva para la máquina que implica la impresión de un diseño como si de una pieza final se tratara.

Al contrario que otras alternativas de pieza test que es posible encontrar por parte de diversos fabricantes, el trabajo que aquí se presenta propone una pieza de dimensiones sustancialmente mayores, pero no por ello carece de características para la verificación de pequeños detalles. La ventaja de este mayor tamaño radica en la posibilidad de poder detectar anomalías macro de la impresora, como la correcta alineación e interpolación simultanea de los ejes en distancias largas, además de verificar el funcionamiento de la máquina en posiciones cercanas a las esquinas del área de trabajo de la impresora, comúnmente caídas en olvido, y no solo en el centro del área de trabajo. Este diseño también facilita la medición de la pieza test en máquina de medir por coordenadas, con mayor número de características medibles de esta forma, sujetas por tanto a evaluación

cuantitativa. Como añadido a la verificación cuantitativa y cualitativa de las características técnicas del diseño, cabe destacar que disponer de una pieza final supone verificar estéticamente la calidad de la pieza final.

3. Diseño de la pieza test

En el diseño de la pieza test se han tenido en cuenta numerosos aspectos de cara a verificar la cinemática de una máquina de impresión 3D. La intención de diseño de la pieza test busca revelar las capacidades y limitaciones de la máquina de impresión 3D o del propio proceso, por ello es necesario que la pieza test posea unas características geométricas básicas y otras que pudiendo ser combinación de otras más básicas, resultan más complejas, o incluso superficies libres más exigentes para la máquina. Una impresora 3D de tecnología FDM debe ser capaz de generar líneas rectas en cualquier dirección involucrando incluso a dos ejes simultáneamente, líneas paralelas y perpendiculares, líneas curvas y circulares, contornos cerrados circulares y cuadrados, geometrías de detalle fino, e incluso superficies libres complejas. Por todo ello, se ha definido una superficie con forma cuadrada de 150 mm de lado, y se han introducido elementos que se encargan de aportar información diferente de la calidad de la impresión. Tal y como se observa en la Figura 2, a continuación se describen los elementos introducidos y la información que tratan de aportar:

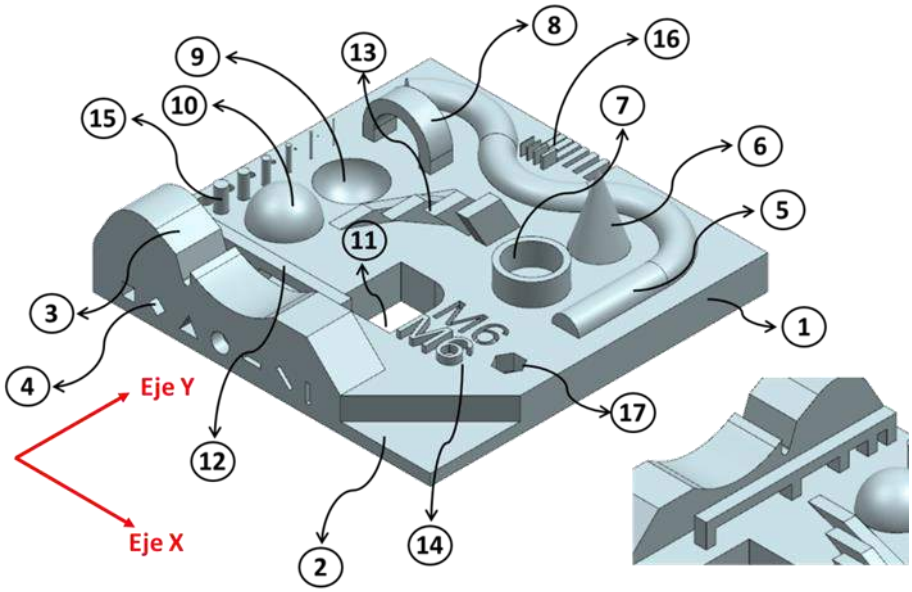


Figura 2: Pieza test diseñada con sus características principales. Detalle de característica 12 (abajo dch).

1 - Contorno cuadrilátero de 150 mm de longitud para evaluar la alineación de los ejes lineales de la impresora y comprobar su perpendicularidad. Debido a su gran superficie superior resulta sencillo comprobar su planitud y nivelación, además de verificar la correcta generación de esquinas en situaciones extremas, después de haber realizado trayectorias largas donde la impresora ha sido capaz de alcanzar la velocidad de consigna, y por ello el cambio en la dirección de la trayectoria puede generar mayores imprecisiones en la pieza.

2 - Superficie plana superior y triangulo horizontal para comprobar planitud y paralelismo de los planos. Con esta característica geométrica se puede comprobar la perpendicularidad de dos planos que forman un ángulo de 90º, uno horizontal, y otro vertical. Además de la interpolación de dos ejes simultáneos generando una trayectoria a 45º con respecto a cualquiera de ellos.

3 - Superficie de perfil complejo y contornos abruptos con rampas realizadas a ángulos conocidos. Tiene la desventaja de que la comprobación que con esta característica se realiza tiene lugar en el plano XY, por el propio laminado de la pieza, no evalúa por tanto la interpolación de la propia trayectoria definida por el contorno aparente de la superficie de perfil complejo, sino la conexión de las superficies simples que la forman, y los valores absolutos de los ángulos de estas formas.

4 - Características laterales, que a veces integran voladizos de menor tamaño, pero siempre soportados por material a su alrededor, de forma que no es tan crítico como los identificados en la característica 13.

5 - Nervio con trayectoria curva para evaluar la interpolación simultanea de dos ejes en cualquier ángulo. Este tipo de geometría permite observar la calidad de los movimientos de la cinemática evaluando la suavidad de la geometría y la conexión de líneas tangentes en la trayectoria.

6, 7, 10 - Tres superficies de revolución. La semiesfera saliente permite (10), de forma análoga a la cajera esférica ciega con geometría de revolución (9), evaluar la calidad obtenida en la generación de paredes exteriores curvas con pendiente variable en la dirección Z. El cono de revolución (6) en cambio demuestra las capacidades a la hora de generar paredes exteriores curvas no verticales de pendiente constante, además de la resolución de extremos afilados, detalles finos que constituyen un punto crítico por ser una zona de concentración de calor con una superficie de capa muy reducida, dificultando la evacuación de calor de la capa anterior recién depositada, provocando pérdida de precisión por sobrecalentamiento. En estas zonas también se pueden producir defectos debido a la retracción del filamento, debido a la reducida área de las sucesivas capas, lo cual puede conducir a la aparición de goterones. Por su parte la superficie cilíndrica (7) permite evaluar la generación de paredes exteriores curvas verticales, tanto interiores como exteriores, además de permitir verificar su concentricidad a la hora de interpolar dos geometrías cilíndricas coaxiales.

9,11 - Cajera ciega con geometría de revolución (9), para evaluar paredes interiores con forma curva, y cajera pasante con forma rectangular (11), para evaluar paredes interiores verticales y la gestión de esquinas internas.

8 - Puente con vaciado interior. Constituye un caso extremo de voladizo doble, en el que finalmente la figura es unida y cerrada por ambos extremos, siendo esta zona de unión el punto crítico que determina la capacidad de la impresora para la generación de puentes.

12 - Puente con voladizo horizontal variable. En este caso se pone a prueba la capacidad de la máquina para salvar distancias huecas horizontales variables de valores 4, 8, 16 y 32 mm.

13 - Paredes inclinadas en voladizo. En el diseño se han dispuesto cuatro objetos inclinados con ángulos diferentes de 20º, 30º, 45º y 60º con el fin de comprobar la aptitud de la máquina en la deposición de material en voladizos de diferente inclinación. En este caso es más restrictiva la calidad de la cara interior de los objetos que la exterior, ya que en la primera a partir de determinado ángulo inferior de inclinación de la pared, llega un punto en el que no existe suficiente sustrato de apoyo proporcionado por las capas anteriores para realizar una deposición adecuada del material de la capa actual. Esto no ocurre en las caras exteriores de la pared inclinada, en las cuales siempre hay sustrato de capas anteriores a la actual. Este problema no se da en las otras dos superficies laterales de las formas inclinadas, puesto que son paredes verticales sin inclinación, solo tienen una desviación lateral, con una superficie de apoyo que no varía con la altura del objeto.

14 - Texto interior y exterior. Con esta característica se determina la capacidad de la impresora para acabar detalles finos en el plano, que pueden ser foco de distorsiones por lo afilado de las trayectorias, tanto en texto depositado exteriormente, como el formado en el interior del material.

15, 16 - Salientes y agujeros cilíndricos así como ranuras y paredes delgadas de ancho definido. Se han definido seis salientes cilíndricos y agujeros de diámetros 0.5, 1, 2, 3, 4 y 5 mm y siete ranuras verticales con separación mínima entre paredes diferentes y conocidas, y de forma anexa unas paredes con las mismas anchuras de las ranuras. Las anchuras de las ranuras son: 0.2, 0.5, 0.8, 1.2, 1.7, 2.2 y 3.0 mm, con cuatro paredes de anchuras 0.2, 0.5, 0.8 y 1.2 mm. Esto permite una comprobación cualitativa de la calidad de la impresión en zonas estrechas de pequeño detalle, y detectar los límites de anchura mínima de pared que es posible depositar con el filamento de la impresora. Esto puede variar en función del calibre de la boquilla empleada en la impresora o de la estrategia de laminado empleada con el software.

17 - Característica funcional que acompaña al texto (14) que debe ser capaz de alojar una tuerca de métrica M6 DIN 934 entrando sin dificultad y sin quedar floja en su alojamiento.

4. Resultados y medición de la pieza test

El diseño de pieza test ha sido fabricado satisfactoriamente con las dos impresoras 3D de cinemática cartesiana con tecnología FDM. Los cursos máximos de trabajo son de 254x254x305 mm para la impresora Dimension y 200x200x200 mm para la Voladora en los ejes X, Y, y Z respectivamente. El material del filamento de aporte utilizado ha sido plástico ABS blanco para la impresora profesional y ABS de color rojo para la impresora de consumo utilizando en ambos casos una boquilla de salida de calibre 0.4 mm. En ambos casos la altura de capa utilizada en la dirección del eje Z ha sido de 0.25 mm y la estrategia de relleno ha seguido un patrón con forma de panel de abeja o ‘honeycomb’ con un porcentaje de relleno del 30%. El tiempo total de impresión ha sido

muy similar en ambos casos, siendo de 10 horas y 35 minutos para el primer caso y de 10 horas y 50 minutos para la impresora Voladora v2. En la Tabla 1 se recoge un resumen de las principales características de cada proceso:

Tabla 1: Parámetros de los dos procesos.

	Dimension 1200es	**Voladora v2**
Volumen de trabajo	254x254x305	200x200x200
Filamento	ABS blanco	ABS Rojo
Diámetro salida	0.4 mm	0.4 mm
Altura de capa	0.25 mm	0.25 mm
Tiempo de impresión	10h 35m	10h 50m

Ambas máquinas han demostrado su habilidad para realizar la mayoría de características, pero se han encontrado ciertos problemas en algunos casos. En concreto para el caso del saliente cilíndrico de menor diámetro, etiquetados como 15 en la Figura 2, con un diámetro según diseño de 0.5 mm, la impresora Dimension lo ha realizado del mismo tamaño que el inmediatamente superior, resultando de 1 mm de diámetro, problema que deriva del propio laminado, no siendo por tanto capaz la impresora de generar círculos de menos de 1 mm de diámetro. Por su parte la impresora Voladora no ha sido capaz de realizarlo, ni siquiera lo ha contemplado a la hora de realizar el laminado. Esto puede ser debido al tamaño de la boquilla empleado.

Algo similar ocurre con los salientes rectangulares y ranuras etiquetados como 16 en la Figura 2. Para los dos modelos de impresora se ha detectado que los salientes tienen un sobre espesor respecto al diseño, y las ranuras un espesor más reducido. En el caso de la impresora Voladora, el saliente más extremo no ha sido capaz de contemplarlo en el laminado ni de imprimirlo. En concreto se ha observado que paredes de espesor menor de 0.2 mm no son capaces de reproducir. Estos problemas pueden tener diferentes orígenes, desde una incorrecta configuración de la velocidad de extrusión, el diámetro de la boquilla empleada, el tipo de laminado, o incluso falta de precisión en el diámetro original del filamento, parámetro importante a introducir en el software que puede modificar la velocidad de extrusión. La Tabla 2 recoge las variaciones de las anchuras de los salientes y ranuras de esta característica y el error porcentual. La impresora profesional se ha comportado particularmente bien en el caso de las ranuras, ajustándose fielmente a las dimensiones del diseño con un error porcentual muy reducido o inexistente.

Tabla 2: Espesores teóricos y reales de salientes y ranuras de característica número 16 y error porcentual (valores en mm).

		Dimension 1200es		**Voladora v2**	
	Espesor teórico	**Espesor real**	**Error porcentual**	**Espesor real**	**Error porcentual**
Salientes	0.2	0.95	475%	0	-
	0.5	1.21	242%	0.84	168%
	0.8	1.23	154%	0.84	105%
	1.2	1.29	108%	1.41	118%
Ranuras	0.2	0.16	-	0	-
	0.5	0.50	100%	0.44	-
	0.8	0.80	100%	0.74	93%
	1.2	1.20	100%	1.08	90%
	1.7	1.70	100%	1.46	86%
	2.2	2.19	100%	1.87	85%
	3.0	2.90	97%	2.58	86%

La consiguiente evaluación cualitativa mediante inspección visual de las piezas test permite extraer algunos datos importantes. Destaca la mayor facilidad de la impresora profesional para realizar operaciones con voladizos o puentes, con una calidad muy superior. A esto contribuye el uso de material soporte en otro tipo de plástico diferente al ABS utilizado en la pieza, que posteriormente es eliminado con un agente disolvente, no permitiendo el software de la impresora imprimir sin material soporte, muy posiblemente como estrategia del fabricante para asegurarse la calidad de las piezas. Por ello la calidad obtenida en el puente horizontal variable, el puente de arco, y los pilares inclinados, etiquetados como 12, 8, y 13 respectivamente en la Figura 2, es muy superior a la obtenida en la impresora Voladora. En este último caso, el no utilizar soporte hace que la calidad del arco y los pilares inclinados no sea óptima, aunque muy probablemente suficiente para un usuario con unos requerimientos de calidad no muy elevados, mientras que el puente horizontal variable posee una calidad muy pobre derivada del descuelgue del filamento a medida que se realiza el aporte en las primeras capas del puente (Figura 3).

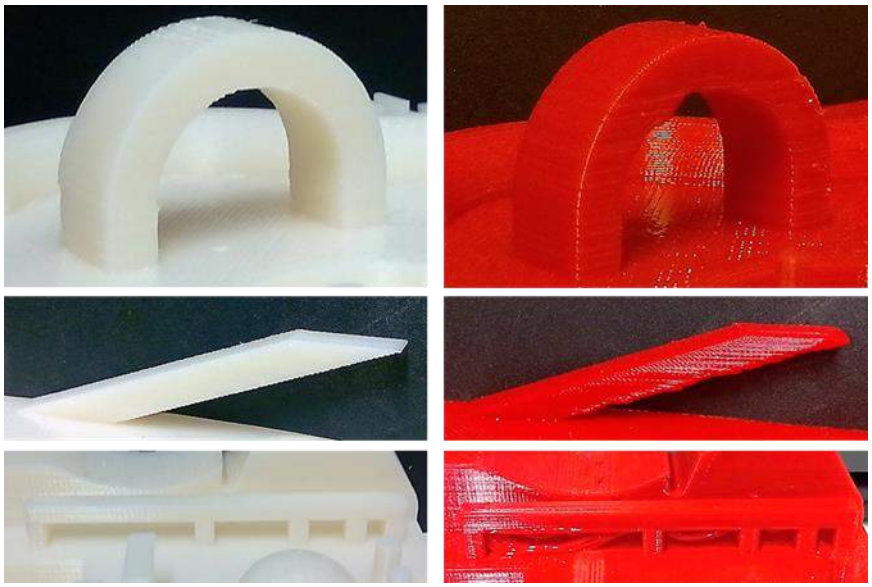


Figura 3: Pieza test diseñada con sus características principales. Detalle de característica 12 (abajo dch).

Respecto a la interpolación simultanea de los ejes X e Y, ninguna de las impresoras ha presentado problemas en ese aspecto, generando unas trayectorias correctas con uniones tangentes muy limpias como en el caso de la superficie curva con forma de nervio (5), o el caso del plano vertical a 45º situado en una esquina de la pieza (2). La cajera pasante (11), el cono (6) y las superficies cilíndricas (7) también son indicativos del buen funcionamiento de la interpolación simultánea de dos ejes, no encontrándose problemas en su resolución.

La pieza fabricada ha sido posteriormente medida en una máquina de medir por coordenadas (MMC), con el objeto de realizar una valoración cuantitativa de la desviación de las características de mayor tamaño que complete la evaluación cualitativa de calidad de impresión ya realizada. La máquina de medir por coordenadas empleada es del fabricante Zeiss modelo MC 850, y se ha utilizado un palpador de contacto con bola de rubí de 3 mm de diámetro. La alineación en la MMC se ha realizado con tres planos perpendiculares dos a dos; los dos verticales más exteriores que forman un ángulo de 90º visibles en la Figura 2, y el plano horizontal superior sobre el que se han formado el resto de características.

Mediante la medición con máquina de medir por coordenadas de la pieza obtenida con la impresora 3D profesional, se ha detectado un error máximo por defecto en la pieza según la dirección del eje Y de 0.672 mm, no así en la dirección del eje X, resultando una pieza de dimensiones aproximadas 150x149.328 mm (error máximo). Esto ha provocado un error sistemático en esa dirección en todas las características definidas en la pieza, desplazando en esa dirección una cierta distancia cada una de ellas y siendo este error tanto más grande, cuanto más lejos del plano inicial de alineamiento utilizado en la MMC se encuentre.

Similar patrón se ha observado en la pieza realizada con la impresora Voladora, pero en este caso el error es de mayor magnitud, habiendo una discrepancia de casi 1 mm por exceso de error máximo en la dirección Y, siendo muy reducido de nuevo según la dirección del eje X, resultando una pieza de alrededor de 150x150.946 mm (error máximo).

Tal y como se ha adelantado, este error ha propiciado que el resto de características presenten una desviación respecto a su posición teórica fundamentalmente en la dirección del eje Y, lo cual se puede apreciar si representamos un mapa de colores de las desviaciones en mm de las características medidas en la MMC (Figura 4). En ella se puede comprobar como el error de desplazamiento se produce en ambos casos en la dirección Y, más acusado en el caso de la impresora de consumo que en la profesional.

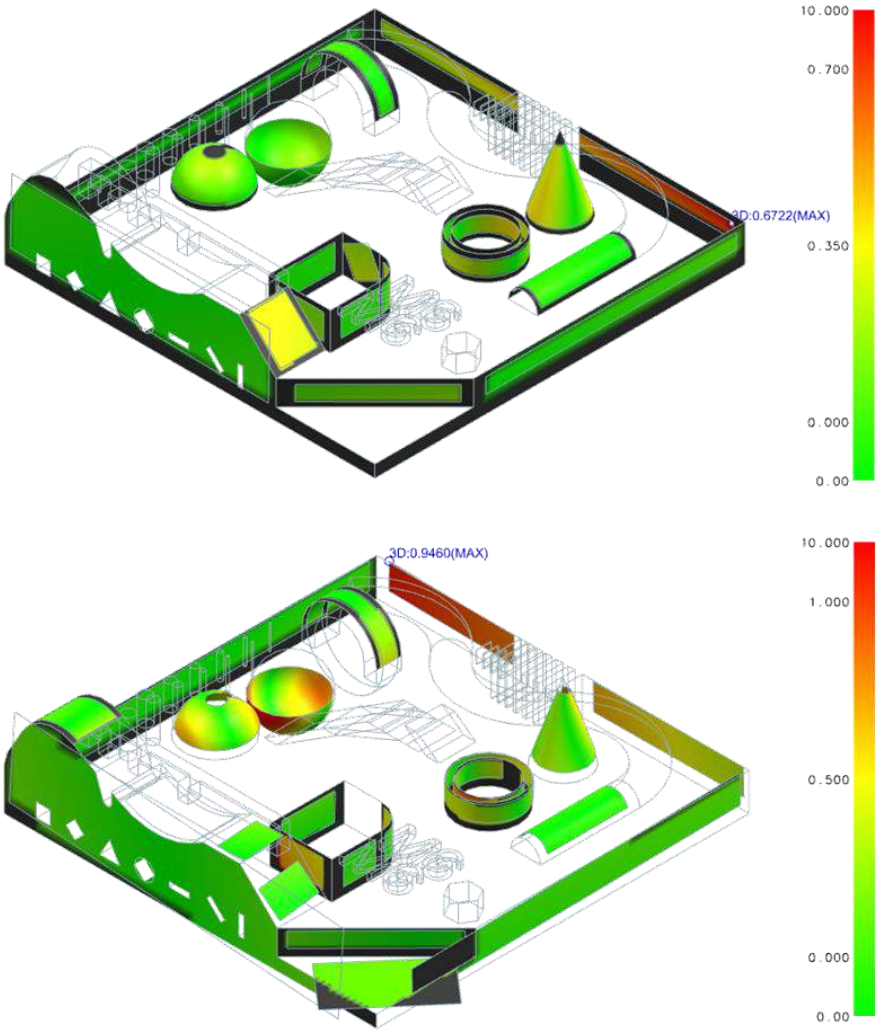


Figura 4: Mapa de colores de las desviaciones. Pieza con impresora Dimension 1200es (arriba), y pieza con impresora Voladora v2 (abajo).

Esta desviación en posición empaña el verdadero ajuste de las características medidas con respecto a las teóricas, es decir, independientemente de que haya un error de posicionamiento de la característica, es importante cuantificar cuanto se parece la característica concreta a lo que se tiene que parecer, sea una esfera, cilindro, plano, etc. De esta forma se recogen en la Tabla 3 los errores medios de ajuste para algunas de las características identificadas en la Figura 2.

Tabla 3: Errores medios en el ajuste de características de las piezas test (valores en mm).

Característica	Dimension 1200es	Voladora v2
1 - Planos verticales	0.0321	0.0683
3 - Perfil complejo	0.0189	0.0233
5 - Nervio	0.0082	0.0312
6 - Cono	0.0418	0.0453
7 - Cilindros	0.0440	0.0615
8 - Puente curvo	0.0236	0.0362
9 - Esfera interna	0.0391	0.0739
10 - Esfera externa	0.0260	0.0544
11 - Cajera	0.0124	0.0317

De la tabla anterior se extrae que el error medio se encuentra en todos los casos por debajo de una décima, siendo una precisión aceptable para las aplicaciones a las que normalmente este tipo de máquinas van destinadas.

Es importante señalar que se ha detectado cierto error angular en los planos verticales más exteriores medidas en la máquina de medir por coordenadas. Estos deben estar a 90º, pero en cambio, se han medido 89.8635º y 89.7373º para la impresora profesional y de consumo respectivamente. Esto denota un mejor alineamiento de los

ejes de la máquina profesional con respecto a la más económica, si bien es cierto que quizá cabría esperar una exactitud algo mayor. En lo referente a la gestión de esquinas del cuadrilátero inferior de base, más exigentes por el hecho de que la impresora alcanza una velocidad de consigna normalmente alta, no se han encontrado problemas, resultando correctas en ambos casos.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha realizado el diseño de una pieza test de dimensiones medias, utilizada para la comprobación cinemática de impresoras 3D. Se ha comprobado la necesidad de introducir características de diversa naturaleza que permitan analizar diferentes parámetros de la impresora para evaluar su funcionamiento y determinar la calidad de las piezas que produce. El presente estudio ha permitido encontrar algunos rasgos comunes en una impresora profesional y otra de consumo, como:

- Error sistemático en alguna de las dimensiones de la pieza, que provoca una reproducción del error en esa dirección para todas las demás geometrías que la forman. La correcta configuración de los motores paso a paso o trasmisión de correa de ese eje resulta clave en este aspecto.
- Dificultades para la realización de zonas de pequeño tamaño sobre todo en el caso de la impresora de gran consumo. En el caso de la impresora profesional la reproducción de estas zonas se ajusta más al diseño.
- El uso de material soporte se demuestra como una ayuda de gran valor para reproducir geometrías de diseño de difícil fabricación manteniendo una alta calidad.
- La interpolación de dos ejes simultáneos no representa ningún problema para ninguno de los casos, siendo capaces de realizar trayectorias curvas en el plano de buena calidad.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen especialmente al Ministerio de Economía y Competitividad por el apoyo ofrecido en los proyectos DPI2013-46164-C2-1-R TURBO y RTC-2015-4194-5 AddiClean.

7. Referencias

[1] J.-P. Kruth, M.C. Leu, T. Nakagawa. Progress in Additive Manufacturing and Rapid Prototyping, Annals of the ClRP, 47, (1998), 525-540.

[2] X. Yan, P. Gu. A review of rapid prototyping technologies and systems, Computer-Aided Design, 28, (1996), 307-318.

[3] D.T. Pham, R.S. Gault. A comparison of rapid prototyping technologies, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 38, (1998), 1257–1287.

[4] S. Moylan, J. Slotwinski, A. Cooke, K.A. Jurrens, M.A. Donmez. Proposal for a standardized test artifact for additive manufacturing machines and processes, Proceedings of the 2012 Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium, (2012), 6-8.

[5] T.H.C. Childs, N.P. Juster. Linear and Geometric Accuracies from Layer Manufacturing, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 43, (1994), 163-166.

[6] R. lppolito, L. luliano, A. Gatto. Benchmarking of Rapid Prototyping Techniques in Terms of Dimensional Accuracy and Surface Finish, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 44, (1995), 157-160.

Auto-calibración del sistema de posicionamiento de una plataforma de movimiento en 2D

Marta Torralba[1], Lucía C. Díaz-Pérez[2], Margarita Valenzuela[3], José A. Albajez[4], José A. Yagüe-Fabra[5], Juan J. Aguilar[6]

[1]Centro Universitario de la Defensa, Zaragoza, Spain. martatg@unizar.es
[2]I3A, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, Spain. lcdiaz@ unizar.es
[3]Universidad de Sonora, Departamento de Ingeniería Industrial, Hermosillo, México. margarita.vgm@gmail.com
[4]I3A, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, Spain. jalbajez@ unizar.es
[5]I3A, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, Spain. jyague@ unizar.es
[6]I3A, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, Spain. jaguilar@unizar.es

Este trabajo define un método de autocalibración para un sistema de sensores láser 2D a lo largo de un amplio rango de trabajo de 50 mm x 50 mm con el objetivo de alcanzar una incertidumbre submicrométrica. Un encoder de malla 2D es usado como artefacto no calibrado. Así, primero se describe la configuración experimental usada. Después, se analiza el modelo matemático de medida del sistema láser y los factores de error que hay que corregir, para continuar describiendo en detalle el algoritmo de calibración definido. Por último, el correcto funcionamiento del método se valida experimentalmente.

1. Introducción

La nanotecnología ha experimentado un fuerte crecimiento en las últimas décadas. Su importancia en diferentes campos de aplicación ha aumentado rápidamente y por ello cada vez se necesitan no sólo sistemas de posicionamiento más precisos, sino también con rangos de trabajo más amplios [1, 2]. En esta línea, una innovadora plataforma de nanoposicionamiento 2D (NanoPla) está en desarrollo en la Universidad de Zaragoza con el objetivo de obtener una precisión submicrométrica a lo largo de un amplio rango de trabajo (50 mm x 50 mm) [3,4]. El funcionamiento de esta plataforma está directamente relacionado con la precisión de los sensores de posicionamiento.

Existen distintos tipos de sensores destinados al nanoposicionamiento. Tanto los encoders 1D y 2D, como los sistemas de interferometría láser se usan para medir el desplazamiento en amplios rangos. Los sensores capacitivos e inductivos, en cambio, se usan para medir movimientos espurios [5, 6]. En el caso de la NanoPla, como sensores de nanoposicionamiento se ha elegido un sistema de interferometría láser con espejos planos. Este sistema de sensores es capaz de alcanzar gran precisión en amplios rangos de trabajo. Además, con el fin de aumentar dicha precisión, los errores sistemáticos de la medición se pueden minimizar con métodos de calibración.

Los métodos de calibración son muy variados y dependen del tipo de sistema a calibrar, la precisión requerida, el tamaño del área de trabajo y patrones disponibles. Los métodos de calibración directa comparan la medición de los sensores con una medida calibrada para calcular el error sistemático. La gran desventaja de estos métodos es que se necesita un artefacto calibrado más preciso que el sistema a calibrar, lo cual, en determinados casos, puede ser difícil y costoso de conseguir. Una opción alternativa que solventa este inconveniente son los métodos de autocalibración, los cuales relacionan distintas vistas de un artefacto no calibrado para poder aislar el error sistemático del sistema a calibrar y, de esta manera, corregirlo.

Este trabajo se centra en la calibración del sistema de láseres 2D usado para el nanoposicionamiento de la NanoPla en desarrollo, en toda el área de trabajo de 50 mm x 50 mm. El procedimiento aplicado está basado en métodos de autocalibración y como artefacto no calibrado se ha usado un encoder de malla 2D. El encoder también es un sensor de posición 2D con múltiples aplicaciones en metrología e ingeniería de precisión. El fabricante proporciona junto al encoder un certificado de calibración, en el que está representado el error sistemático a lo largo de los ejes centrales X e Y. Por lo tanto, una forma de comprobar que el método de calibración propuesto es adecuado es usar el sistema de láseres ya calibrado para calcular el error sistemático del encoder a lo largo de los ejes centrales X e Y, para luego compararlo con el proporcionado por su certificado de calibración. Si los errores son similares, se podría concluir que la calibración aquí descrita se ha llevado a cabo de forma correcta.

En este artículo, primero se describe la configuración experimental usada para realizar la calibración. Seguidamente, el modelo matemático del sistema láser es analizado, con el fin de conocer qué factores son

necesarios calcular por medio de la calibración, para poder corregir las lecturas proporcionadas por el mismo. Después, se lleva a cabo la calibración de forma experimental para calcular estos factores. Por último, con el sistema láser calibrado se calcula el error sistemático del encoder en sus ejes centrales X e Y, para poder compararlo con su certificado de calibración y poder confirmar la validez del método de autocalibración aplicado.

2. Configuración experimental

La configuración experimental para el procedimiento de autocalibración que aquí se describe está representada en la Figura 1. El marco metrológico fue diseñado cuidadosamente para diferentes experimentos anteriores en los que se requería gran precisión [7]. La misma configuración y marco metrológico han sido usados para este estudio, aunque el enfoque y el modelo geométrico son distintos. El sistema de sensores láser pertenece a la familia de interferómetros láser RLE10 de Renishaw y consiste en una unidad láser (RLU), dos cabezales (RLD), dos espejos planos (uno por eje) y una unidad de control ambiental (RCU). Además, se usa un interpolador externo que mejora la resolución del sistema de 10 nm a 3 nm. El artefacto no calibrado es el encoder de malla 2D comercial de Heidenhain GmbH, modelo KGM 181, cuyo rango de trabajo es Ø140 mm. Para este trabajo en particular, la calibración se realiza en el área de operación de la NanoPla, i.e. 50 mm x 50 mm.

En aplicaciones en las que se necesita una resolución submicrométrica el diseño del marco metrológico es crucial, ya que afecta a la precisión del resultado final. Por ello el marco ha sido fabricado en Zerodur, un material cuyo coeficiente de dilatación es casi cero, por lo que permanece invariable frente a los cambios de temperatura. El marco metrológico consiste en dos plataformas con movimiento relativo, el movimiento se realiza con una máquina de posicionamiento. Los espejos planos del sistema láser y el cabezal del encoder están sujetos a la plataforma superior del marco metrológico que está fijo al brazo de la máquina de posicionamiento, que permanece estático. Los cabezales del láser y la base del encoder (placa graduada) están fijos a la plataforma inferior del marco metrológico, fija, a su vez, a la mesa con desplazamiento horizontal de la máquina de posicionamiento, que es la que se mueve en el plano horizontal XY. Según esta configuración, existe una desviación angular entre el sistema de referencia de la máquina de posicionamiento y el del sistema láser (θ), y una desviación angular entre el sistema de referencia de la máquina de posicionamiento y del encoder (σ). El valor esperado para estos ángulos está entre ±0.01 radianes.

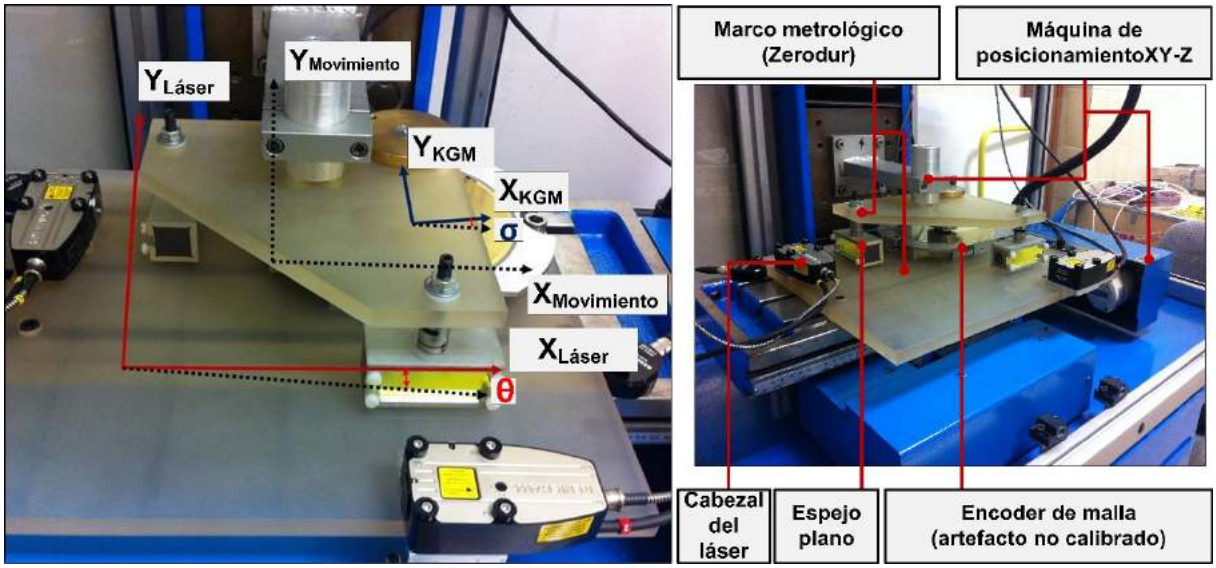


Figura 1: Configuración experimental para la autocalibración del sistema láser 2D

3. Modelo matemático del sistema de sensores láser en 2D

El sistema láser consiste básicamente en dos haces que se reflejan en dos espejos planos (uno por cada eje). En la sección anterior se ha descrito la configuración experimental para la calibración, en la que, como se puede ver en la Figura 1, los dos haces son teóricamente perpendiculares entre ellos y coplanares al plano de movimiento. Por lo tanto, existen dos errores que deben ser compensados. El primero es un error lineal, presente en todo sistema de interferometría láser que ocurre cuando el haz del láser no es coplanar al plano de movimiento. En este artículo, este error es llamado error de cabeceo (α_{xpitch} y α_{ypitch}, en la Figura 2). El segundo error es un error en dos dimensiones causado por la falta de perpendicularidad entre los espejos planos X e Y. Este error es llamado error de perpendicularidad (α_{xy}, en la Figura 2). Este modelo matemático asume que cada haz del láser es perpendicular

a su respectivo espejo plano. Esta suposición está justificada en la información proporcionada por el fabricante del sistema láser, ya que la tolerancia de alineación de haz y espejo para que el sistema funciones se traduce en errores despreciables para el rango de trabajo aquí caracterizado.

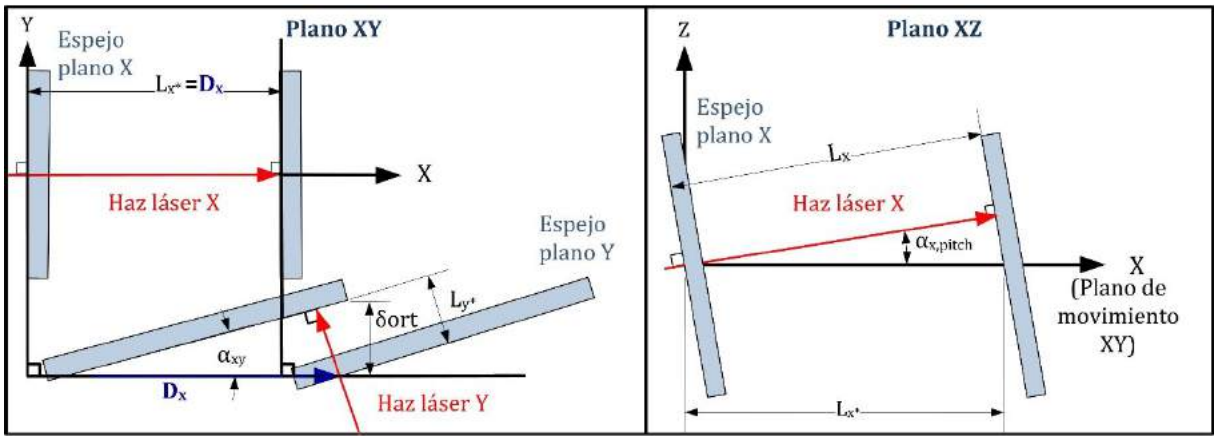


Figura 2: Modelo geométrico del sistema de sensores láser 2D

Las relaciones geométricas están representadas en la Figura 2, donde D_x y D_y representan los desplazamientos reales, mientras que L_x y L_y representan las lecturas de los sensores láser, en los ejes X e Y respectivamente. Se puede observar que en la Figura 2 existe un desplazamiento real de los espejos planos en el eje X ($D_x \neq 0$) y que en el eje Y no hay ningún desplazamiento ($D_y=0$). Sin embargo, la lectura del láser en el eje Y no es cero, debido al error de perpendicularidad (δ_{ort}). Las relaciones geométricas están definidas por las siguientes ecuaciones, donde δ_x y δ_y representan el error de medida en el eje X e Y.

$$D_x = L_{x^*} = \frac{L_x}{\cos(\alpha_{xpitch})} \tag{1}$$

$$D_y = \frac{L_{y^*}}{\cos(\alpha_{xy})} - \delta_{ort} = \frac{L_y}{\cos(\alpha_{ypitch})\cdot\cos(\alpha_{xy})} - \delta_{ort} \tag{2}$$

$$\delta_{ort} = \frac{\tan(\alpha_{xy})\cdot L_x}{\cos(\alpha_{xpitch})\cdot\cos(\alpha_{ypitch})} \tag{3}$$

$$\delta_x = D_x - L_x \tag{4}$$

$$\delta_y = D_y - L_y \tag{5}$$

Los factores que se deben obtener mediante la autocalibración son (α_{xpitch}, α_{ypitch} y α_{xy}. Conocidos estos factores es posible corregir las lecturas de los láseres (L_x y L_y) para corregir el error y obtener el desplazamiento real (D_x y D_y). El método de autocalibración debe funcionar correctamente para valores dentro de los rangos esperados para α_{xpitch}, α_{ypitch} y α_{xy}. Además, debe ser capaz de obtener los desplazamientos reales (D_x y D_y) con una incertidumbre submicrométrica. Con este fin, en la Tabla 1, se ha definido el rango esperado para cada factor y la incertidumbre con la que deberían ser calculados. El rango esperado para α_{xpitch} y α_{ypitch} es el ángulo de alineación que permite el cabezal para el cabeceo. El rango esperado para α_{xy} se ha hallado mediante medidas experimentales del marco metrológico y de la NanoPla.

Tabla 1: Factores del modelos geométrico del sistema láser

Descripción	Parámetro	Rango esperado (rad)	Incertidumbre requerida (rad)
Error de perpendicularidad	α_{xy}	$\pm 5 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1 \cdot 10^{-6}$
Error de cabeceo en el eje X	α_{xpitch}	$\pm 12 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$
Error de cabeceo en el eje Y	α_{ypitch}	$\pm 12 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$

4. Algoritmo de autocalibración

Realizar una calibración para obtener resultados a escala nanométrica supone muchas dificultades. Si se desea utilizar un artefacto calibrado como patrón de medida en el área 2D, la más significativa es encontrar un sistema de calibración por lo menos un orden de magnitud más preciso que la precisión con la que se desea calibrar dicho artefacto e, idealmente, del mismo tamaño que el rango de trabajo. Por lo tanto, en este trabajo se ha elegido aplicar técnicas de autocalibración, que eliminan este problema [8] y son apropiadas para mejorar la precisión de sistemas de posicionamiento en amplias áreas [9, 10].

La autocalibración, básicamente, consiste en un artefacto no calibrado con geometrías que se puedan medir. Estas geometrías son caracterizadas por el sistema a calibrar usando distintas vistas del artefacto. Como el artefacto es un elemento rígido, el patrón de las geometrías permanece invariable en todas las vistas [11]. La única referencia calibrada que se necesita es una longitud lineal para corregir el factor de escala del sistema a calibrar [8]. El error observado en cada medida es la suma del error del sistema a calibrar y del error del artefacto no calibrado. Combinando las medidas tomadas en las distintas vistas es posible aislar el error del sistema a calibrar.

El caso de este estudio es muy específico, ya que como artefacto no calibrado se ha usado un encoder de malla 2D, el cual es un sensor de posición en sí mismo. El encoder, por lo tanto, en vez de tener geometrías medibles tiene una malla de puntos que, al ser leída por el cabezal de escaneo, proporciona coordenadas en el plano XY para cada punto. De esta manera, los datos de entrada del algoritmo son las lecturas del sistema láser y del encoder tomadas en la misma posición, considerando los diferentes puntos del área caracterizada. Estas medidas están tomadas en distintos sistemas de referencia, por lo que, para poder compararlas, los dos sistemas de referencia deben ser alineados matemáticamente. Como longitud lineal calibrada, se pueden usar los ejes centrales del encoder, ya que, como se ha mencionado antes, su certificado de calibración proporciona el error sistemático a lo largo de estos ejes, lo que permite corregirlos.

En una autocalibración, los errores globales en cada punto están expresados como la suma del error de posicionamiento del sistema a calibrar, el error del artefacto no calibrado y los errores de alineación del artefacto no calibrado, para cada vista. En el caso particular de este estudio, los errores de alineación no están presentes ya que las lecturas del encoder previamente han sido matemáticamente alineadas al sistema de referencia del sistema láser. Por lo tanto, para la vista inicial, (Vista 0) el error global en cada punto queda definido por la Ecuación 6.

$$V_0\left(x_i, y_j\right) = M_0\left(x_i, y_j\right) + E_0\left(x_i, y_j\right) \tag{6}$$

En la Ecuación 6, M_0 representa el error de posicionamiento del sistema láser en el punto (x_i, y_j) en su sistema de referencia. A su vez, E_0 es el error de posicionamiento del punto (x_i, y_j), alineado con el sistema de referencia del sistema láser (θ- σ, en la Figura 1). La malla del encoder tiene NxN puntos, por lo que i, j=1,…,N.

Dos vistas del encoder son suficientes para poder realizar la autocalibración en este caso: vista inicial (Vista 0) y la rotada (Vista 1), que se obtiene girando el encoder 180º alrededor de su eje Z. Para la configuración descrita en la sección 2, la desviación angular θ entre la máquina de posicionamiento y el sistema láser permanece invariable de una vista a otra. Sin embargo, la posición relativa entre la máquina de posicionamiento y el encoder de malla sí que varía al rotar el encoder 180º, por lo que σ es distinto para la Vista 0 y la Vista 1 ($\sigma_0 \neq \sigma_1$). Las lecturas del sistema láser y el encoder son tomadas al mismo tiempo en la misma posición, en una malla de 11 x 11 puntos, separados 5 mm, cubriendo el área de trabajo de 50 mm x 50 mm, primero para la Vista 0 del encoder y después para la Vista 1. Debido a que σ tendrá un valor distinto para la Vista 0 y la 1 y a los errores de la máquina de posicionamiento, los puntos medidos no serán exactamente los mismos en una vista y en otra. No obstante, según el certificado de calibración del encoder 2D, se puede considerar que los puntos cercanos tienen errores similares. Así, es posible asumir que los errores del encoder pueden ser cancelados combinando las ecuaciones de las distintas

vistas. Sustituyendo (4) y (5) en la ecuación (6) se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones, para la Vista 0 y la 1, para los componentes en X y en Y:

$$V_{0x}(x_i, y_j) = \delta_x(x_i) + E_x(x_i, y_j) \tag{6}$$

$$V_{0y}(x_i, y_j) = \delta_y(x_i, y_j) + E_y(x_i, y_j) \tag{7}$$

$$V_{1x}(x_i, y_j) = \delta_x(x_i) + E_x(-x_i, -y_j) \tag{8}$$

$$V_{1y}(x_i, y_j) = \delta_y(x_i, y_j) + E_y(-x_i, -y_j) \tag{9}$$

Sustituyendo δ_x y δ_y por las ecuaciones (1), (2) y (3) y combinando las ecuaciones de la Vista 0 y la Vista 1, la contribución del error sistemático del encoder se cancela y se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\frac{\tan(\alpha_{xy})}{\cos(\alpha_{xpitch})\cdot\cos(\alpha_{ypitch})} = \frac{1}{2\cdot x_i^0}\cdot\left[-V_{0y}(x_i^0, y_j^0) + \left(\frac{1}{\cos(\alpha_{ypitch})\cdot\cos(\alpha_{xy})} - 1\right)\cdot y_j^0\right] + \\ + \frac{1}{2\cdot(-x_i^1)}\cdot\left[-V_{1y}(-x_i^1, -y_j^1) + \left(\frac{1}{\cos(\alpha_{ypitch})\cdot\cos(\alpha_{xy})} - 1\right)\cdot(-y_j^1)\right] \tag{10}$$

$$\frac{1}{\cos(\alpha_{xpitch})} = \frac{1}{2\cdot x_i^0}\cdot\left[V_{0x}(x_i^0, y_j^0)\right] + \frac{1}{2\cdot(-x_i^1)}\cdot\left[V_{1x}(-x_i^1, -y_j^1)\right] + 1 \tag{11}$$

$$\frac{1}{\cos(\alpha_{ypitch})\cdot\cos(\alpha_{xy})} = \frac{1}{2\cdot y_j^0}\cdot\left[V_{0y}(x_i^0, y_j^0) + \frac{\tan(\alpha_{xy})\cdot x_i^0}{\cos(\alpha_{xpitch})\cdot\cos(\alpha_{ypitch})}\right] + \\ + \frac{1}{2\cdot(-y_j^1)}\cdot\left[V_{1y}(-x_i^1, -y_j^1) + \frac{\tan(\alpha_{xy})\cdot(-x_i^1)}{\cos(\alpha_{xpitch})\cdot\cos(\alpha_{ypitch})}\right] + 1 \tag{12}$$

Donde (x^0_i, y^0_j) y $(-x^1_i, -y^1_j)$ para i, j=1,…, 11, son las coordenadas de los puntos de la malla medidos en el área de trabajo, para la Vista 0 y la 1, respectivamente.

5. Calibración experimental del sistema láser

Una vez que ya se han definido la configuración experimental y el algoritmo de autocalibración, es posible comenzar con la calibración experimental. La calibración comienza con el establecimiento de una longitud de referencia. En este caso, como referencia lineal se han usado los ejes centrales del encoder que han sido calibrados por el fabricante. De esta manera, se ha establecido el factor de escala del sistema de sensores láser. La máquina de posicionamiento mueve la plataforma inferior del marco metrológico a lo largo de todo el área de trabajo. Se han ido anotando las lecturas del sistema láser y del encoder simultáneamente en la misma posición, en la malla definida de 11 x 11 puntos, para las dos vistas del encoder. Después de medir todos los puntos, se tienen sus coordenadas en dos sistemas de referencia (el del encoder y el del sistema láser), y en dos vistas (Vista 0 y Vista 1). El algoritmo de autocalibración primero alinea matemáticamente los dos sistemas de referencia y luego mediante el sistema de ecuaciones (10), (11) y (12) cancela el error sistemático del encoder y obtiene el valor de los factores α_{xpitch}, α_{ypitch} y α_{xy}. También se obtiene del ángulo entre el sistema de referencia de los láseres y del sistema de referencia del encoder, θ-σ, para la Vista 0 y la Vista 1. Los resultados obtenidos se han representado en la Tabla 2. Están dados con la incertidumbre requerida, según la sección 2 y se encuentran dentro del rango esperado. Para obtener los desplazamientos reales D_x y D_y, es necesario corregir las lecturas del sistema láser (L_x y L_y) sustituyendo los valores calculados para α_{xpitch}, α_{ypitch} y α_{xy} en las ecuaciones (1) y (2).

Tabla 2: Valores de los factores calculados por la autocalibración

Descripción	Parámetro	Rango esperado (rad)	Incertidumbre requerida (rad)	Resultado (rad)
Error de perpendicularidad	α_{xy}	$\pm 5 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1 \cdot 10^{-6}$	-0.003920
Error de cabeceo en el eje X	α_{xpitch}	$\pm 12 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$	0.011
Error de cabeceo en el eje Y	α_{ypitch}	$\pm 12 \cdot 10^{-3}$	$\pm 1 \cdot 10^{-3}$	0.004
Desviación angular entre el sistema de referencia de los láseres y el encoder en la Vista 0	θ-σ_0	±0.02	$\pm 1 \cdot 10^{-4}$	-0.0049
Desviación angular entre el sistema de referencia de los láseres y el encoder en la Vista 1	θ-σ_1	±0.02	$\pm 1 \cdot 10^{-4}$	-0.0046

6. Verificación experimental del procedimiento

El procedimiento de autocalibración expuesto en este trabajo tiene la particularidad de que usa un instrumento de medida como artefacto no calibrado. Como ya se ha mencionado, el certificado de calibración del encoder proporciona una gráfica con el error sistemático del encoder a lo largo de los ejes centrales X e Y, para su rango de medida que es un área circular de 140 mm de diámetro. Una forma de comprobar si la calibración del sistema láser se ha llevado a cabo correctamente es usar las medidas corregidas del sistema láser ya calibrado para calcular el error sistemático en los ejes centrales del encoder y compararlo con el dado por el certificado de calibración. Las medidas se han realizado para dos vistas del encoder, por lo que el error se puede calcular para las dos vistas y debería ser similar en ambos casos. En la Figura 3 se ha representado el error del encoder para la Vista 0, la 1 y el proporcionado por el certificado de calibración. El error se ha calculado para la zona de trabajo, de ±25 mm a lo largo de los ejes centrales X e Y, para las componentes X e Y, respectivamente. Se puede observar que los errores representados son similares en los tres casos, tienen una tendencia lineal y el mismo orden de magnitud, por lo que se puede concluir con que el procedimiento de autocalibración aplicado es correcto.

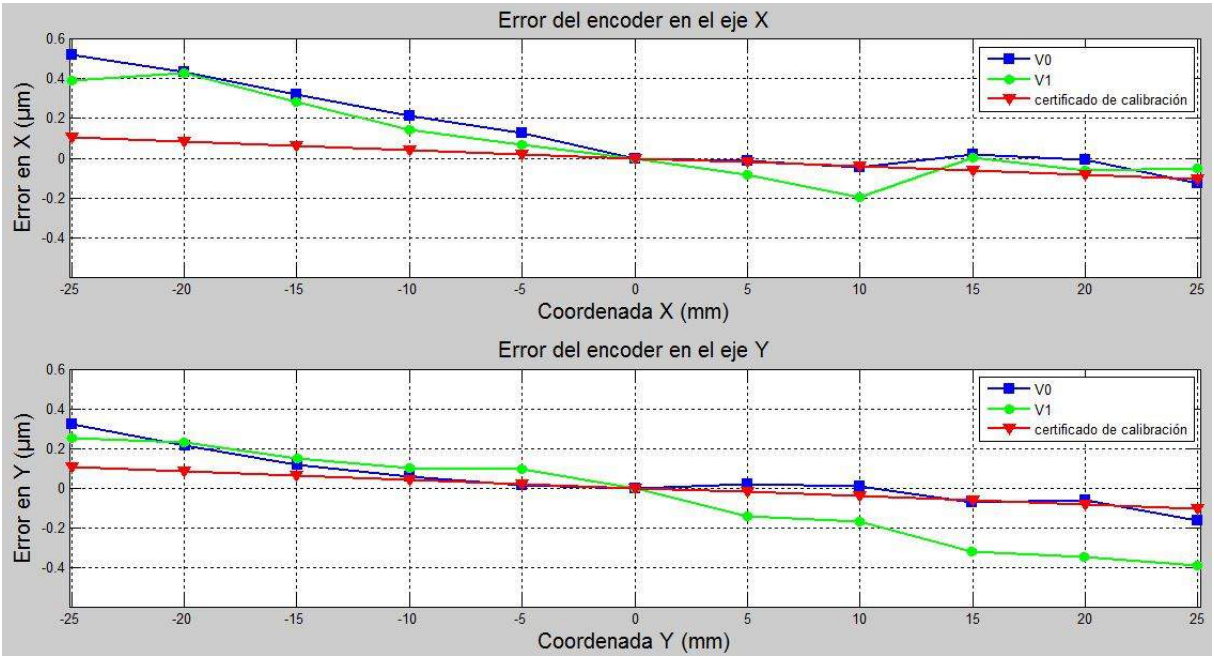


Figura 3: Error del encoder a lo largo de los ejes centrales X e Y en el rango analizado

7. Conclusiones

En este estudio se ha definido y aplicado un método de autocalibración para un sistema de sensores láser 2D con resolución nanométrica en un amplio rango de medida (50 mm x 50 mm). La ventaja de la autocalibración es que elimina la dificultad de encontrar un patrón calibrado con una precisión mejor que el sistema a calibrar, ya que la calibración se lleva a cabo con un artefacto no calibrado. En este caso, como artefacto no calibrado se ha usado un encoder de malla, que también es un sensor de posición. Esto ha permitido, posteriormente, verificar la validez del procedimiento de calibración.

Primero, se ha descrito la configuración usada para la realización experimental de la calibración y el modelo matemático de la medición del sistema láser. Después, el algoritmo de autocalibración se ha explicado en detalle. Posteriormente, se ha llevado a cabo la autocalibración de manera experimental, usando un encoder de malla 2D como artefacto no calibrado. El encoder dispone de un certificado de calibración previo, que proporciona el valor del error sistemático del encoder a lo largo de sus ejes centrales. Con el sistema láser ya calibrado se ha calculado el error sistemático del encoder en los ejes centrales y se ha comparado con el proporcionado por su certificado de calibración. Se ha podido verificar que los errores son muy similares, lo que permite confirmar que el procedimiento aplicado para la calibración del láser es adecuado.

El sistema de sensores láser en 2D, objeto de este estudio, va a ser utilizado como sensor de posición en una plataforma de nanoposicionamiento en un amplio rango, la cual está en desarrollo. En este trabajo la calibración ha sido realizada en una configuración similar a la de la plataforma, aunque será trabajo futuro el de adaptar el procedimiento de autocalibración al prototipo final de etapa 2D desarrollado.

8. Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el proyecto DPI2010-21629-C02-01 “NanoPla” and DGA-FSE del gobierno de España. El programa FPU del MECD ha patrocinado a la segunda autora y el Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT) del gobierno de México a la tercera autora.

9. Referencias

[1] J.A. Kramar, R. Dixson, N.G. Orji. Scanning probe microscope dimensional metrology at NIST, Meas Sci Technol, 22 (2011), 24001–24011.

[2] E. Manske, G. Jäger, T. Hausotte, R. Füßl. Recent developments and challenges of nanopositioning and nanomeasuring technology, Meas Sci Technol, 23 (2012), 74001–74010.

[3] M. Torralba, J.A. Yagüe-Fabra, J.A. Albajez, J.J. Aguilar. Design Optimization for the Measurement Accuracy Improvement of a Large Range Nanopositioning Stage, Sensors, 16 (2016), 16-84.

[4] M. Torralba, M. Valenzuela, J.A. Yagüe-Fabra, J.A. Albajez, J.J. Aguilar. Large range nanopositioning stage design: A three-layer and two-stage platform, Measurement, 89 (2016), 55-71.

[5] A.J. Fleming. A review of nanometer resolution position sensors: Operation and performance, Sensors Actuators, A Phys, 190 (2013), 106-126.

[6] E. Manske, G. Jäger, T. Hausotte, R. Füßl. Recent developments and challenges of nanopositioning and nanomeasuring technology, Meas Sci Technol, 23(7) (2012), 074001.

[7] J.A. Yagüe-Fabra, M. Valenzuela, J.A. Albajez, J.J. Aguilar. A thermally-stable setup and calibration technique for 2D sensors, CIRP Ann - Manuf Technol, 60 (2011), 547-55.

[8] C.J. Evans, R.J. Hocken, W.T. Estler. Self-Calibration: Reversal, Redundancy, Error Separation, and Absolute Testing, CIRP Ann - Manuf Technol, 35(2) (1996), 617–634.

[9] Y. Zhu, C. Hu, J. Hu, K. Yang. Accuracy-and Simplicity-Oriented Self-Calibration Approach for Two-Dimensional Precision Stages, IEEE Transactions on Industrial Electronics, 60(6) (2013), 2264–2272.

[10] D. Wang, X. Chen, Y. Xu, T. Guo, M. Kong, J. Zhao, B. Zhu. Stage error calibration for coordinates measuring machines based on self-calibration algorithm, Precis Eng, 41 (2015), 86–95S.

[11] J. Ye, M. Takac, C.N. Berglund, G. Owen, R.F. Pease. Exact algorithm self-calibration of two-dimensional precision metrology stages, Comput Stand Interfaces, 21(2) (1999), 187.

Análisis de la estabilización térmica inicial de los Laser Trackers

P. Pérez Muñoz[1], J.A. Albajez García[2], J. Santolaria Mazo[3]

[1]Dpto. de Ingeniería de Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. pperezm@unizar.es

[2]Dpto. de Ingeniería de Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. jalbajez@unizar.es

[3]Dpto. de Ingeniería de Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. jsmazo@unizar.es

Durante los últimos años , los Laser Tracker están siendo cada vez más usados como herramienta de medición en el proceso de fabricación y ensamblaje de piezas de gran tamaño como alas de aviones, cascos de barcos o para verificación de errores de máquina herramienta. La estabilidad del equipo es importante en todo momento para que los errores y las incertidumbres sean lo menor posibles, por lo que se ha estudiado el proceso de estabilización térmica inicial de los Laser Trackers. Este proceso de estabilización es debido a que la fuente del láser actúa como una fuente de calor provocando que la temperatura interna del equipo aumente, lo cual deriva en dilataciones térmicas de los componentes internos y dependiendo de la configuración del Laser Tracker y la posición de la fuente del láser, puede provocar también la dilatación de la carcasa externa y producir un desplazamiento del origen de coordenadas del equipo.

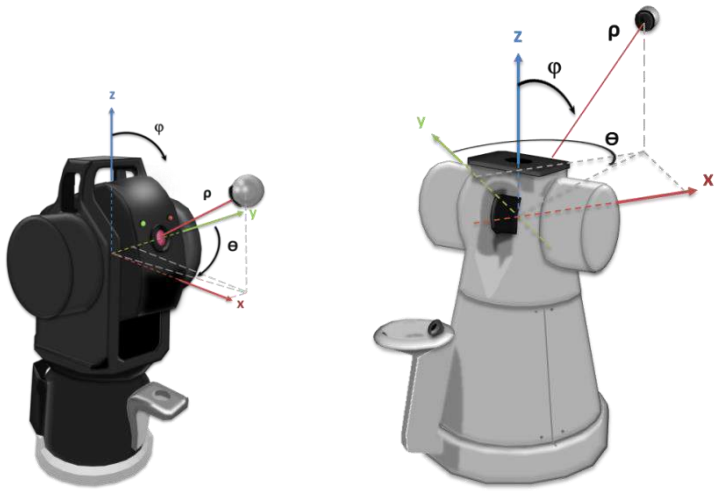
1. Introducción

Los Laser Tracker, como sistemas portátiles de medición de coordenadas, se han convertido en una herramienta metrológica muy importante para diferentes sectores que trabajan con componentes a gran escala, como el aeroespacial, energía eólica, automoción o incluso fabricantes de máquina herramienta [1]. Un punto en común de esos sectores es que el proceso de medición tiene que realizarse en el taller. Esto es debido a la dificultad de mover estas grandes piezas a un laboratorio de metrología con condiciones medio ambientales perfectamente controladas.

Es bien conocido que las condiciones ambientales tienen diversos efectos en el proceso de medición de estos componentes. Por una parte, las piezas pueden presentar importantes distorsiones debido a variaciones de temperatura que son difíciles de compensar porque suelen estar distribuidas de manera no uniforme. Y por otro lado, el equipo de medida también se va a ver afectado: de manera indirecta a través de variaciones no controladas en el índice de refracción del aire y de manera directa afectando a los componentes del propio Laser Tracker: partes mecánicas, lentes o la fuente del láser. Sin embargo, este último efecto puede verse acrecentado por el propio proceso de calentamiento y estabilización de la fuente del láser. De modo que, aunque los fabricantes del Laser Tracker obligan al usuario a esperar entre 15 y 20 minutos antes de poder comenzar el proceso medición, se ha comprobado que ese periodo de tiempo es suficiente para que se estabilice la fuente del láser, pero no es suficiente para que el equipo se estabilice térmicamente, por lo que se ha procedido a estudiar la estabilidad del equipo durante las primeras horas de medición.

Los Laser Trackers básicamente consisten en un interferómetro láser con dos encoders de alta resolución angular que junto con un sensor de detección de posición (PSD), le proporcionan la capacidad de rastreo del objetivo, un retro-reflector. Como resultado, estos equipos miden la posición del objetivo en un sistema de coordenadas esféricas (ρ,θ,φ). Esto hace de los Laser Trackers una útil herramienta de medición en metrología debido a su precisión, su amplio rango de medición, su alta frecuencia de muestreo y su capacidad de seguimiento automático del objetivo.

ASME B89.4.19-2005 [2] es el Estándar Nacional Americano centrado en el uso de Laser Trackers como herramientas industriales de medición. Describe metodología para la evaluación del funcionamiento de sistemas de medición por coordenadas basados en láser. Los procedimientos requieren que el Laser Tracker trabaje dentro de unas condiciones ambientales de temperatura mínima, temperatura máxima y gradientes de temperatura (gradientes espaciales en ºC/m y gradientes temporales en ºC/h). Estos métodos y procedimientos no tienen en cuenta otros tipos de errores relacionados con la temperatura como la deformación térmica del equipo, sin embargo, dichas fuentes de error no son despreciables y tienen influencia en los resultados del proceso de medición, por lo que en este trabajo se han analizado y estudiado.



(a) (b)

Figura 1: Laser Trackers usados para los experimentos: (a) LT1 con su sistema de coordenadas cartesiano y esférico; (b) LT2 con su sistema de coordenadas cartesiano y esférico.

El Departamento de Ingeniería de Fabricación de la Universidad de Zaragoza tiene dos modelos de Laser Trackers con distinta configuración (ver figura 1), ambos han sido usados para el estudio de la estabilización térmica de los Laser Trackers. La principal diferencia entre los dos modelos es la posición de la fuente del láser. LT1 (ver figura 1(a)) tiene la fuente del láser en la cabeza del equipo, por lo que se encuentra aproximadamente en la posición donde intersectan los ejes de rotación θ y φ. Sin embargo, LT2 (ver figura 1(b)) tiene la fuente del láser en el interior de la carcasa que se encuentra debajo de la cabeza del equipo, y en la posición donde intersectan los ejes de rotación θ y φ esta situado el espejo de seguimiento que dirige el rayo hacia el retro-reflector. En el apartado 2.2. se explicará la importancia de esta diferencia en la configuración estructural de los equipos.

2. Estabilización térmica inicial de los Laser Trackers

Los Laser Trackers están listos para capturar datos de medición después del periodo de estabilización de la fuente del láser que dura entre 15 y 20 minutos, dependiendo del equipo utilizado. Sin embargo, se ha observado que el usuario debe esperar al menos 2 horas o más para conseguir mediciones estables, ya que aunque la fuente del láser se estabiliza entre 15 y 20 minutos, ésta actúa como fuente de calor que tarda en alcanzar su máximo al menos 2 horas. Durante este proceso de estabilización térmica se produce un error en la medición debido a la dilatación de componentes internos del equipo y dependiendo de la configuración se produce también un error debido a la expansión de la carcasa exterior del equipo. En este trabajo, dichos errores van a ser nombrados error interno y error externo respectivamente.

2.1. Error interno

El error interno se produce por el aumento de la temperatura en el interior del equipo, esto puede provocar que las lentes y algunas partes mecánicas se dilaten y creen un error que va aumentando con el tiempo hasta que la temperatura en el interior del Laser Tracker alcanza el máximo y se estabiliza. Este error genera un offset en la coordenada radial de la medición y para observarlo se ha realizado un ensayo en el que se mide un punto fijo a lo largo del tiempo, se ha elegido el nido, que es una posición de referencia del Laser Tracker cuya distancia ha sido previamente calibrada. La figura 2(a) muestra la posición de los retro-reflectores, ambos situados en los respectivos nidos de cada Laser Tracker.

Los dos equipos han sufrido variaciones en la coordenada radial con una tendencia exponencial negativa:

$$\rho(t) = A + B \cdot \left(1 - e^{-t/\tau}\right) \quad (1)$$

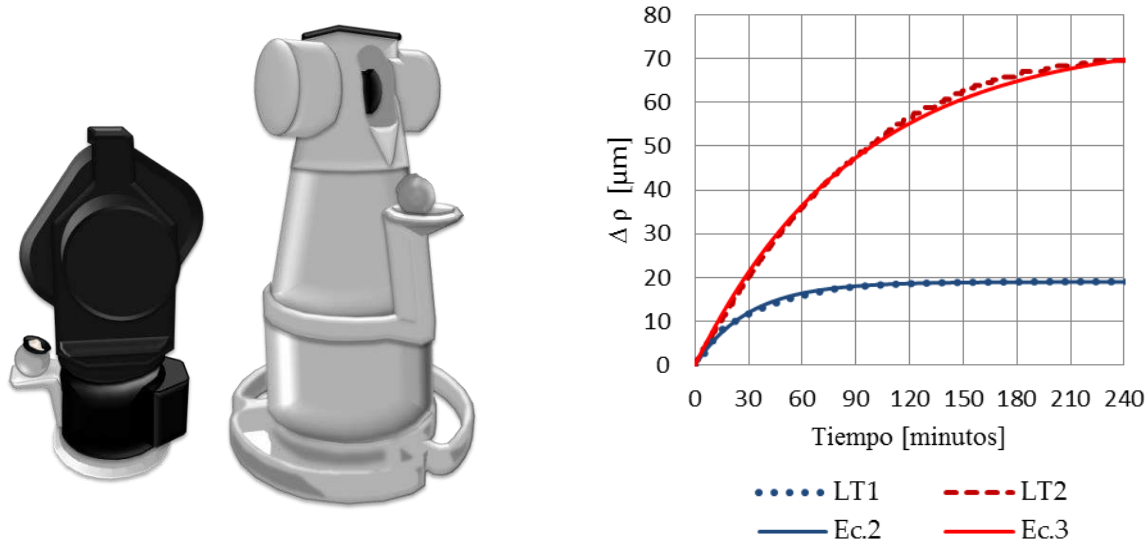
Donde A es el valor inicial de la coordenada ρ en milímetros, B es el valor máximo de variación que la coordenada ρ experimenta, también en milímetros, t es el instante de tiempo en minutos y τ es la constante de tiempo en minutos. Para LT1 la ecuación modelada es:

$$\rho_{LT1}(t) = 159.798 + 0.019 \cdot \left(1 - e^{-t/30}\right) \quad (2)$$

Para LT2 la ecuación modelada es:

$$\rho_{LT2}(t) = 154.999 + 0.075 \cdot \left(1 - e^{-t/90}\right) \quad (3)$$

En este tipo de ecuaciones exponenciales el 95% del valor final se alcanza en el instante de tiempo 3τ. Esto significa que para obtener mediciones estables es necesario esperar 90 minutos con el LT1 y 270 minutos con LT2. En caso contrario, la medición se verá afectado con un offset no despreciable, ya que alcanza un valor máximo de 0.019 milímetros para LT1 y 0.075 milímetros para LT2.



(a) (b)

Figura 2: Experimento consistente en medir un punto fijo a lo largo del tiempo: (a) Configuración de los experimentos; (b) Variación de las distancias radiales a lo largo del tiempo.

La figura 2(b) muestra la variación temporal de la distancia radial de los puntos fijos medidos por cada Laser Tracker y las curvas de calentamiento que se han modelado para cada Laser Tracker. Las mediciones se han realizado con una frecuencia de muestreo de 2 puntos por minuto, iniciando la toma de datos inmediatamente después de finalizar la estabilización de la fuente del láser, es decir, aproximadamente entre 15 y 20 minutos desde el momento en que se encendieron los equipos de medición.

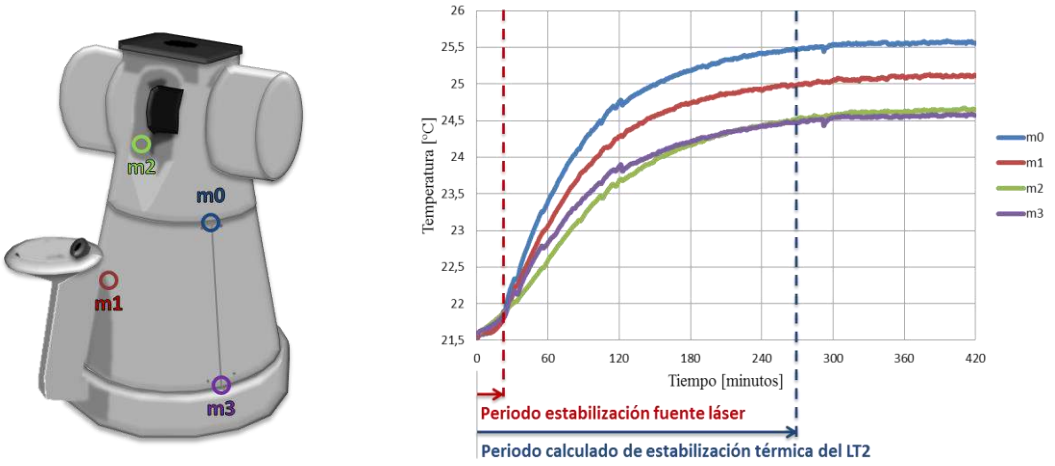
Este error es sistemático y repetible, por lo que puede ser calculado y corregido. Una forma de corregirlo consiste en esperar el tiempo completo de estabilización térmica y resetear el interferómetro mediante la función *Measure the Home Position*. Si no fuera posible para el usuario esperar dicho periodo, este deberá tener en cuenta que la medición se esta viendo afectada por un offset que se incrementa con el tiempo hasta alcanzar su máximo al finalizar el proceso de estabilización térmica.

2.2. Error externo

El incremento de la temperatura interna del Laser Tracker no sólo afecta a sus componentes internos, si no que tambien afecta a la carcasa causando, dependiendo de la configuración del Laser Tracker dilatación térmica de la estructura. Esta dilatación, dependiendo de la posición de la fuente del láser, que es la mayor fuente de calor del equipo, puede provocar un desplazamiento del origen de coordenadas. En el caso de LT1, cuya fuente de calor se encuentra en la cabeza y coincide con la posición de la intersección de los ejes de rotación, no altera la posición del origen de coordenadas. Por otra parte, LT2 tiene la fuente del láser en la carcasa situada por debajo de la cabeza del Laser Tracker, por lo que, cuando se enciende la fuente del láser, la temperatura en el interior de la carcasa aumenta y debido a la dilatación térmica de la estructura la cabeza es desplazada hacia arriba y con ella se desplaza el espejo y el origen de coordenadas.

Se han colocado sensores de temperatura en el exterior de la carcasa en las posiciones denotadas como m0, m1, m2 y m3, como puede verse en la figura 3(a). Durante el periodo de estabilización de la fuente del láser la

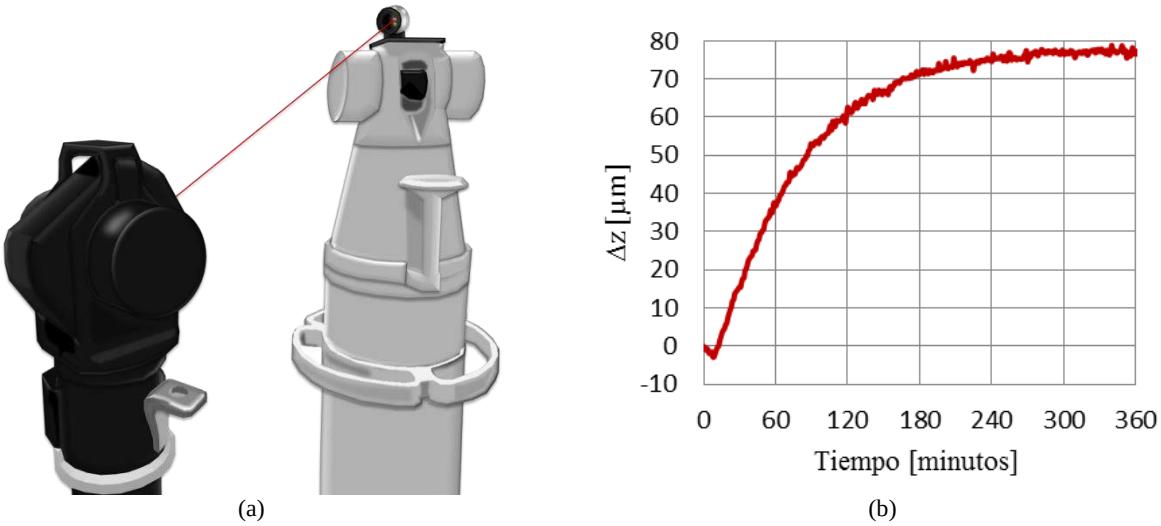
temperatura de la estructura ha aumentado 0.4 ºC, mientras que, en el instante calculado en que finaliza la estabilización térmica, la carcasa ha aumentado entre 3 y 4 ºC.



(a) (b)

Figura 3: Estudio térmico de la carcasa de LT2: (a) Posición de los sensores de temperatura; (b) Temperatura de la carcasa a lo largo del tiempo.

Para verificar que este incremento de temperatura provoca expansión térmica de la cabeza del Laser Tracker en el eje +Z se ha realizado un experimento con la configuración mostrada en la figura 4(a):



(a) (b)

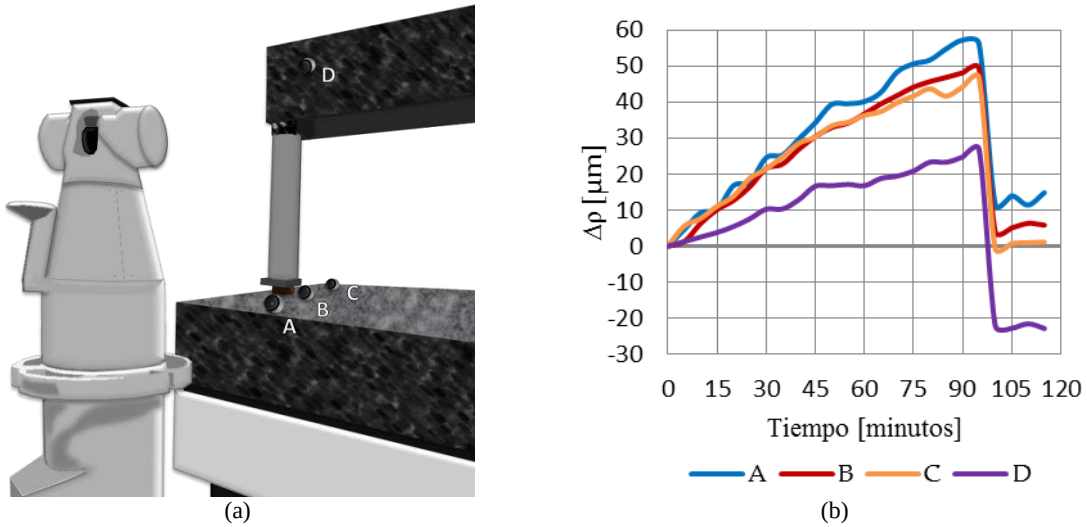
Figura 4: Ensayo de dilatación térmica de LT2: (a) Configuración del ensayo de dilatación; (b) Variación de la coordenada Z de un punto del LT2 medido con LT1.

El primer paso consiste en encender LT1 y esperar al menos 90 minutos hasta que se haya completado la estabilización térmica para minimizar sus errores. El retro-reflector se fija a un punto de la cabeza del LT2 y en el instante en que se enciende LT2 se empiezan a tomar datos de la posición del retro-reflector con LT1. La figura 4(b) muestra la variación en el tiempo de la coordenada Z de dicho punto. Este desplazamiento de la cabeza del LT2 se traduce en un desplazamiento del origen de coordenadas lo cual genera un error que depende de la posición del punto que se esté midiendo.

3. Modelo de corrección del periodo de estabilización térmica

Con el objetivo de estudiar cómo estos errores causados por el calentamiento interno del Laser Tracker afectan al proceso de medición se ha realizado el siguiente experimento. Se han fijado una serie de bases a diferentes distancias y alturas sobre una Máquina de Medir por Coordenadas, como muestra la figura 5(a). Las distancias radiales (coordenada ρ) inicial de cada punto son 1352.205 mm para A, 1799.363 mm para B, 2402.274 mm para

C y 1658.840 para D. Los puntos A, B y C se encuentran sobre el mismo plano, a una altura por debajo de la cabeza del LT2, mientras que D está por encima de la cabeza de LT2.



(a) (b)

Figura 5: Ensayo consistente en la medición de 4 puntos fijos a lo largo del tiempo: (a) Configuración del ensayo; (b) Variación de las distancias radiales a lo largo del tiempo.

El experimento se llevó a cabo midiendo la posición de los 4 puntos cada 5 minutos. Durante los primeros 95 minutos las mediciones se realizaron sin resetear el interferómetro por lo que el offset que añade el error interno no se corrige y las medidas se ven afectadas de los dos errores: el error interno y el error externo. Después de 95 minutos para corregir el error interno se reseteó el interferómetro llevando el retro-reflector al nido y usando la función *Measure the Home Position*. Una vez reseteado el interferómetro, el error interno queda corregido y se siguieron tomando datos de las posiciones de los 4 puntos durante otros 15 minutos reseteando el interferómetro antes de cada toma de datos seguir corrigiendo el error interno en todas las mediciones.

En la figura 5(b) puede observarse como los valores de las distancias radiales van incrementándose con el paso del tiempo y en el momento en que se resetea el interferómetro (minuto 95 del experimento), los valores de todas las distancias radiales se reduce 45 μm, que es el valor del error interno que se genera en ese instante de tiempo como puede verse en la figura 2(b) para LT2.

La corrección en las mediciones se realiza en dos pasos, uno para corregir el error provocado por la expansión térmica de la carcasa y otro para corregir el error interno provocado por el aumento de la temperatura en el interior del Laser Tracker. En el ejemplo presentado en este trabajo, los datos tomados durante los primeros 95 minutos se tendrán que realizar las dos correcciones ya que ambos errores están presentes, sin embargo, para los últimos 15 minutos de ensayo, al haber reseteado el interferómetro, sólo está presente el error provocado por la dilatación térmica de la carcasa, por lo que sólo se aplicará el primer paso de la corrección.

La coordenada radial se calcula con la siguiente ecuación:

$$\rho = \sqrt{(x - x_0)^2 + (y - y_0)^2 + (z - z_0)^2} \tag{4}$$

Donde x_0, y_0 y z_0 son las coordenadas cartesianas del origen de coordenadas. El Laser Tracker asume que el origen de coordenadas es un punto fijo cuyas coordenadas son (0, 0, 0). Por lo que para el Laser Tracker la coordenada radial ρ es siempre igual a:

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2} \tag{5}$$

Sin embargo, en la figura 4 hemos visto como la cabeza del Laser Tracker se ha desplazado hacia arriba, es decir en el eje +Z. Por lo que el primer paso de la corrección consiste en mantener fijo el origen de coordenadas, para ello le restamos a la coordenada z el desplazamiento que se está produciendo, de modo que la coordenada radial tras realizar la primera corrección se calcula con la siguiente ecuación:

$$\rho' = \sqrt{x^2 + y^2 + (z - z_{LT2})^2} \tag{6}$$

Donde z_{LT2} es el valor de la coordenada z en cada instante de tiempo del origen de coordenadas, este valor se extrae de la figura 4(b). De este modo, el origen de coordenadas se está manteniendo fijo en todo momento.

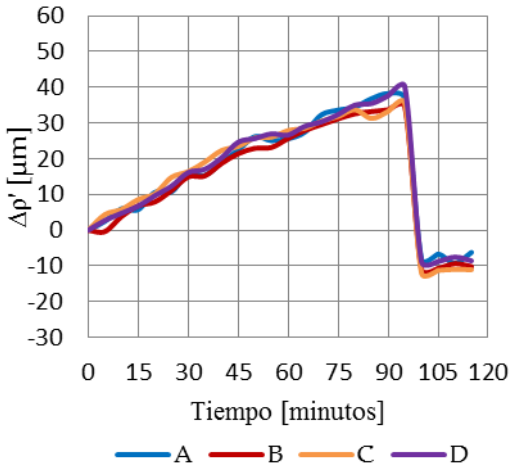


Figura 6: Variación de las distancias radiales tras aplicar la corrección sobre el error externo.

La figura 6 muestra los valores de las distancias radiales en cada instante de tiempo tras corregir el error provocado por expansión térmica de la carcasa, de modo que las distancias radiales vistas en la figura 6 se ven afectadas por el error interno durante los primeros 95 minutos y ya están corregidas para los últimos 15 minutos. El segundo paso de la corrección consiste en eliminar el error interno de los primeros 95 minutos de la medición para ello hay que restar el error interno utilizando la siguiente ecuación:

$$\rho'' = \rho' - e_{int} \tag{7}$$

Donde ρ' es el valor de la coordenada radial tras realizar la corrección del error provocado por la dilatación térmica de la carcasa (valores de la figura 6) y e_{int} es el valor del error interno, que el caso de este experimento coincide con los valores de LT2 de la figura 2(b). La figura 7 muestra el valor de las coordenadas radiales de cada punto después de aplicar la corrección a los dos errores, el interno y el externo:

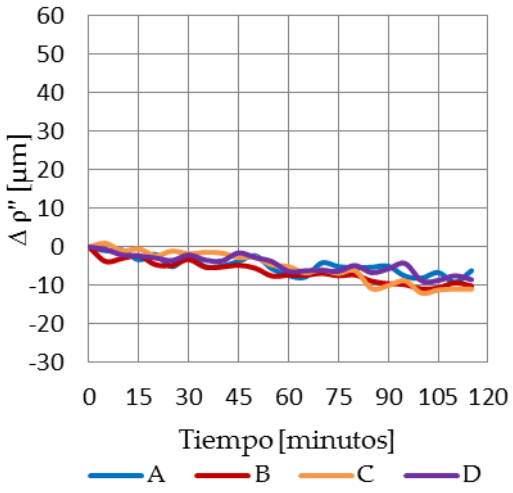


Figura 7: Variación de las distancias radiales tras aplicar las correcciones sobre los error externos e internos.

Se observa como antes de aplicar las dos correcciones, las variaciones de las distancias radiales eran diferentes dependiendo de la posición de los puntos, pero después de realizar las dos correcciones todos los puntos tienen un comportamiento similar más estable y consistente.

4. Conclusiones

En los procesos de medición de alta precisión es conveniente evitar las fuentes de error e incertidumbre para alcanzar el mayor nivel de precisión posible. Se ha observado que cuando se pone en marcha el Laser Tracker el periodo de espera debido la estabilización de la fuente del láser no es suficiente para que el Laser Tracker se

estabilice, ya que dicha fuente actúa también como una fuente de calor que necesita un periodo mucho más largo para estabilizarse.

Es importante conocer el comportamiento del Laser Tracker durante este periodo inicial de calentamiento si se van a comparar o se va a operar con valores de mediciones tomadas en distintos instantes de tiempo. De modo que es recomendable para el usuario del Laser Tracker modelar la curva de calentamiento de su equipo (ecuación 1) y también debe tener en cuenta que, dependiendo de la configuración estructural del Laser Tracker, el origen de coordenadas puede sufrir un desplazamiento debido a la deformación térmica del equipo que afecta de forma no despreciable el valor de las mediciones.

5. Referencias

[1] W.T.. Estler, K.L. Edmundson, G.N. Peggs, D.H. Parker. Large-Scale Metrology – An Update, Annals of CIRP, 51(2), (2002), 578-609.

[2] ASME B89.4.19-2005. Performance Evaluation of Laser Based Spherical Coordinate Measurement Systems.

Optimización del mango de una pinza de cirugía laparoscópica comercial mediante la simulación en Solidworks de su comportamiento material y funcional

A. González González[1], D. Rodríguez Salgado[1], F.J. Alonso[1], J. García Sanz-Calcedo[2], J. Barrios Muriel[1], F. Romero Sánchez[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de los Materiales. Universidad de Extremadura. agg@unex.es

[3] Dpto. de Expresión Gráfica. Universidad de Extremadura. jgsanz@unex.es

El objetivo de este trabajo ha sido determinar el comportamiento tanto de los materiales como de su funcionalidad mediante los resultados obtenidos de la modelización con el software CAD 3D SolidWorks de un porta-agujas de cirugía laparoscópica comercial. El proceso empleado para llegar a las conclusiones finales ha sido el de evaluar el diseño, modificando parámetros tanto geométricos del propio diseño, como los materiales de los que está hecho el porta-agujas, con la finalidad de disminuir el peso del mismo. Para este fin se ha utilizado la simulación CAE con SolidWorks. En base a los resultados obtenidos debe destacarse que se han detectado elementos en el diseño del instrumental, que requieren de estudios ergonómicos exhaustivos para realizar un rediseño más apropiado para mejorar su funcionalidad, y al mismo tiempo facilitar la interacción instrumento-cirujano debido al contacto prolongado de ambos. Como conclusión final, el análisis permite afirmar que con algunas modificaciones geométricas que no modifican el uso de este instrumental y con algunos cambios en los materiales empleados, es posible reducir el peso del porta agujas, lo que facilita su empleo al usuario, poniéndose de manifiesto la gran utilidad que supone la utilización de software CAE para la validación de diseño de productos.

1. Introducción

El uso generalizado y cada vez más extenso de la cirugía laparoscópica ha puesto en evidencia lesiones específicas relacionadas con el uso del instrumental y las técnicas especiales desarrolladas para estos procedimientos.

Numerosas empresas están desarrollando instrumentos para cirugía de mínima invasión (MIS) ampliando la selección de los dispositivos disponibles para el cirujano. Aunque las técnicas han alcanzado un nivel relativamente alto de desarrollo, las características ergonómicas de estos instrumentos aún están por detrás tal y como demuestran diversos trabajos [1-8]. Los cirujanos con frecuencia se quejan de la presión, así como el dolor y la fatiga en las manos y las articulaciones del miembro inferior [1, 4, 5]. Estas lesiones se pueden atribuir al repetitivo y prolongado uso del instrumental poco ergonómico. Las directrices ergonómicas generales existentes para el diseño de herramientas de mano no son suficientemente específicas [9-10] y, por tanto, insuficiente para su uso en el diseño de los instrumentos laparoscópicos [5-8].

El objetivo de este trabajo es mejorar el empleo de un porta-agujas de cirugía laparoscópica, como en los trabajos anteriormente mencionados, pero sin modificar su geometría o diseño, sino por reducción de su peso. Para ello se ha trabajado con un modelo 3D del porta-agujas comercial generado en SolidWorks, para su posterior análisis mediante el uso de software CAE utlizado para la validazión de los diseños de productos.

2. Objetivos

En este trabajo se presenta un estudio de optimización del diseño de un porta-agujas de cirugía laparoscópica comercial. El porta-agujas objeto de este estudio es el que se muestra en la Fig. 1. El objetivo principal es su análisis mediante SolidWorks para reducir su peso y mejorar así su empleo durante el proceso quirúrgico, fijando para ello la deformación máxima que puede sufrir el mango de este instrumental.

En primer lugar, se calculó la deformación que sufre el porta-agujas comercial bajo la máxima solicitación (150 N) a la que es sometida durante una operación quirúrgica, y después de un análisis se fijó una deformación máxima permitida para el rediseño del porta-agujas de 10 mm, siendo la deformación de 6,63 mm bajo dicha solicitación.

Finalmente, y sin que la deformación del mango fuese superior a esos 10 mm, se ha modificado el diseño de la pinza con el objeto de reducir al máximo el peso

3. Metodología

En la literartura existen diversos trabajos que han reralizado estudios sobre el diseño de mangos del instrumental de la cirugía laparoscópico, analizando su ergonomía [3, 10, 11, 12, 13), la funcionalidad de [14, 15], y la disminución de la actividad de la comodidad y el músculo que resultan de su uso [2] .

La metodología propuesta en este trabajo se apoya en la modelización del porta-agujas de cirugía laparoscópica comercial (ver figura 1) en SolidWorks, para posteriormente evaluar el diseño de dicha pinza empleando el MEF.

En concreto, en este estudio se ha estudiado la posibilidad de reducir el peso del mango superior del porta-agujas (ya que los resultados obtenidos se pueden extrapolar al mango inferior, al ser iguales) reduciendo el espesor de titanio sin que esto afecte a su funcionamiento. Esta reducción de peso se traduce en una mejora de su empleo, debido principalmente a la reducción de la fatiga muscular que sufre el cirujano por tener que mantener esta pinza durante largos periodos de tiempo en una posición concreta, o articulando movimientos discretos.

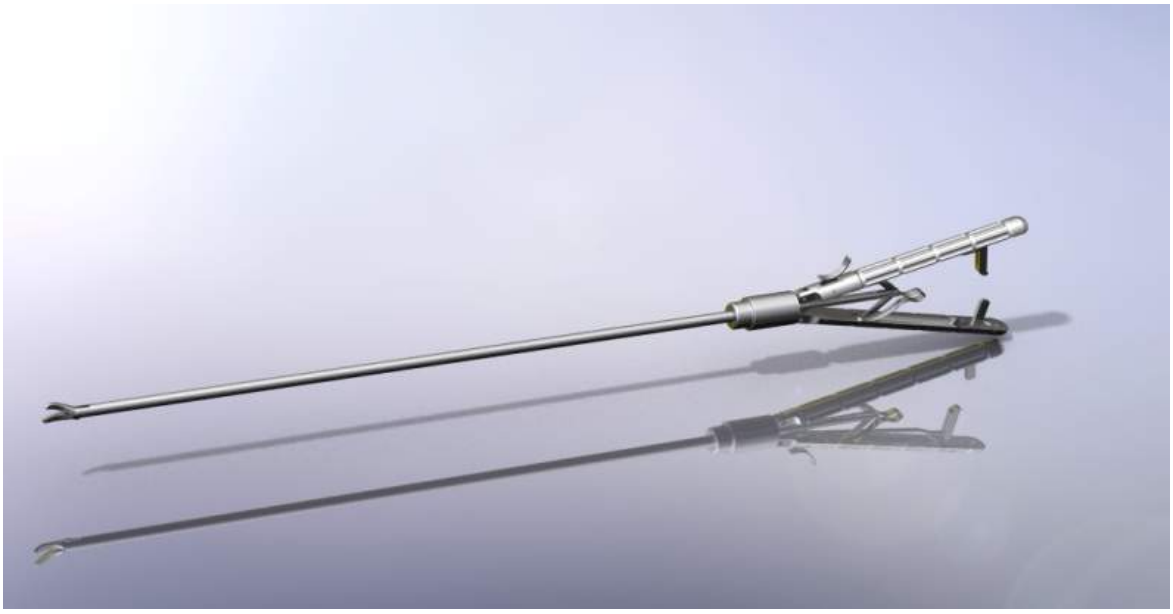


Figura 1: Porta-agujas de cirugía laparascópica.

El procedimiento utilizado para realizar el presente estudio ha consistido en aplicar la misma carga (150 N) y las mismas restricciones de movimiento sobre el mango del diseño comercial del porta-agujas, para conocer las deformaciones que produce y posteriormente se ha ido realizando el mismo análisis con un porta-agujas al que se le ha aumentado la longitud y radio de vaciado inferior de 44 a 50 mm y de 5,12 a 5,45 mm del mango (ver figura 2). Es decir, el único parámetro que se ha ido modificando en los distintos ensayos ha sido el vaciado del porta-agujas. El límite de aumento de vaciado se ha fijado basándose en una deformación máxima permitida en el mango y que se ha fijado en 10 mm.

En total se han realizado 7 ensayos distintos. El primer ensayo que se muestra en las siguientes tablas, es el correspondiente al diseño del porta-agujas comercial, es el que presenta una longitud de vaciado de 44 mm. Los otros 6 ensayos se corresponden con distintos valores para los que se ha analizado la deformación máxima sufrida por el mango.

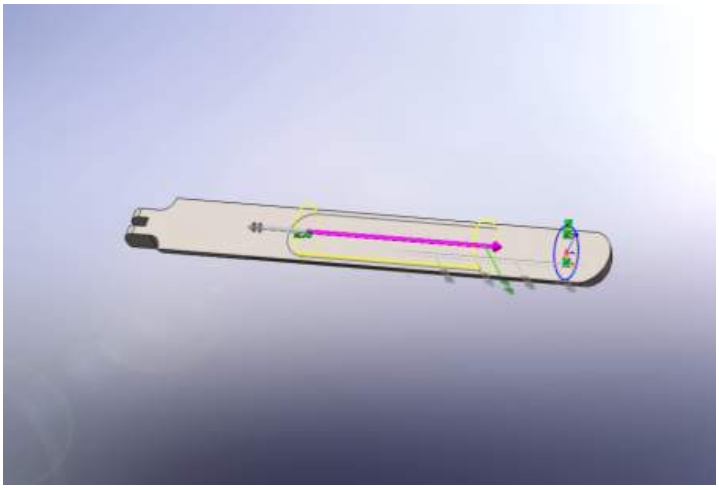


Figura 2: Porta-agujas de cirugía laparascópica.

La tabla 1 muestra los valores de tensión máxima que experimenta el material bajo la solicitación máxima que el cirujano ejerce sobre la pinza durante la cirugía, y que como se ha comentado anteriormente es de alrededor de 150 N.

En la tabla 2 se muestra la deformación máxima del mango en milímetros para cada una de las condiciones de los ensayos, es decir, para cada uno de los espesores analizados.

Es interesante destacar que el espesor mínimo se ha fijado en 1 mm, sin que la deformación máxima supere el límite fijado. En el sexto ensayo la deformación máxima se situó en el umbral permitido. No se ha seguido reduciendo el espesor hasta que la deformación fuese la máxima permitida para evitar un diseño en el que las paredes tuviesen un espesor inferior a 1 mm, para evitar los problemas derivados de su fabricación.

Tabla 1: Resultado de Tensiones máximas.

Ensayo	Carga (N)	Radio (mm)	Longitud (mm)	Tensión Máxima $\left(N/m^2\right)$
1	150	5,12	44	$1{,}048 \cdot 10^9$
2	150	5,20	45	$1{,}190 \cdot 10^9$
3	150	5,25	46	$1{,}296 \cdot 10^9$
4	150	5,30	47	$1{,}474 \cdot 10^9$
5	150	5,35	48	$1{,}628 \cdot 10^9$
6	150	5,40	49	$1{,}943 \cdot 10^9$
7	150	5,45	50	$2{,}386.10^9$

Tabla 2: Resultado de Desplazamientos máximas.

Ensayo	Carga (N)	Radio (mm)	Longitud (mm)	Defor. Máxima (mm)
1	150	5,12	44	6,632
2	150	5,20	45	6,968
3	150	5,25	46	7,239
4	150	5,30	47	7,602
5	150	5,35	48	8,031
6	150	5,40	49	8,649
7	150	5,45	50	9,371

En la tabla 3 se muestra el peso del mango para cada uno de los espesores analizados. Como puede observarse el peso se reduce hasta un valor de 10,54 gramos, lo que supone una reducción de casi un 14 % respecto de su peso inicial.

Tabla 3: Resultado de Desplazamientos máximas.

Ensayo	Carga (N)	Radio (mm)	Longitud (mm)	Peso (gr)
1	150	5,12	44	12,20
2	150	5,20	45	11,86
3	150	5,25	46	11,62
4	150	5,30	47	11,36
5	150	5,35	48	11,10
6	150	5,40	49	10,82
7	150	5,45	50	10,54

Aunque la reducción del peso conseguida pueda parecer insignificante, es importante destacar que se trata de un material que el cirujano debe mantener fijo o de forma cuasi-estática durante largos periodos de tiempo, por lo que la reducción del peso a los valores mínimos es siempre un objetivo que debe tenerse en cuenta a la hora de diseñar este tipo de instrumental. En definitiva, se trata de ofrecer un instrumental con diseño óptimo, algo que siempre redundará en un mejor y más cómodo uso.

La figura 3 muestra la distribución de tensiones en el mango del porta-agujas comercial, es decir la que tiene una longitud de 44 mm, que se corresponde con el ensayo nº 1 de la tabla 1. Como resultado de la misma deducimos que la zona sobre la que podemos actuar directamente es la zona inferior central. Esta es la zona en la que se ha ido aumentando el vaciado del porta-agujas en los distintos ensayos.

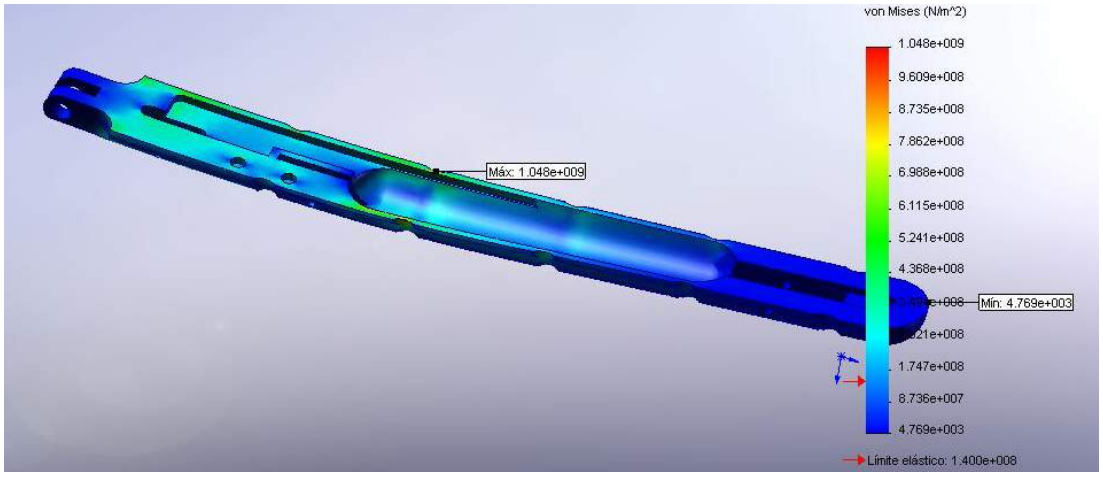


Figura 3: Porta-agujas de cirugía laparascópica.

La figura 4 muestra los desplazamientos sufridos por el mango del porta-agujas comercial (ensayo nº 1 de las tablas), con indicación del desplazamiento máximo que como puede observarse corresponde al punto inferior del mango.

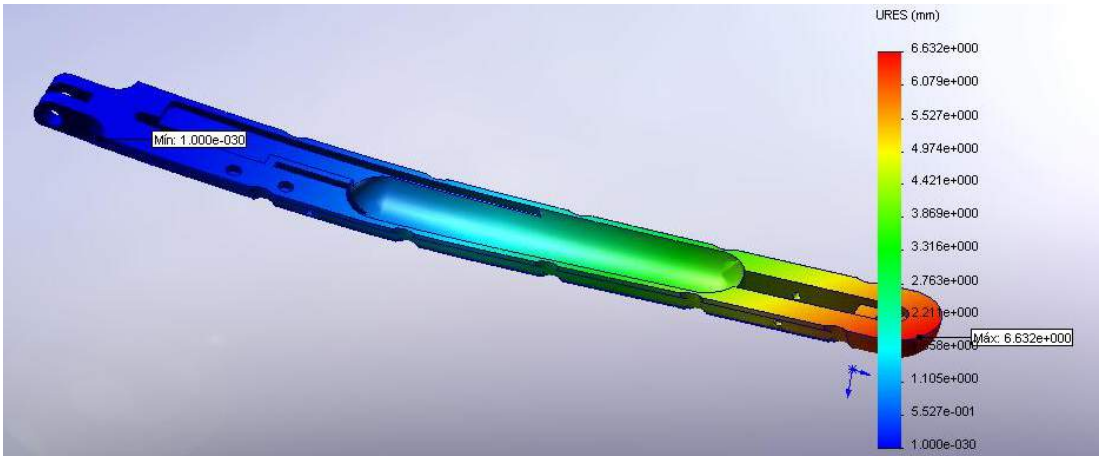


Figura 4: Desplazamientos en el mango del porta-agujas comercial.

Ambos ensayos son los que han servido como punto de partida para este trabajo.

4. Resultados

Como principal resultado de este trabajo, es interesante destacar que haciendo uso de la simulación CAE, se ha conseguido reducir en un 13,61 % el peso del porta-agujas variando únicamente el espesor de la zona en la que las tensiones son reducidas, como se mostró en la figura 2.

En las figuras 5 y 6 se recogen los resultados finales de tensión y desplazamiento máximo de la pinza, respectivamente.

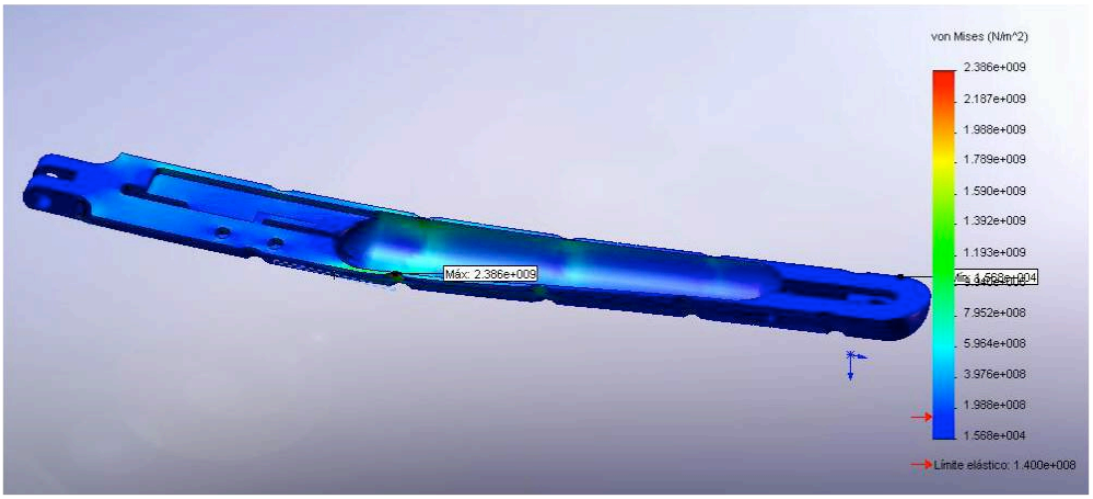


Figura 5: Tensiones en el mango del porta-agujas con longitud vaciado 50 y radio 5,45 mm.

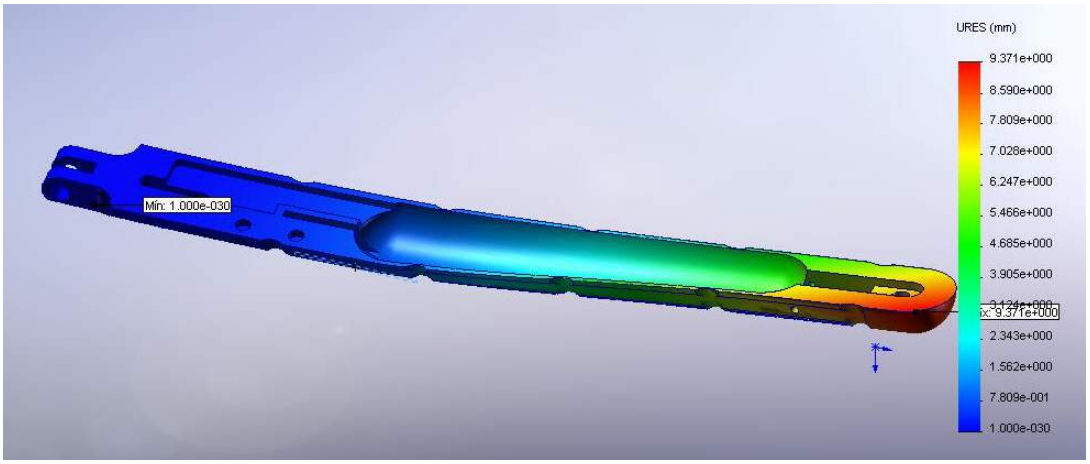


Figura 6: Desplazamientos en el mango del porta-agujas con longitud vaciado 50 y radio 5,45 mm.

5. Conclusiones

En este estudio se ha presentado un análisis con software CAE de un porta-agujas empleado en cirugía laparoscópica. El trabajo ha permitido concluir que es posible rediseñar el mango del porta-agujas de cirugía, reduciendo el espesor del material en la zona inferior, de forma que se reduzca en un 13,61% su peso inicial.

Este resultado permite afirmar que es posible mejorar su diseño al reducir el peso, ya que dicha reducción del peso de la pinza repercute en una mejora del empleo de la misma y en una optimización ergonómica al disminuir la fatiga del cirujano durante la laparoscopia [1, 4, 5].

Por último, se pone de manifiesto que herramientas como SolidWorks, son hoy en día de gran utilidad para el diseño, rediseño y optimización de un producto.

6. Agredecimientos

Los autores agradecen al Centro de Cirugía de Mínima Invasión de Cáceres (CCMI) y al Instituto de Biomecánica de Valencia (IBV) por su apoyo para proporcionar datos de referencia para la realización de este trabajo, al Ministerio de Educación y Ciencia a través de la financiación concedida en el proyecto de referencia DPI2007-65902-C03-03 y la financiación a través de la Junta de Extremadura - Consejería de Economía, Comercio e Innovación a través del Proyecto de Investigación GR-15057 vinculado al IV Plan Regional de Investigación y Investigación de la Junta de Extremadura 2015-2017 y al Fondo Social Europeo (FSE).

7. Referencias

[1] R. Berguer. The application of ergonomics in the work environment of general surgeons. Rev Environ Health, 12, (1997), 99-106.

[2] A. Trejo, M.C. Jung, D. Oleynikov, M.S. Hallbeck. Evaluation of a Surgeon-Centered Laparoscopic Tool Design to conventional Tools Human Factors and Ergonomics Society 49th Annual Meeting Proceedings, Orlando, USA, (2005).

[3] R. Berguer. Surgical technology and the ergonomics of laparoscopic instruments. Surgical Endoscopy, 12, (1998), 458-462.

[4] R. Berguer, D.L. Forkey, W.D. Smith. Ergonomic problems associated with laparoscopic surgery. Surgical Endoscopy, 13, (1999), 466-468.

[5] U. Matern, M. Eichenlaub, P. Waller, K. Rückauer. MIS instruments: An comparison of various ergonomic handles and their design. Surgical Endoscopy, 13 (8), (1999), 756-762.

[6] M.A. Van Veelen, D.W. Meijer. Ergonomics and design of laparoscopic instruments: results of a survey among laparoscopic surgeons. Journal of Laparoendoscopic & Advanced Surgical Techniques, A9, (1999), 481-489.

[7] E. Sutton, M. Irvin, C. Zeigler, G. Lee, A. Park. The ergonomics of women in surgery. Surgical Endoscopy. 28, (2013), 1051-1055.

[8] F.J. Pérez-Duarte, F.M. Sánchez Margallo, I. Díaz-Gümes Martín-Portugués, M.A. Sánchez-Hurtado, M. Lucas-Hernández, J. Usón Gargallo. Ergonomía en cirugía laparoscópica y su importancia en la formación quirúrgica. Cirugía Española, 90 (5), (2012), 284-291.

[9] State of California, Department of Industrial Relations and Health & Safety (Cal/OSHA), The National Institute for Occupational Safety and Health (NIOSH) and the Centers for Disease Control and Prevention (CDC), 2004. Easy Ergonomics: A Guide to Selecting Non-Powered Hand Tools. National Institute for Occupational Safety and Health Publications Dissemination. http://www.dir.ca.gov/dosh/puborder.asp, http://www.cdc.gov/niosh

[10] M.J. van Det, W.J. Meijerink, C . Hoff, E.R. Totté, J.P. Pierie. Optimal ergonomics for laparoscopic surgery in minimally invasive surgery suites: a review and guidelines. Surgical Endoscopy, 23(6), (2009) 1279-85.

[11] M.A. Van Veelen, D. W. Meijer, I. Uijttwaal, R.H.M. Goossens, C.J. Snijders, y G. Kazemier, Improvement of the laparoscopic needle holder based on new ergonomic guidelines. Surgical Endoscopy, 17, (2003), 699-703.

[12] A. Trejo, K.N. Doné, A. DiMartino, D. Oleynikov, M.S. Hallbeck. Articulating vs. conventional laparoscopic grasping tools-surgeons' opinions. International Journal of Industrial Ergonomics, 36, (2006), 25-35.

[13] L.S. Wauben, M.A. Van Veelen, D. Gossot, R.H. Goossens, Application of ergonomic guidelines during minimally invasive surgery: a questionnaire survey of 284 surgeons. Surgical Endoscopy, 20, (2006), 1268-1274.

[14] A. Di Martino, K. Doné, T. Judkins, J. Morse, J. Melander. Ergonomic Laparoscopic Tool Handle Design. Human Factors and Ergonomics Society 48th Annual Meeting Proceedings, New Orleans, USA, (2004).

[15] A.G. González, D.R. Salgado, L. García Moruno, Optimisation of a laparoscopic tool handle dimension based on ergonomic analysis. International Journal of Industrial Ergonomics, 48, (2015), 16-24.

Comparación de la rugosidad superficial obtenida en mecanizado con y sin multiplicador de velocidad en fresadora

D. Rodríguez Salgado[1], A. González González[1], J. García Sanz-Calcedo[2], I. Cambero Rivero[1], J.M. Herrera[1], F.J. Alonso Sánchez[1], J. Barrios Muriel[1], F. Romero Sánchez[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Energética y de los Materiales. Universidad de Extremadura. agg@unex.es*

[2]*Dpto. de Expresión Gráfica. Universidad de Extremadura. jgsanz@unex.es*

Los multiplicadores de velocidad mecánicos constituyen una solución para adaptar una máquina herramienta convencional al mecanizado de alta velocidad. Este artículo presenta un estudio comparativo del mecanizado realizado con un multiplicador mecánico de la velocidad de giro del cabezal y un mecanizado bajo las mismas condiciones de corte pero sin emplear dicho multiplicador de velocidad. Ambas operaciones de mecanizado se han comparado en un amplio rango de las condiciones de corte. Para establecer la comparativa se ha estudiado el valor de la rugosidad superficial (Ra) obtenido para cada una de las condiciones de corte. El material empleado en los ensayos ha sido una aleación de aluminio. Como resultados de este estudio cabe destacar que cuando la velocidad de rotación es reducida (menor de 6000 rpm), independientemente de la velocidad de avance, la rugosidad superficial obtenida con el multiplicador de velocidad es mayor. Por el contrario, cuando la velocidad de rotación de la herramienta es mayor de 6000 rpm, la rugosidad obtenida en el mecanizado con el multiplicador de velocidad es sensiblemente menor. Finalmente, y como conclusión de los resultados obtenidos en este estudio se determinan las condiciones de corte óptimas para el mecanizado con multiplicador de velocidad mecánico.

1. Introducción

Entre las tendencias actuales en los procesos de fabricación, el mecanizado de alta velocidad (MAV) está siendo introducido de forma masiva en la industria por las ventajas que presenta frente al mecanizado convencional. Algunas de estas ventajas son: la reducción de tiempos, la menor tensión en los materiales, la reducción del calentamiento de las piezas, la alta calidad superficial conseguida, etc. Además, el mecanizado de alta velocidad supone una buena solución para el mecanizado de materiales ligeros, como son las aleaciones de aluminio o magnesio para la industria del automóvil o la aeronáutica, el mecanizado de materiales compuestos o el mecanizado de otros materiales como el titanio.

La tendencia hacia el mecanizado de alta velocidad [1-4] ha propiciado el desarrollo de distintas soluciones para la adaptación de una máquina herramienta convencional a condiciones de corte similares a las del MAV. Para conseguir buenos resultados con MAV el diseño del cabezal es un factor determinante. Esto ha hecho que se hayan desarrollado estudios desde los años 80 y 90 [5-6] hasta estudios muy recientes como [7-8] sobre el diseño de estos elementos.

Una de las soluciones más baratas es el empleo de multiplicadores de velocidad mecánicos, que permiten aumentar la velocidad de rotación por medio de una transmisión planetaria. El empleo de estos dispositivos ha resultado satisfactorio en distintos procesos de mecanizado como por ejemplo el fresado, taladrado o incluso en el rectificado. Actualmente estos dispositivos se emplean principalmente en la fabricación de moldes. Las relaciones de multiplicación para la que se diseñan estos dispositivos van desde 1.5 hasta 8, aunque algunos fabricantes ya han desarrollado multiplicadores mecánicos con relaciones de multiplicación de hasta 12, no obstante en estos casos la potencia está muy limitada por razones de carácter mecánico. Recientemente, se ha publicado un trabajo [9] en el que se optimizan estos dispositivos minimizando su peso y la energía cinética para cada una de las relaciones de transmisión para las que se diseñan.

La principal ventaja que ofrecen estos dispositivos es la posibilidad de utilizar máquinas herramientas que tienen una gama de velocidades del cabezal inferiores a las requeridas para trabajos que exigen velocidades de corte mayores. En definitiva, permiten realizar trabajos que requieren de una velocidad de corte superior a la que

ofrece la máquina herramienta convencional realizando una inversión relativamente baja, adquiriendo un multiplicador de velocidad, frente a la inversión que supone una máquina de alta velocidad.

Actualmente, no existen estudios comparativos de los mecanizados obtenidos con un multiplicador de velocidad mecánico y los obtenidos con una máquina de alta velocidad bajo las mismas condiciones de corte, comparando por ejemplo la rugosidad superficial. Este estudio puede ser muy interesante para determinar las condiciones de corte bajo las cuales el empleo del multiplicador es adecuado por conseguir mecanizados de características similares a los conseguidos con una máquina de alta velocidad. Además permitiría evaluar la decisión de compra de un multiplicador en función de los trabajos que se deseen realizar.

En base a lo anterior, el objetivo de este trabajo es determinar las condiciones de corte bajo las cuales el fresado con multiplicador mecánico es comparable al fresado sin dicho dispositivo. En otras palabras, se trata de establecer las condiciones de corte límites para el empleo de los multiplicadores de modo que la calidad del mecanizado, medido por la rugosidad superficial obtenida (Ra), no se vea afectada respecto del mecanizado en una máquina que permita velocidades de corte mayores.

En este artículo se presenta en primer lugar la metodología empleada para la realización de los experimentos, en donde además se especifican las características del centro de mecanizado empleado y las del multiplicador de velocidad mecánico utilizado. También se detallan las condiciones de corte estudiadas y el tipo de herramienta y aleación mecanizada. Posteriormente, se comentan los resultados obtenidos y se analizan las causas de dichos resultados. En base a estos resultados, también se determinan en esta sección las condiciones de corte para las que el empleo de un multiplicador de velocidad de estas características resulta óptimo. Por último, se presentan las conclusiones obtenidas en este trabajo y se plantean futuras líneas de trabajo.

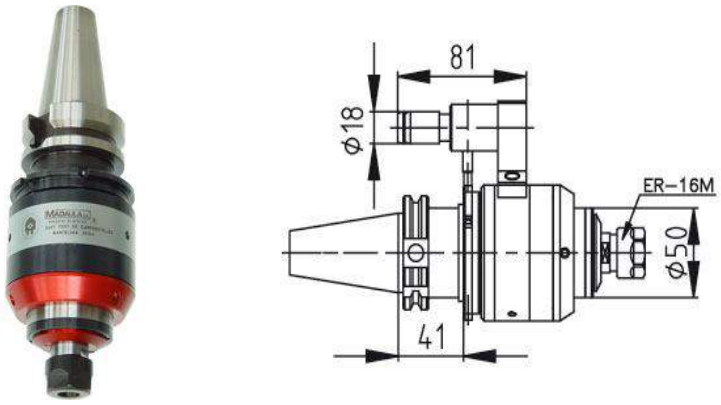


Figura 1: Multiplicador mecánico empleado en los ensayos.

2. Metodología

Para realizar este estudio se hicieron un conjunto de experimentos para distintas condiciones de corte. En concreto, el rango de las condiciones de corte para los experimentos realizados fueron: velocidad de rotación de 2000-10 000 rpm, velocidad de avance de 0.025-0.4 mm por diente, profundidad de corte axial 0.5 mm y profundidad de corte radial de 1 mm. La tabla 1 muestra todas las condiciones de corte de los experimentos realizados.

Tabla 1: Información detallada sobre los estilos definidos para facilitar la creación del artículo.

Velocidad de corte (rpm)	Velocidad de avance (mm/diente)	Profundidad de corte axial (mm)	Profundidad de corte radial (mm)
2000	0.025		
4000	0.05		
6000	0.1	0.5	1
8000	0.2		
10 000	0.3		
	0.4		

Con cada una de las condiciones de corte se realizaron dos experimentos. El primero realizando la operación de mecanizado empleando únicamente el centro de mecanizado y el segundo con el mismo centro de mecanizado pero empleando el multiplicador de velocidad mecánico. En total se realizaron 30 experimentos con el multiplicador y otros 30 sin éste. Ambos experimentos se realizaron con la misma herramienta.

Para realizar los experimentos se ha utilizado un centro de mecanizado Goratu Lagun GVC-600 y un multiplicador mecánico de Madaula MV-8 (ver figura 1) cuyas características son las que se muestran en la tabla 2.

En todos los ensayos se midió la rugosidad superficial con el rugosímetro Hommel-tester T1000, realizando tres medidas de una longitud de 0.8 mm (cut-off length) cada una. El valor de la rugosidad para realizar este análisis comparativo fue la media de las tres medidas de Ra para cada ensayo.

Los ensayos se han realizado con una aleación de aluminio (EN-AW 7075 T-6). En la figura 2 se muestran dos imágenes del centro de mecanizado empleado para la realización de los experimentos. En estas figuras la herramienta está montada en el multiplicador de velocidad mecánico empleado en los ensayos. El bloque de aluminio que se muestra en la figura 2 es sobre el que se realizaron las operaciones de mecanizado. La herramienta utilizada es una fresa de cuatro dientes y 10 mm de diámetro.

Tabla 2: Características multiplicador MV-8.

Multiplicador de velocidad mecánico	MV-8
Fabricante	Madaula S.A.
R.P.M.	20.000
R.P.M. max	25.000
Relacióntransmisión	1:5
Tipopinza	ER 16

3. Resultados

Como se ha comentado en la sección anterior, se realizaron un total de 30 experimentos con el multiplicador y otros 30 sin éste bajo las mismas condiciones de corte, y para cada uno de ellos se midió la rugosidad superficial. La tabla 3 muestra los resultados obtenidos en el mecanizado sin multiplicador de velocidad mecánico. En la tabla 4 se muestran los resultados obtenidos para las mismas condiciones de corte empleando el multiplicador de velocidad. Al realizar los experimentos con el multiplicador y sin éste en el mismo centro de mecanizado, lógicamente la diferencia entre los resultados obtenidos es únicamente debida al empleo del multiplicador, pues el resto de factores que podrían afectar al acabado superficial, como rigidez de la máquina, tipo de bancada, etc. son los mismos para todos los experimentos realizados en este estudio.

Cabe destacar que aunque la velocidad de corte no es un parámetro que influya a priori sobre la rugosidad teórica, en este estudio se ha introducido debido al cambio en la dinámica del proceso de corte, al someter a la misma máquina herramienta a una incercia superior cuando el multiplicador es el elemento entre cabezal de máquina y herramienta.

De los valores de la rugosidad superficial de la tabla 3 se deduce que las diferencias entre los valores de Ra obtenidos para la velocidad de avance menor y mayor para una misma velocidad de corte se reducen a medida que la velocidad de corte aumenta, así como su valor medio. Lo mismo sucede con los resultados obtenidos cuando se emplea el multiplicador de velocidad mecánico, como se deduce de la información de la tabla 4.

Esta diferencia es únicamente debida a los efectos dinámicos, y a las vibraciones que se producen en la máquina cuando se modifica la velocidad de corte, pues como se ha indicado anteriormente, desde un punto de vista teórico no es un factor del que dependa el valor de la rugosidad.



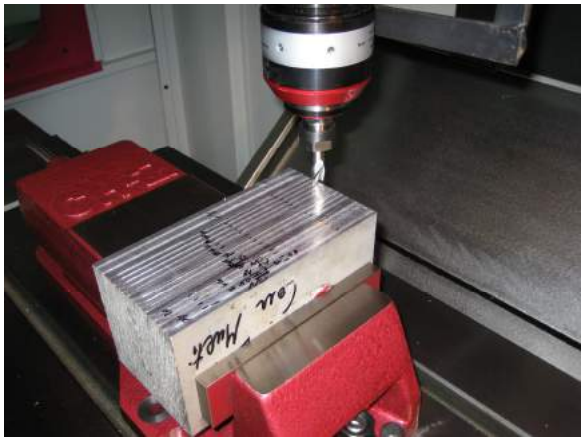


Figura 2: Ensayos realizados en el centro de mecanizado.

Comparando los resultados de los experimentos con multiplicador y sin multiplicador, puede también deducirse que para una velocidad de corte intermedia de las empleadas en los ensayos (6000 rpm), los resultados son muy similares en ambos mecanizados. Sin embargo, cuando la velocidad de corte es inferior a 6000 rpm en general la rugosidad superficial obtenida sin multiplicador de velocidad es más baja, mientras que para velocidades de corte superiores la rugosidad superficial más baja se consigue cuando se emplea el multiplicador de velocidad. Aunque no se ha realizado en este estudio en profundidad para determinar las frecuencias de resonancia del multiplicador, a la vista de los resultados mostrados en las tablas 3 y 4, puede indicarse que como es lógico sólo pueden conseguirse mejores resultados en el acabado superficial cuando el centro de mecanizado se aproxima a sus velocidades de giro de cabezal máxima. Se aprecia además que a partir de las 6.000 rpm el propio cabezal de la máquina aumenta considerablemente las vibraciones incluso con avances por diente bajos, y por ello, a iguales velocidades de corte, pero con el multiplicador de velocidad, al girar el cabezal a un régimen de vueltas inferior (5 veces inferior), se compensa la esbeltez del sistema herramienta-multiplicador (mecanizado con multiplicador) frente a la herramienta (mecanizado sin multiplicador), reduciendo los efectos dinámicos que afectan a la rugosidad obtenida.

La figura 3 muestra una representación gráfica de la rugosidad superficial obtenida en el mecanizado sin multiplicador de velocidad mecánico para las distintas condiciones de corte analizadas.

Tabla 3: Rugosidad superficial (Ra en µm) obtenida en las operaciones de mecanizado sin multiplicador de velocidad mecánico para las distintas condiciones de corte.

		Velocidad de corte (rpm)				
		2000	**4000**	**6000**	**8000**	**10000**
Velocidad de avance (mm/diente)	**0.025**	0.48	0.36	0.67	0.48	0.44
	0.05	0.77	0.48	0.59	0.55	0.59
	0.1	1.15	0.75	0.63	0.81	0.66
	0.2	1.53	1.13	1.01	0.84	0.85
	0.3	1.73	2.58	1.14	0.73	0.71
	0.4	3.83	3.53	0.97	0.73	0.78

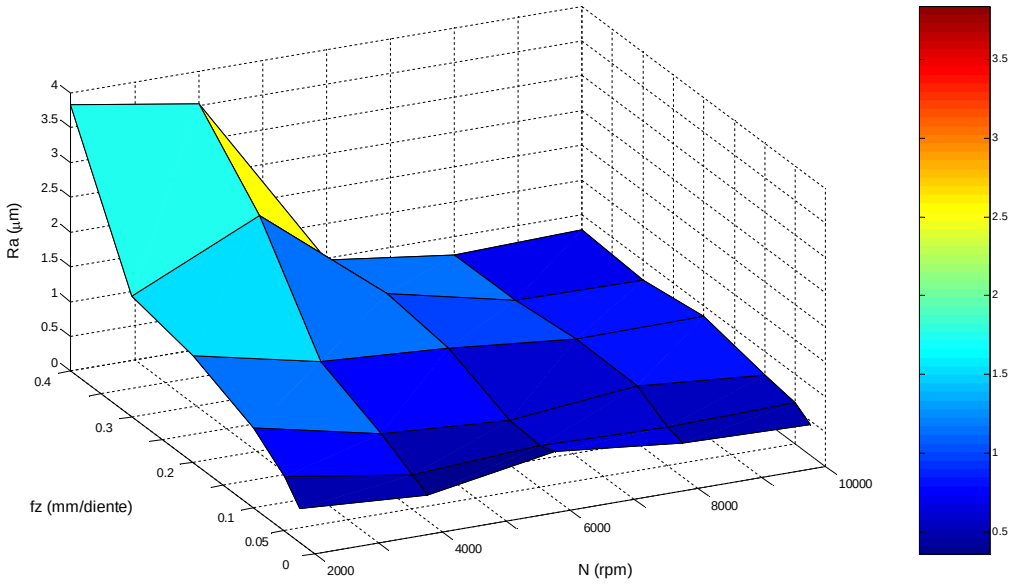


Figura 3: Rugosidad superficial obtenida en el mecanizado sin multiplicador de velocidad.

La figura 4 muestra una representación gráfica de la rugosidad superficial obtenida en el mecanizado con multiplicador de velocidad mecánico para las distintas condiciones de corte analizadas.

La figura 5 muestra una representación gráfica de la rugosidad superficial obtenida en ambos mecanizados para las distintas condiciones de corte analizadas. Esta figura muestra claramente cómo a partir de 8000 rpm la rugosidad superficial en el mecanizado sin multiplicador es superior para todas las velocidades de avance de los experimentos.

Cuando la velocidad de avance es elevada puede observarse que también la rugosidad superficial es mayor en el mecanizado sin multiplicador de velocidad, mientras que para el resto de las condiciones de corte el empleo del multiplicador genera una rugosidad superficial mayor.

Por tanto, y en base a estos resultados puede concluirse que el rango de las condiciones de corte bajo las que el empleo del multiplicador de velocidad mecánico resulta interesante son aquellas en que la velocidad de corte es superior a 6000 rpm independientemente de la velocidad de avance y para velocidades de corte inferiores sólo sería recomendable cuando la velocidad de avance es alta. En este último caso, es importante destacar que la diferencia entre ambos mecanizados no es tan significativa como lo es a elevadas velocidades de corte. En otras palabras, puede concluirse que el empleo de este tipo de dispositivos está recomendado para elevadas velocidades de corte y en concreto para valores superiores a las 6000 rpm.

Finalmente, es destacable que para las velocidades de avance mayores, se obtiene un valor de la rugosidad ligeramente inferior al de la velocidad de avance inmediatamente inferior probada en los ensayos, lo que no tiene una justificación clara. Se han repetido todos los ensayos en dos ocasiones, y cada valor de la rugosidad se midió en tres tramos del mecanizado, aportándose el valor medio de las tres mediciones y siendo éste consistente en los dos ensayos. También es destacable que esto sólo sucede para las velociadades superiores a 6.000 rpm cuando se mecaniza sin multiplicador, y solo ocurre a 6.000 rpm y no a velocidades superiores cuando se mecaniza con multiplicador de velocidad. En este sentido, los autores consideran necesario hacer un estudio más en detalle para encontrar una explicación válida a este hecho.

Tabla 4: Rugosidad superficial (Ra en µm) obtenida en las operaciones de mecanizado con multiplicador de velocidad mecánico para las distintas condiciones de corte.

		Velocidad de corte (rpm)				
		2000	**4000**	**6000**	**8000**	**10000**
Velocidad de avance (mm/diente)	**0.025**	0.46	0.42	0.39	0.47	0.24
	0.05	0.39	0.44	0.59	0.46	0.30
	0.1	1.50	1.18	1.12	0.59	0.49
	0.2	2.33	1.92	1.19	0.39	0.44
	0.3	3.16	3.08	1.66	0.36	0.56
	0.4	3.74	3.19	0.99	0.45	0.59

Los factores que determinan estos resultados son principalmente las vibraciones generadas en el cabezal del centro de mecanizado. Las vibraciones en el centro de mecanizado se incrementan cuando la velocidad de giro se aproxima a la velocidad máxima del centro de mecanizado, como es obvio. Por ello, cuando se realiza un mecanizado a velocidades próximas a la velocidad máxima de rotación que permite el centro de mecanizado sin multiplicador de velocidad, se observa que la amplitud de la vibración de la herramienta es también elevada. Por el contrario, cuando el mecanizado se realiza con multiplicador de velocidad, al multiplicar éste la velocidad del cabezal (por 5, en el caso del multiplicador MV-8 con el que se han realizado los experimentos), las vibraciones se reducen para una misma velocidad de rotación de la herramienta. Esta reducción es debida por un lado a que el motor se encuentra en un régimen de trabajo lejano al de condiciones límites, y por otro a que el multiplicador está diseñado de modo que sus frecuencias naturales se encuentran muy alejadas de las velocidades de rotación empleadas en este trabajo como velocidades de entrada al multiplicador, esto es, velocidades cinco veces inferiores a las de rotación de la herramienta para cada operación de mecanizado (ver tablas 3 y 4).

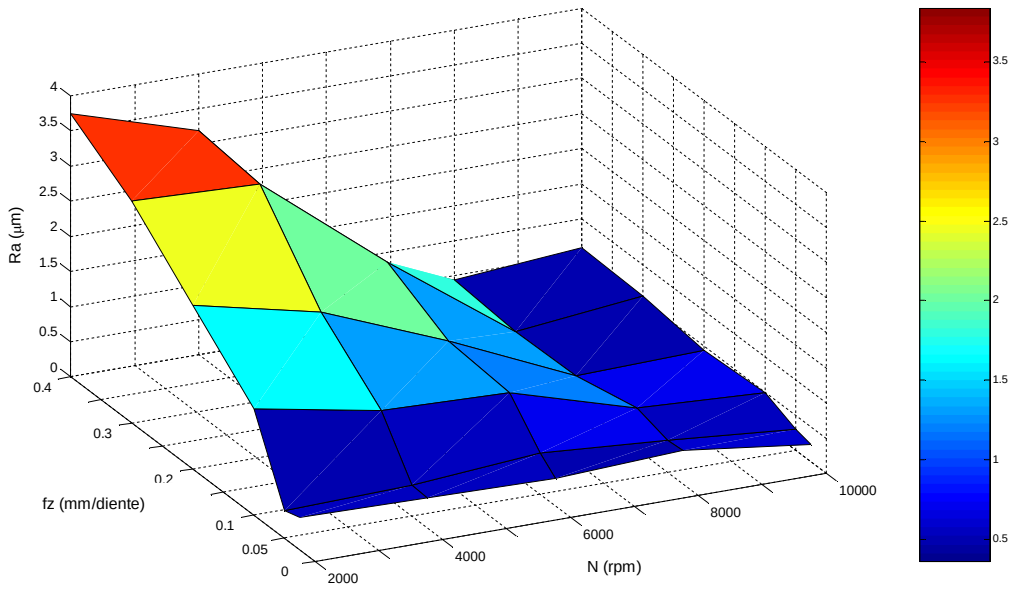


Figura 4: Rugosidad superficial obtenida en el mecanizado con multiplicador de velocidad.

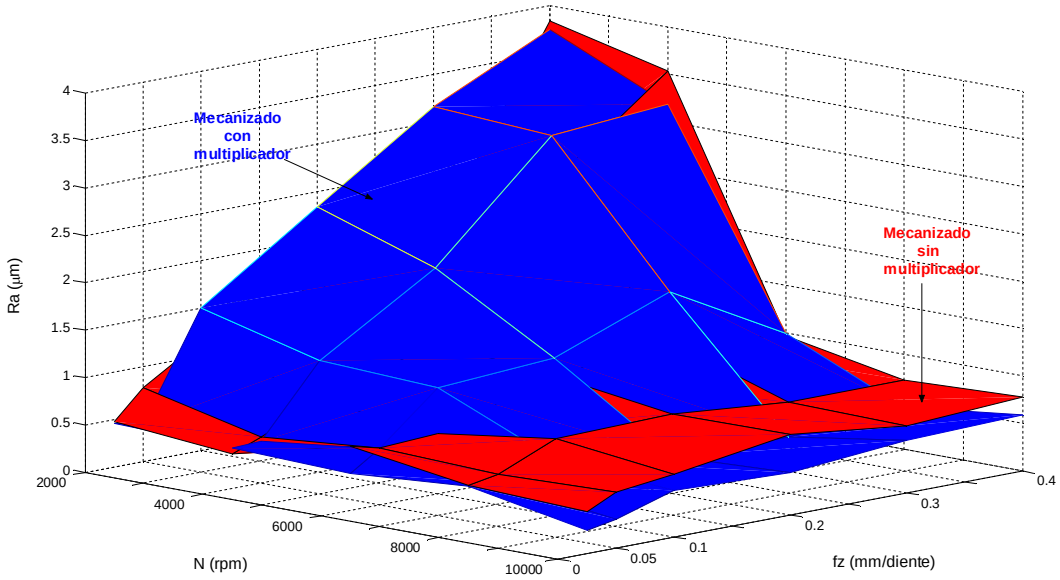


Figura 5: Comparativa de la rugosidad superficial obtenida en ambos mecanizados.

Las tres primeras frecuencias naturales y amortiguamientos modales estimados para el cabezal del centro de mecanizado son [10]: $\omega_{n_1} = 413\text{Hz}$, $\zeta_1 = 0{,}0289$, $\omega_{n_2} = 787$ Hz, $\zeta_2 = 0{,}0396$, $\omega_{n_3} = 1481\text{Hz}$, $\zeta_3 = 0{,}0193$. Estos datos permiten concluir que aunque la primera frecuencia natural del cabezal está lejos de las 10.000 rpm que ofrece el centro de mecanizado como máximo, este régimen de giro genera suficiente vibraciones como para hacer que los resultados del mecanizado sin multiplicador varíen respecto de los obtenidos con multiplicador para mecanizados a unas velocidades de rotación altas para este centro de mecanizado.

4. Conclusiones

Utilice Los resultados obtenidos en la experimentación permiten concluir que los multiplicadores de velocidad mecánicos pueden emplearse en un amplio rango de las condiciones de corte teniendo en cuenta algunas consideraciones. En concreto, se ha podido comprobar que el rango de las condiciones de corte bajo las que el empleo del multiplicador de velocidad mecánico resulta interesante son aquellas en que la velocidad de corte es superior a 6000 rpm independientemente de la velocidad de avance y que para velocidades de corte inferiores sólo sería recomendable cuando la velocidad de avance es alta. En este último caso, es importante destacar que la diferencia entre ambos mecanizados no es tan significativa como lo es a elevadas velocidades de corte.

Para futuros trabajos en esta línea sería interesante analizar las frecuencias naturales y los modos de vibración del centro de mecanizado y los del multiplicador de velocidad para conocer de antemano las condiciones óptimas de empleo, y determinar así las velocidades de corte que generan vibraciones más próximas a sus frecuencias naturales, lo que redundará en un peor acabado superficial.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación a través de la Junta de Extremadura - Consejería de Economía, Comercio e Innovación a través del Proyecto de Investigación GR-15057 vinculado al IV Plan Regional de Investigación y Investigación de la Junta de Extremadura 2015-2017 y al Fondo Social Europeo (FSE).

6. Referencias

[1] L.N. López de Lacalle, C. Angul, A. Lamikiz, J.A. Sánchez, Experimental and numerical investigation of the effect of spray cutting fluids in high speed milling, J. Mater. Process. Technol. 172(1), (2006), 11–15.

[2] L.N. López de Lacalle, A. Lamikiz, J.A. Sánchez, J.L. Arana, Improving the surface finish in high speed milling of stamping dies. J. Mater. Process. Technol. 123(2), (2002), 292–302.

[3] R.S. Pawade, S.S. Joshi, P.K. Brahmankar, Effect of machining parameters and cutting edge geometry on surface integrity of high-speed turned Inconel 718, Int. J. Mach. Tools Manuf. 48, (2008), 15–28.

[4] Y.S. Liao, H.M. Lin, Mechanism of minimum quantity lubrication in high-speed milling of hardened steel, Int J Mach Tools Manuf 47(11) (2007) 1660–1666.

[5] S. Yang, A study of the static stiffness of machine tool spindles, Int. J. Mach. Tool Des. Res. 21(1), (1981), 23–40.

[6] S. Taylor, B.T. Khoo, D. Walton, Microcomputer optimization of machine tool spindle stiffnesses, Int. J. Mach. Tools Manuf. 30(1), (1990), 151–159

[7] J. Jędrzejewski, Z. Kowal, W. Kwaśny, W. Modrzycki, Highspeed precise machine tools spindle units improving. J. Mater. Process. Technol. 162–163, (2005), 615–621.

[8] O. Maeda, Y. Cao, Y. Altintas, Expert spindle design system, Int. J. Mach. Tools Manuf. 45(4–5), (2005), 537–548.

[9] D.R. Salgado, F.J. Alonso, Optimal mechanical spindle speeder gearbox design for high-speed machining, Int. Journal of Adv. Manuf. Technol 40, (2009), 637–647.

[10] F.J. Alonso, D.R. Salgado, I. Cambero, R. Moreno, P. Pintado, Un método de identificación modal para centros de mecanizado (CNC) basado en análisis de espectro singular, 3rd Manufacturing Engineering Society International Conference (MESIC'09), Alcoy 2009.

Medición de piezas multi-material mediante Tomografía Computarizada

S. Ontiveros Zepeda[1], J. Yagüe Fabra[2], R. Jiménez Pacheco[3], D. Acosta Higuera[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Industrial. Universidad Autónoma de Baja California. sinue.ontiveros@uabc.edu.mx*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. jyague@unizar.es*

[3]*Centro Universitario de la Defensa Zaragoza. rjimenez@unizar.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería de Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. qukami@gmail.com*

Una de las características deº mayor interés de la Tomografía Computarizada (TC) es la posibilidad de realizar mediciones sobre zonas no accesibles de los objetos. En ellas una de las principales complicaciones que se presenta es el acceso a la transición entre dos materiales distintos, de tal forma que la realización de cualquier medición en este tipo de zonas sólo es posible mediante ensayos destructivos salvo que se empleen técnicas tomográficas. El problema que se plantea es analizar dimensionalmente una pieza que tenga interfases Aire-Pieza y Material A-Material B. Las características tomográficas de la interfase variarán con respecto a esa referencia Aire-Pieza cuando el aire pueda ser sustituido por distintos materiales, produciéndose una variedad ilimitada de combinaciones al generarse una interfase Material A-Material B. Este aspecto plantea la necesidad de analizar el comportamiento de los distintos algoritmos de segmentación si se desea conseguir capacidades metrológicas. Para fines de esta investigación se utiliza un sistema de TC no especializado en aplicaciones metrológicas y se analizan diferentes algoritmos de extracción de la superficie, tales como: Threshold, Canny y Deriche en patrones fabricados de forma específica para que permitan obtener trazabilidad sobre un objeto que se encuentre en contacto directo con otro de un material distinto. Se presentan los resultados de la comparativa entre tres algoritmos de extracción de la superficie y las conclusiones obtenidas.

1. Introducción

Una de las características de mayor interés de la Tomografía Computarizada (TC) es la posibilidad de realizar mediciones sobre zonas no accesibles de los objetos. En estas zonas una de las principales complicaciones que se presenta es el acceso a la transición entre dos materiales distintos, de tal forma que la realización de cualquier medición en este tipo de zonas sólo es posible mediante ensayos destructivos salvo que se empleen técnicas tomográficas [1]. A pesar de la dificultad de dichas mediciones, tener capacidad metrológica en estas interfases sin necesidad de destruir la muestra tiene gran interés industrial. Por un lado permitiría realizar mediciones de mecanismos o conjuntos preparados para su uso y de esta forma cuantificar, por ejemplo, las deformaciones reales a las que se ven sometidos por efecto de los esfuerzos o presiones realizados por el resto de componentes. Por otro lado, esta técnica también permitiría realizar las tareas metrológicas en materiales compuestos, siendo posible medir las dimensiones reales de los componentes embebidos en diferentes matrices o formas base.

En este artículo se analiza una pieza que posee interfases Aire-Pieza y Material A-Material B. El problema que se plantea en una interfase entre materiales es similar al tradicional, sin embargo, las características tomográficas de la interfase variarán con respecto a esa referencia Aire-Pieza cuando el aire pueda ser sustituido por distintos materiales, produciéndose una variedad ilimitada de combinaciones al generarse una interfase Material A-Material B. Este aspecto plantea la necesidad de analizar el comportamiento de los distintos algoritmos de segmentación si se desea conseguir capacidades metrológicas.

Para fines de esta investigación se utiliza un sistema de TC no especializado en aplicaciones metrológicas junto con diferentes algoritmos de extracción de la superficie (optimizados para el ámbito metrológico), tales como: Umbral, Canny y Deriche. Estos algoritmos ya probados en mediciones de piezas de un solo material en anteriores investigaciones en patrones fabricados de forma específica que permitan obtener trazabilidad sobre un objeto que se encuentre en contacto directo con otro material [2, 3]. La pieza de estudio se compone de dos elementos: macho y hembra, fabricados en distintos materiales. En cada una de las secciones se presentan los equipos utilizados, se presentan los resultados y las conclusiones obtenidas.

2. Materiales y Métodos

2.1. Sistema de Tomografía Computarizada

Es un sistema de Micro-TC de haz cónico de la marca General Electric (ver figura 1) que no está específicamente diseñado para aplicaciones metrológicas. Cuenta con una fuente de rayos X que tiene un rango de potencia que va desde 50 hasta 90kV, una resolución (tamaño de píxel mínimo) de 8µm y un volumen de trabajo cilíndrico de 44mm de diámetro por 56mm de altura.



Figura 1: Sistema de Tomografía Computarizada.

Uno de los objetivos de esta investigación es analizar el funcionamiento de este sistema en piezas con interfase de Aire- Pieza y Material A – Material B. Para estos fines los métodos de corrección de factor de escala y de determinación del valor de umbral que se han realizado en investigaciones anteriores serán utilizados para este análisis. En la Tabla 1 se presentan los parámetros de exploración del sistema CT Unizar utilizados para la pieza de trabajo.

Tabla 1: Parámetros de exploración.

Parámetro	Ajuste Pieza A
Voltaje	45kV
Corriente	120 µA
Ángulo de incremento	0.3 grad.
Tamaño de vóxel	113 µm

2.2. Pieza de trabajo

La pieza utilizada en esta investigación se compone de dos elementos ranurados (macho y hembra) que están fabricados en Politetrafluoretileno (PTFE) y Polioximetileno (POM) respectivamente. El Politetrafluoretileno o teflón es un material considerado uno de los más versátiles dentro de los materiales plásticos y tiene muchas aplicaciones en las cuales otros materiales no pueden ser utilizados. Es un material con alta resistencia a temperaturas elevadas, bajo coeficiente de fricción, alta resistencia a la acción de agentes químicos y solventes, entre otras. El PTFE es generalmente considerado un polímero termoestable y puede ser utilizado en uso continuo a cualquier temperatura comprendida entre -200 ºC y +260 ºC [4]. El Polioximetileno también denominado acetal, poliacetal y poliformaldehído, es un termoplástico técnico utilizado en componentes de precisión que requieren una elevada rigidez y excelente estabilidad dimensional. El POM se caracteriza por su elevada resistencia, dureza y rigidez a hasta -40 °C (-40 °F). Las aplicaciones más comunes del POM los sectores de la automoción, la electrónica de consumo, para aplicaciones de transporte de cargas pesadas y a temperaturas bajas [5]. Los elementos han sido ensamblados de tal manera que la pieza tiene una parte que no está en contacto directo con la otra pieza y la zona de contacto está montada mediante un ajuste sin interferencia (ver figura 2).



Figura 2: Pieza de trabajo.

Las dimensiones que se han evaluado tanto para la pieza macho (M) como para la hembra (H) son las siguientes: La distancia entre cada una de las ranuras (R), la distancia de cada almena (A). Cada ranura y almena tiene una distancia nominal de 5mm.

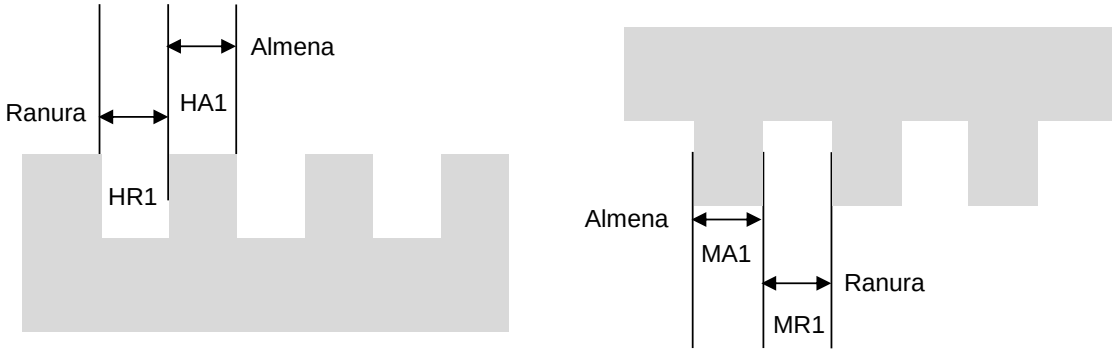


Figura 3: Vista lateral elemento hembra (izquierda) y elemento macho (derecha).

Además de las dimensiones presentadas en la figura 3, se ha evaluado la zona de contacto entre ambas piezas (ver figura 4), por lo que se han evaluado 15 dimensiones en total: 5 en la pieza hembra (HR1, HA1, HR2, HA2 y HR3), 5 en la pieza macho hembra (MA1, MR1, MA2, HR2 y MA3) y 5 en la zona de contacto (C1, C2, C3, C4 Y C5).

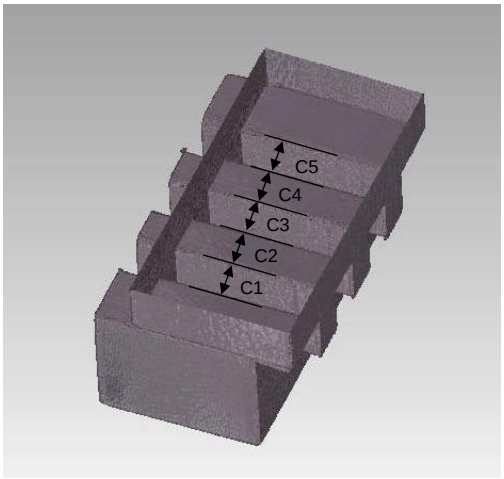


Figura 4: Zonas de contacto.

Ambos elementos fueron calibrados con una máquina de medir por coordenadas Carl Zeiss, que tiene volumen de medición de 850mm x 700mm x 600mm, una resolución de 0,1µm y un MEP longitudinal de 2, 0µm + (L/ 00)µm (L en mm). Cuenta con un cabezal central ZEISS VAST-XT con escáner activo y permite trabajar con extensiones de hasta 500g de peso y 500mm de longitud.

2.3. Métodos de extracción de la superficie

Como bien es sabido la Tomografía Computarizada tiene muchos y complicados factores de influencia, uno de los principales, por tener un impacto mayúsculo en las mediciones, es el algoritmo de extracción de la superficie. En el presente artículo se va a realizar una comparativa entres tres algoritmos que ya han sido utilizados en piezas con transición Aire-Material con buenos resultados [6]. Los algoritmos a comprar son los siguientes: 1) Umbral local, 2) Canny y 3) Deriche.

Umbral local. La localización de la superficie para aplicaciones metrológicas generalmente está basada en esta técnica, donde mediante la definición de un valor de gris como característica de similitud sirve para definir la pieza de trabajo, este valor de nivel de gris es llamado umbral. Es uno de los más populares debido a que es simple de implementar y es más barato computacionalmente que los otros algoritmos existentes.

Este algoritmo ha sido desarrollado para aplicaciones en áreas de medicina donde su objetivo principal es la diferenciación de los elementos de la imagen pero que no es necesaria una alta precisión, al contrario de lo que ocurre en el caso de la metrología. Existen algunos estudios para aplicaciones de computación de imagen y visión que evalúan este tipo de métodos pero que normalmente lo hacen con imágenes artificiales o en imágenes

obtenidas bajo condiciones controladas, lo que es muy difícil reproducir con tomografías reales. La opción más utilizada en aplicaciones metrológicas es el umbral adaptativo, llamado de esa manera cuando se utiliza un umbral diferente en diferentes regiones de la imagen. Este puede también ser conocido como umbral local o dinámico [7].

Canny. El procedimiento seguido para la aplicación del método de extracción de la superficie aplica en primer lugar el operador de gradiente de Canny en las tres direcciones principales XYZ del volumen 3D, como resultado se obtienen tres imágenes 3D diferentes que muestran la transición entre los materiales, donde los gradientes de máxima intensidad se corresponden con el borde la pieza. A continuación, se realiza un refinamiento sub-vóxel utilizando un algoritmo de centro de gravedad o centroide a partir de la detección preliminar de la superficie en las posiciones del máximo gradiente, lo que mejora la resolución espacial del borde previamente detectado. Como resultados de este refinamiento se obtiene una nube de puntos sobre la cual se llevan a cabo las mediciones. Finalmente, se realiza la corrección de la medición, calculando y compensando un sesgo que aparece en las mediciones. Dicho sesgo es significativo pero estable, lo que facilita llevar a cabo su corrección. El procedimiento completo y explicado a detalle se encuentra en [3].

Deriche. El algoritmo Deriche es un operador de detección de bordes desarrollado por Rachid Deriche en 1987. Se basa en el detector de bordes desarrollado por John F. Canny y sus criterios comentados en el apartado anterior. A pesar de ser inicialmente diseñado para trabajar en imágenes 2D, el algoritmo ha sido adaptado a imágenes 3D por los autores de este trabajo del Centro Universitario de la Defensa Zaragoza y de la Universidad de Zaragoza [6]. El algoritmo consta de tres etapas sucesivas:

- Detección Preliminar borde.
- Extracción de coordenadas con resolución sub-vóxel.
- Supresión de puntos no máximos.

En la detección de bordes preliminar se ha desarrollado un operador adaptado del operador gradiente Deriche. En este desarrollo, el filtrado previo habitual fue descartado con el fin de reducir los costes computacionales y de evitar la pérdida de información. Este operador lineal se aplica en tres direcciones principales X, Y y Z, dando como resultado un valor para cada vóxel igual a la suma del gradiente en cada una de las tres direcciones (ver figura 5).

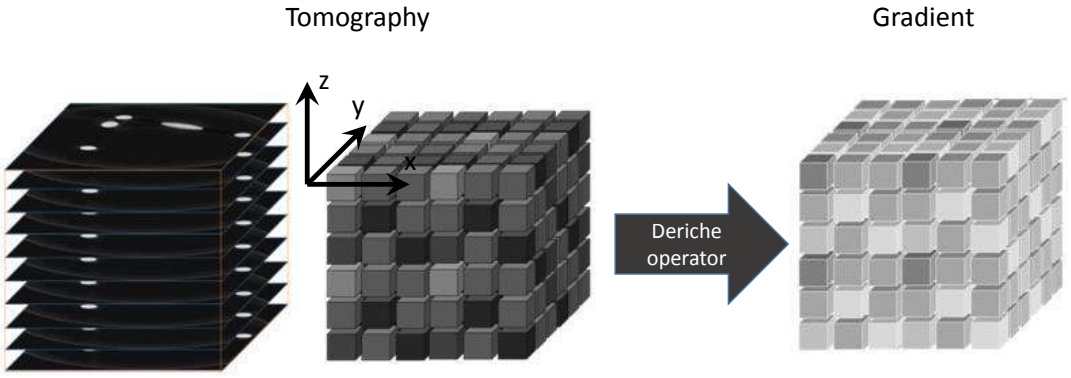


Figura 5: Detección preliminar del borde

En la fase de extracción de coordenadas con resolución sub-voxel, cada vóxel se selecciona de acuerdo a su valor de gradiente comenzando desde el valor más alto hacia valor más bajo. Para cada vóxel seleccionado el gradiente se evalúa a lo largo de 13 direcciones diferentes : + X, + Y, Z + , + X + Y , Z + X + , + Y + Z , -X + Y , -X + Z , -Y + Z , X + Y + Z + , -X + Y + Z , + X -Y + Z , Z + + YZ . De esta manera es posible detectar la dirección que implica mayor gradiente y por lo tanto una dirección próxima a la normal de la superficie. Con los valores de gradiente de los vóxel próximos a lo largo de esa dirección y las coordenadas del punto de superficie con resolución sub-vóxel se calcula utilizando la técnica del centro de gravedad (ver figura 6).

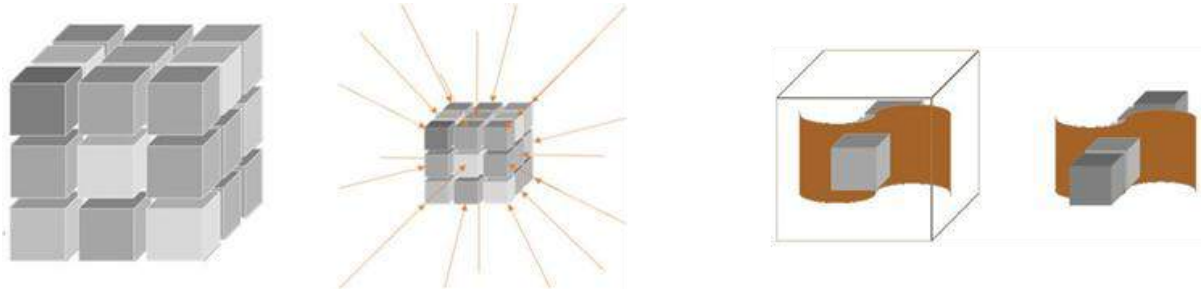


Figura 6: Extracción de coordenadas con resolución sub-voxel

A fin de evitar la definición de puntos demasiado cercanos, se establece una última etapa de supresión de puntos no máximos. En este paso, para cada voxel analizado en el paso anterior, antes de aceptarlo como un punto de la superficie, se verifica que ningún otro voxel en la dirección de máxima pendiente ha sido considerado previamente como un punto de la superficie. Este valor es establecido basándose únicamente en el espesor de pared mínimo esperado en la pieza.

2.4. Comparativa de métodos de extracción de la superficie

Se han seleccionado estos tres métodos de extracción de la superficie debido que el primero de ellos es un método contrastado y de amplio uso, y a que los otros dos ya han sido evaluados anteriormente y proporcionaron excelentes resultados en piezas monomaterial, por lo que se busca probar si eficacia en piezas multimaterial. En la tabla 3 se presenta un resumen de las principales caracteristicas de los tres métodos evaluados en este artículo. El método basado en el umbral puede resultar interesante debido a su costo computacional bajo y a que en el caso de esta pieza en concreto, se pueden definir por separado cada uno de los elementos que la integran, pero depende en gran medida de la destreza y experiencia del operador. Las metodologías de Canny y Deriche evidentemente son bastante similares, sin embargo Deriche puede resultar más atractivo debido a que su menor coste computacional permite que el borde se determine en una direccón cercana a la perpendicular, por lo que la detección del borde, en teoría, es más exacta.

Tabla 2: Comparativa métodos de extracción de la superficie.

Umbral	Canny	Deriche
Se puede establecer un valor de umbral para cada una de las áreas evaluadas	Extracción de la superficie de forma automatizada.	Extracción de la superficie de forma automatizada.
Puede requerir de procedimientos largos.	Se realiza en un solo procedimiento.	Se realiza en un solo procedimiento y con menor coste computacional que Canny.
La localización del borde depende en gran medida de la capacidad del operador.	Proporciona una buena localización del borde.	Realiza detección local específica de la superficie.
El ruido de la imagen no tiene gran influencia en el resultado final.	Reduce significativamente la cantidad de datos, y minimiza la probabilidad de detección de falsos bordes causados por el ruido.	Utiliza únicamente vóxeles que son bordes potenciales y omite los restantes.
Se necesita de mediciones de referencia de todas las áreas evaluadas para realizar las correcciones.	No se necesita de todas las mediciones de referencia para realizar las correcciones.	No se necesita de todas las mediciones de referencia para realizar las correcciones.
Costo computacional bajo.	Costo computacional alto.	Costo computacional alto.
	Se pueden definir ambos elementos de la pieza en un solo procedimiento.	Se pueden definir ambos elementos de la pieza en un solo procedimiento.

3. Resultados

Utilizando la MMC descrita en el apartado 2.2 se calibraron los dos elementos que conforman la pieza de trabajo, las mediciones obtenidas son utilizadas como medidas de referencia. En la tabla 3 se presentan los resultados obtenidos con el sistema de tomografía computarizada utilizando los tres métodos de extracción de la superficie analizados. En el caso del Umbral, se puede observar que la desviación máxima absoluta es de 99 µm.

En relación a los métodos de extracción de la superficie basado en Canny y Deriche los resultados son bastante similares, la desviación de la medición máxima absoluta es de 31µm y 41µm respectivamente. En cuanto a la precisón de las mediciones, se puede observar que la desviación típica de las desviaciones de las mediciones con respecto a la refrencia para el Umbral es de 62µm, para Canny es de de 16µm y para Deriche es de 18µm.

Tabla 3: Desviación de la medición.

Parámetro	Deriche µm	Canny µm	Umbral µm
HR1	-11	-8	62
MA1	29	19	94
C1	-2	6	30
HA1	4	15	-57
MR1	23	30	-49
C2	14	11	-19
HR2	19	9	75
MA2	3	-10	65
C3	I3	-6	20
HA2	-41	-28	-99
MR2	-12	0	-78
C4	-14	-11	-31
HR3	-20	-31	31
MA3	6	4	80
C5	-17	0	25

En la figura 7 se presenta una comparativa gráfica de las desviaciones de la medición con respecto a la nominal, se puede apreciar que los métodos de extracción de la superficie basados en Canny y Deriche siguen un patrón similar entre ellos, pero diferente al umbral. Se puede observar que la desviación de la medición en las zonas de contacto (C1-C5) en cada una de la dimensiones de los métodos de Canny y Deriche se encuentra entre las desviaciones de cada herradura y almena, no así el caso del método del umbral. Debido al estrecho ajuste entre piezas y la resolución de la tomografía, no es posible distinguir las superficies de cada pieza por separado por lo que una desviación media a la que presentan las superficies al aire es el esperado.

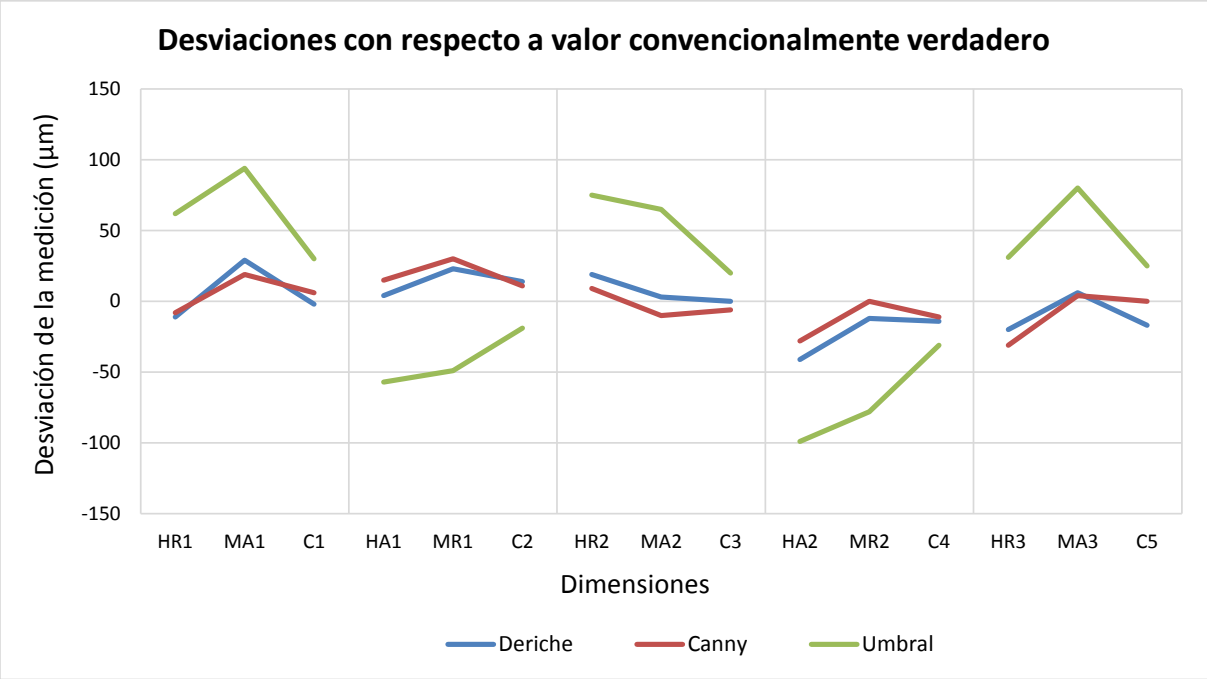


Figura 7: Comparativa gráfica desviación de la medición

4. Conclusiones

En este artículo se ha presentado la utilización de tres metodologías de extracción de la superficie basadas en los algoritmos de Umbral, Canny y Deriche en una pieza que contiene dos elementos, de tal forma que tiene interfases entre materiales. De acuerdo a los resultados obtenidos en la evaluación dimensional se puede concluir que los métodos basados en Canny y Deriche producen resultados similares, ambos con porcentajes de

desviaciones con respecto a la referencia menores al 1%, siendo ligeramente mejor Canny con una diferencia de 0.21%. En relación a la desviación típica, el algoritmo basado en Canny y Deriche son también similares, aunque Canny obtiene de nuevo los mejores resultados. Basado en lo anterior podemos concluir que para este caso en específico el método de extracción de la superficie basado en Canny ofrece resultados más exactos y precisos, aunque Deriche es significativamente más rápido que Canny. En conjunto ambos metodos basados en gradiente son metodos razonables para el estudio de superficies de contacto, superando claramente al método de umbral.

5. Referencias

[1] A. Weckenmann, P. Kramer. Computed tomography - new and promising chances in manufacturing metrology. International Journal of Precision Technology. 1/3-4 (2010), 223-233.

[2] S. Ontiveros, J.A. Yagüe-Fabra, R. Jiménez, G. Tosello, S. Gasparin, A. Pierobon, S. Carmignato, H.N. Hansen. Dimensional measurement of micro-moulded parts by computed tomography. Measurement Science and Technology, 23-12 (2012), 125401.

[3] J.A. Yagüe-Fabra, S. Ontiveros, R. Jiménez, S. Chitchian, G. Tosello, S. Carmignato. A 3D edge detection technique for surface extraction in computed tomography for dimensional metrology applications. CIRP Annals-Manufacturing Technology, Vol.62-1 (2013), 531-534.

[4] Indistrias JQ. http://www.jq.com.ar/Imagenes/Productos/Teflon/Virgen/teflonvirgen.htm. Junio 2016.

[5] Habasit. http://www.habasit.com/es/polioximetileno.htm. Junio 2016

[6] C.Comps. Desarrollo de un algoritmo de segmentación para la extracción de superficies para medición con tomografía computarizada. Proyecto de fin de carrera. Univesidad de Zaragoza, Zaragoza, (2014).

[7] LG. Shapiro, GC Stockman. Computer Vision. Prentice Hall. (2001). ISBN 978-0130307965.

Materiales recomendados por las Normas Internacionales para utilizar en una instalación de GLP

D. Venegas Vásconez[1], J. Yánez Cabrera[2], S. Celi Ortega[3], C. Ayabaca Sarria[4], L. Tipanluisa Sarchi[5], D. Bastidas Briones[6], M. Arrocha Carrera [7]

[1]Dpto. de Ingeniería de Materiales. Universidad de Concepción. diegofvenegas@udec.cl

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Internacional SEK. yamanduyanez72@gmail.com

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Internacional SEK. santiago.celi@uisek.edu.ec

[4]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Escuela Politécnica Nacional. cesar.ayabaca@epn.edu.ec

[5]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Escuela Politécnica Nacional. luis.tipanluisa@epn.edu.ec

[6]Escuela de Diseño, Ingeniería y Arquitectura Instituto Tecnológico de Monterrey. A01650444@itesm.mx

[7]Dpto. de Ingeniería y Arquitectura PLOPINSA. marisol.arrocha@plopinsa.com

El gas licuado de petróleo GLP es un combustible que proporciona energía a múltiples equipos y maquinarias que se utilizan en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales.

Al ser el GLP un combustible, se deben tener en cuenta varios criterios, sobre todo de seguridad para montar una instalación que utilice este hidrocarburo.

Uno de los mayores problemas que se enfrentan los profesionales de ingeniería que egresan de las universidades es la falta de conocimientos sobre normativas vigentes tanto nacionales como internacionales que rigen en los diversos tópicos de la ingeniería, las cuales pueden simplificar enormemente el desarrollo de un trabajo o actividad ya que contienen aspectos ingenieriles que han sido desarrollados, estudiados y plasmados por profesionales expertos del área a la que hace referencia dicha norma.

Una norma técnica contiene los aspectos mínimos obligatorios al momento de realizar una determinada actividad (instalación, diseño, dimensionamiento, materiales, entre otros). Este es el caso de NFPA (National Fire Protection Association), un organismo norteamericano con varios años de existencia, que elabora normativas técnicas sobre protección de incendios, y cuya excelencia en el área es reconocida a nivel mundial, tanto es así que muchos países adoptan sus normas como nacionales, y otros las utilizan como base para la elaboración de las propias.

Dentro de las especialidades de NFPA está el desarrollo de normativas para el uso del gas licuado de petróleo (GLP) en instalaciones residenciales, comerciales e industriales. NFPA 54 [1] y NFPA 58 [2] son las normas que dan los lineamientos generales sobre las instalaciones de gas licuado de petróleo.

El presente trabajo hace un estudio pormenorizado sobre los materiales recomendados por las Normas NFPA 54 y NFPA 58, y que sirven para realizar instalaciones de gas licuado de petróleo, tanto para uso residencial, comercial o industrial, además se revisarán los métodos más comunes de unión de tuberías con accesorios dependiendo del material, y finalmente se darán las restricciones en el uso que tienen los diferentes materiales.

1. Antecedentes

NFPA es un organismo americano que se encarga de elaborar normativas sobre aspectos relacionados con la protección contra el fuego, siendo una parte muy importante de estas normas aquellas relacionadas con el uso y manejo del GLP (gas licuado de petróleo).

Estas normas son realizadas y revisadas por grupos de expertos en las diferentes áreas, y sirven como base para la elaboración de documentos normativos nacionales en diferentes países.

Para el uso y manejo del GLP, NFPA ha elaborado algunas normas, siendo las más importantes la NFPA 54 [1] y la NFPA 58 [2].

Es importante tener en cuenta que siendo el GLP un combustible, su manejo debe realizarse con mucho detenimiento y cuidado, por el daño que puede ocasionar en su entorno, si es que llega a reaccionar con el oxígeno y en presencia de una fuente de ignición.

Uno de los aspectos más importantes en las Normativas del GLP es la utilización de los materiales idóneos para el manejo del GLP. Como regla general se utilizarán en instalaciones de GLP materiales que sean compatibles con el uso de este combustible, que puedan resistir la acción que este puede ejercer, y que sean aceptados para su instalación en los lugares que las normativas lo permiten.

2. Materiales utilizados en una instalación de GLP

La Figura 1 muestra los materiales aceptados por NFPA 54 para conducción de GLP.

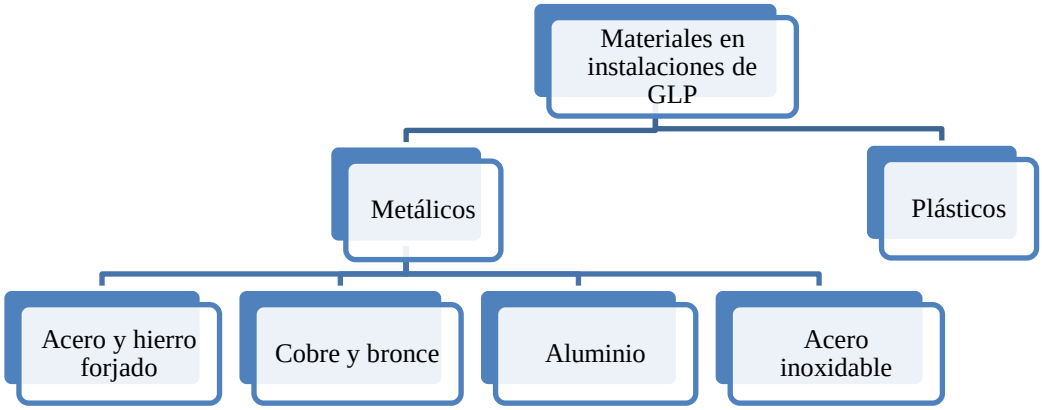


Figura 1: Materiales utilizados en instalaciones de GLP según NFPA 54 [1].

2.1. Materiales metálicos

2.1.1. Acero y hierro forjado

La tubería de acero y hierro forjado debe ser como mínimo de calidad estándar (Cédula 40) (Figura 2 a y b) y debe cumplir con una de las siguientes normas:

- ✓ ANSI/ASME B36.10, (Tubería de Acero Forjado, Soldado y Sin Costura)
- ✓ ASTM A53, (Tubería, de Acero, Negro Galvanizado en Caliente, Recubierta con Zinc, Soldada y Sin Costura)
- ✓ ASTM A 106, (Tubería de Acero al Carbón, Sin Costura, para Servicio a Alta Temperatura)



(a) (b)

Figura 2: Tubería de acero A 106 para servicio de GLP

2.1.2. Cobre y bronce

La tubería de cobre y bronce, no debe ser utilizada si el gas contiene más de 0.3 gramos en promedio de ácido sulfídrico por cada 100 pies cúbicos estándar de gas (0.7 mg/100 L.)

Tubería flexible de cobre debe cumplir con normas para el Tipo K o Tipo L de ASTM B 88, (Tubería de Cobre sin Costura para Agua) (Figura 3 a y b) o ASTM B 280, (Tubería de Cobre Sin Costura para Servicio en Terreno de Aire Acondicionado y Refrigeración).



(a) (b)

Figura 3: Tubería de cobre para servicio de GLP

2.1.3. Aluminio

La tubería flexible de aleación de aluminio debe cumplir con ASTM B 210 (Tubería flexible de aleación de aluminio estirada sin costura) o ASTM B 241, (Tubería rígida de aleación de aluminio sin costura y tubería flexible extruida sin costura).

2.1.4. Acero inoxidable

La tubería de Acero inoxidable corrugado debe estar listada de conformidad con la ANSI LC 1/CSA6.26, (Sistemas de tubería para gas combustible que utilizan tubería flexible de acero inoxidable corrugado).

La Figura 4a muestra una tubería de acero inoxidable flexible que sirve para conectar la tubería rígida que termina en una válvula de corte con el equipo de consumo, se logra absorber vibraciones.

La Figura 4b muestra un grupo de tuberías de acero inoxidable que sale de una batería de medidores en una instalación doméstica. Como no se ha pintado toda la tubería, solamente se ha pintado con el color indicativo de tubería de conducción de GLP en fase vapor en los codos.



(a) (b)

Figura 4: Tubería de cobre para servicio de GLP

2.2. Materiales plásticos

La tubería plástica rígida y los accesorios utilizados para el suministro de gas combustible deben ajustarse a la ASTM D 2513, (Tubería termoplástica de presión de gas, tubería flexible y accesorios) (Figura 5a).

La tubería viene con la especificación de la Norma con la que fue fabricada, además de la presión máxima de operación, el diámetro interior y el uso para el cual es apta (Figura 5b) [3].



(a) (b)

Figura 5: Tubería termoplástica de polietileno para GLP.

2.3. Otros materiales

La tubería de expulsión de gas de un regulador (cuando tiene venteo incorporado) puede ser rígida o flexible de plástico y los accesorios utilizados para conectar el sistema de expulsión deben ser de PVC y cumplir con la Norma ANSI/UL 651, (Conductores y Accesorios de PVC Rígido, Cédula 40 y 80).



Figura 5: Tubería termoplástica de polietileno para GLP.

2.4. Materiales no aceptados para instalaciones de GLP

La tubería de hierro fundido no debe ser utilizada en instalaciones de GLP

2.5. Materiales no previstos en la Norma NFPA

NFPA 54 da opción a utilizar otros materiales en instalaciones de GLP, siempre y cuando se cumpla con:

- Que el nuevo material sea investigado y probado, y se determine que es seguro y adecuado para el servicio propuesto, para lo cual el fabricante del elemento deberá someterlo a pruebas y ensayos en laboratorios certificados que puedan dar fe que son aptos para trabajar con el combustible.
- Que sea recomendado por el fabricante, para lo cual adjuntará documentación de respaldo y garantía.
- Ser aceptable por la autoridad competente en el territorio que se quiera utilizar el material, la cual deberá comprobar si es factible la utilización del elemento en cuestión.

Un material que está siendo comercializado, y que ha sido aceptado en normativas como: NTE INEN 2260:2010 [4] es la tubería mixta de polietileno aluminio polietileno PE-Al-PE (Figura 6 a y b).



(a) [5] (b)

Figura 6: Tubería PE-Al-PE para GLP.

Las tuberías, PE-Al-PE deben cumplir con la norma AS-4176 o la norma ISO 17484-1 .

Vale decir que por más que un elemento cumpla con especificaciones y sea apto para el uso con el GLP, este no podrá ser utilizado en lugares donde la autoridad competente no ha avalado su uso, y que no consten como materiales aceptados por la Normativa que rige en dicho territorio.

3. Métodos de unión de tuberías de GLP

La diferencia radical que se encuentra entre NFPA 54 y NFPA 58 es el ámbito de aplicación o el alcance que tiene cada una de estas normas.

Mientras NFPA 58 tiene una aplicación desde la válvula del abonado hacia fuera, la NFPA 54 tiene aplicación desde la válvula del abonado hacia adentro (Figura 7), es decir que la NFPA 54 es válida desde el límite de propiedad hacia adentro, y la NFPA 58 es válida desde el límite de propiedad hacia afuera.

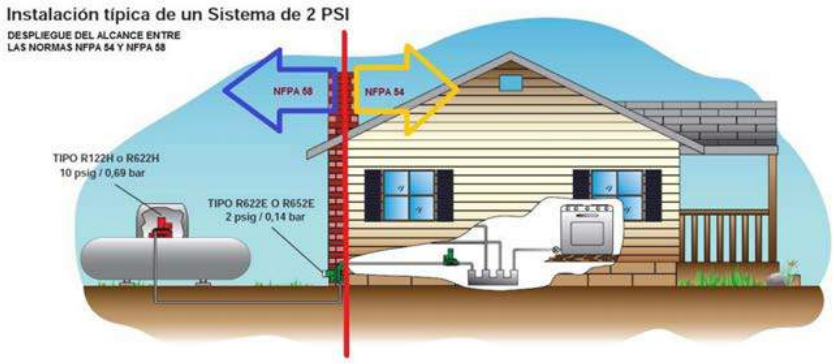


Figura 7: Ámbito de aplicación de NFPA.

Este límite para cada norma, viene a ser indirectamente un límite para el método de unión de tuberías con sus accesorios. Mientras que por sobre 2 PSI de presión de servicio la recomendación para unir tubería con accesorios es soldar estos elementos, bajo 2 PSI se puede roscar, esto dependerá también del equipo que tenga a su disposición el instalador calificado en ese momento.

Dependiendo el tipo de material, obviamente el procedimiento de unión de tuberías con sus accesorios va a ser distinto.

Para acero Ced 40 el procedimiento será soldadura por arco eléctrico con electrodo revestido (Figura 8a), mientras que para cobre será con oxi acetileno y con material de aporte varilla con aleación de plata al 15% (Figura 8b).



(a) (b)

Figura 8: Soldadura de tubería con accesorios para GLP.

La tubería de acero inoxidable se une con sus accesorios por el método de press fit (Figura 9a). La presión se la realiza con una herramienta hidráulica que tiene en su punta un mecanismo tipo tenazas (Figura 9b).

Se logra la hermeticidad cuando se cierran completamente las tenazas sobre el accesorio acoplado al tubo. En el accesorio este se encuentra un anillo (o ring) que tambien hace la función de sello.



(a)



(b) [6]

Figura 9: Unión de tubería de acero inoxidable por el procedimiento de press fit.

La tubería termoplástica se une a sus accesorios con una herramienta de termofusión o electrofusión (Figura 10).



Figura 10: Unión de tubería termoplástica por termofusión.

El personal instalador debe ser apto para cada procedimiento, ya que cada uno de los mismos tiene su técnica y cada operador debe tener habilidades especiales según la herramienta que utilice o como desarrollar la unión.

4. Restricciones para uso de tuberías de GLP

En la Figura 11 se muestran las posibles formas como las tuberías de conducción de GLP pueden ser instaladas:

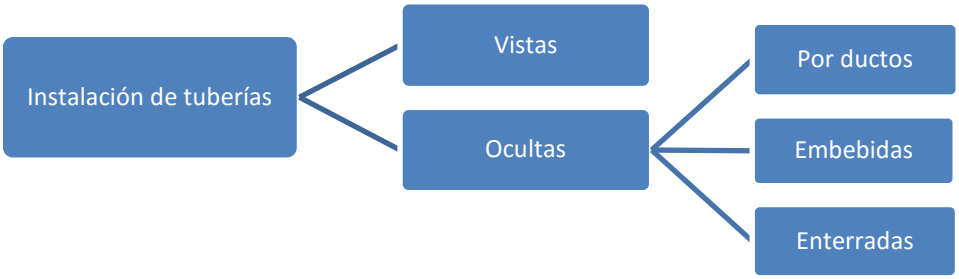


Figura 11: Formas de instalar tuberías de conducción de GLP [7]

En términos prácticos es mejor instalar una tubería de conducción de GLP vista, de esta forma si se requiere realizar alguna tarea de inspección o mantenimiento se la puede hacer rápidamente, sin embargo estéticamente no es muy agradable instalar una tubería vista, es por ello que se las oculta, siempre y cuando se las instale de acuerdo a criterios técnicos y sobre todo de seguridad que se mencionan a continuación.

4.1. Tuberías metálicas

Las tuberías metálicas pueden ser instaladas vistas u ocultas.

Si las tuberías van vistas, estas deben ser señalizadas de acuerdo a los colores de identificación previstos en la Norma NTE INEN ISO 9095 [8] blanco para tuberías de fase líquido y amarillo ocre para tuberías fase vapor (Figura 12a). Se aprecia también la tubería para el sistema de enfriamiento sobre los tanques que va pintada con color rojo. Además una tubería vista debe tener mecanismos de anclaje, de tal suerte que se mantengan fijas.

En el caso que las tuberías se instalen enterradas, se deberá proveerlas de algún mecanismo de protección activa y pasiva dependiendo de la composición que tenga el suelo y sobre las tuberías se debe señalizar indicando el peligro que supondría hacer una excavación en ese lugar (Figura 12b) con sistemas que tengan una resistencia mecánica mayor que la tubería a proteger y elementos de alerta o señalización de precaución.

Las tuberías embebidas se instalan con la protección de una camisa (Figura 12c) cuyo material tenga una resistencia mecánica superior a la tubería que va a proteger o cuando pasan por una losa o viga de la construcción se puede colocar una tubería de diámetro mayor que funcione como un paso (Figura 12d), el cual no permitirá el contacto directo entre la tubería y la losa.

Los tubos de aluminio deben ser recubiertos contra la corrosión exterior donde esté en contacto con mampostería, o el mortero cuando estos son embebidos. No deben usarse en ubicaciones exteriores o bajo tierra.



(a) (b)

(c) (d)

Figura 12: Tuberías metálicas de conducción de GLP vistas y ocultas

4.2. Tuberías plásticas

Las tuberías termoplásticas solo pueden ser instaladas enterradas, es decir quer no pueden ser expuestas a la luz solar (Figura 13 a y b).



(a) (b)

Figura 13: Tuberías termoplásticas enterradas

4.3. Prohibición de instalaciones

Ninguna tubería para conducción de GLP debe ser emportrada, es decir que no sea parte estructural de la edificación, y cuando se quiera acceder a ella la única forma de hacerlo es por demolición [9], esto en caso que se requiera realizar mantenimiento o inspección, esta debe ser accesible.

5. Conclusiones

- Es indispensable saber el alcance y sobre todo las limitaciones que tienen las normas técnicas para su aplicación sea esta doméstica, comercial o industrial

- Al aplicar correctamente las normativas los proyectos van a ser aprobados sin ningún inconveniente por la autoridad competente.

- Hay que tener en cuenta que el aspecto principal al momento de diseñar una instalación de GLP es la seguridad de los usuarios.

- Uno de los aspectos importantes en las instalaciones es la señalización de sus componentes.

- El GLP es un combustible muy utilizado como fuente de energía tanto en aplicaciones residenciales, comerciales e industriales, por lo cual, capacitarse en el uso de normativas es muy útil si se va a estar involucrado en el manejo de un sistema que contenga una instalación con el combustible.

- Como criterios mínimos en la selección de un material en una instalación de GLP, es que este sea compatible con el combustible, y que pueda trabajar sin ningún problema en las condiciones de presión, caudal y medio externo que le rodea.

- Si una tubería va a instalarse oculta, ya sea embebida, por ducto o enterrada, esta debe ser señalizada de alguna manera [10], o dar una advertencia a una persona ajena a la instalación que puede ser representar un peligro si realiza algún trabajo en sus alrededores.

- Si un elemento a pesar que cumple con especificaciones y es apto para el uso con el GLP, pero no es registrado y considerado en la Norma Técnica en un determinado terrotorio, y la autoridad competente de ese terrotorio no ha avalado su uso, este no puede utilizarse en una instalación de GLP en ese territorio.

- Dependerán de las circunstancias propias de cada instalación al momento de realizarselas, para seleccionar con que tipo de material se va a trabajar en una instalación (precio, equipos de unión tuberías-accesorios disponibles, personal capacitado, entre otros).

- El entrenamiento del personal para realizar uno u otro procedimiento de unión de tuberías con sus accesorios es muy importante al momento de realizar una instalación, y de ello dependerá el éxito al momento de terminarla y entregarla al consumidor final.

- Cada proyecto o instalación tendrá sus particularidades y restricciones propias, lo cual hará que la selección del material de las tuberías sea un parámetro muy importante dentro del entorno del proyecto.

6. Referencias

[1] NFPA, “NFPA 54 Código Nacional de Gas Combustible Edición 2009,” 2009.

[2] NFPA, “NFPA 58 Código del Gas Licuado de Petróleo Edición 2004,” 2004.

[3] Atrium Ediciones, *Biblioteca Atrium de las Instalaciones Gas y Electricidad Instalaciones y Tipos de Gas*, no. 7741–128. 1990.

[4] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “NTE INEN 2260:2010 INSTALACIONES DE GASES COMBUSTIBLES PARA USO, INSTALACIONES DE GASES COMBUSTIBLES PARA RESIDENCIAL, COMERCIAL E INDUSTRIAL. REQUISITOS.,” Quito Ecuador, 2010.

[5] Ward Julio, “GUÍA DE DISEÑO E INSTALACIÓN WARD FLEX 2014,” no. 800, 2014.

[6] Ridgid Tool Company, “Catálogo de Productos Ridgid,” 2014.

[7] INDECOPI, “NORMA TÉCNICA PERUANA GAS LICUADO DE PETRÓLEO . Instalaciones para Consumidores Directos y Redes de Distribución 321.123,” 2012.

[8] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “NTE INEN-ISO 9095 TUBOS DE ACERO – MARCADO DE CARACTERES CONTINUOS Y CÓDIGO DE COLORES PARA LA IDENTIFICACIÓN DE MATERIALES,” 2014.

[9] R. Pérez Carmona, *Diseño de instalaciones hidrosanitarias y de gas para edificaciones*, 3ra Edició. Bogotá, 2001.

[10] Instituto Ecuatoriano de Normalización, “NTE INEN 439:1984 Señalética de Seguridad,” 1984.

El caudalímetro de Coriolis como medidor volumétrico para la transferencia de custodia en la logística de hidrocarburos

A. García-Berrocal Sánchez [1], M. Balbás Antón [2], P. Carmona Loeches [3], C. Montalvo Martín [4], J. Blázquez Martínez [5]

[1] *Cátedra CLH de Metrología de los Hidrocarburos. ETSIME. UPM. agustin.garciaberrocal@upm.es*
[2] *Cátedra CLH de Metrología de los Hidrocarburos. ETSIME. UPM. miguel.balbas@upm.es*
[3] *Laboratorio de Metrología. Compañía Logística de Hidrocarburos CLH, S.A. pcarmonal@clh.es*
[3] *Cátedra CLH de Metrología de los Hidrocarburos. ETSIME. UPM. cristina.montalvo@upm.es*
[4] *CIEMAT. Ministerio de Economía y Competitividad juan.blazquez@ciemat.es*

En los últimos años, los medidores de Coriolis (MC), caudalímetros másicos basados en el efecto Coriolis, han conseguido avanzar en sus prestaciones metrológicas y se postulan como una alternativa razonable para la transferencia de custodia. Actualmente, muchas operaciones de transferencia de custodia requieren la medida del volumen neto (volumen a cierta temperatura de referencia); y, por tanto, no es viable utilizar los MC midiendo solamente masa. Sin embargo, los MC actuales sí pueden utilizarse como medidores de volumen neto, porque cuentan con instrumental para medir densidad y temperatura, y un computador de caudal. En el presente trabajo, en primer lugar, se propone una simplificación matemática del modelo físico de funcionamiento del MC. Partiendo del análisis dimensional de la relación caudal-desfase generada por la fuerza de Coriolis –fundamento de estos equipos–, se obtiene una fórmula simplificada que permite identificar las magnitudes de influencia del MC como medidor másico. En segundo lugar, se han caracterizado experimentalmente sus propiedades metrológicas. Para ello, se ha calibrado en volumen un equipo comercial de 4" y tubo recto, en el rango de 50 a 165 m^3/h, contra una vasija patrón y contra un probador bidireccional, empleando gasóleo y queroseno de aviación (Jet-A1). Estas calibraciones han resultado compatibles con la realizada, en masa y con agua, por el fabricante. Se ha verificado que el MC cumple los requisitos de la metrología legal: error máximo permitido, linealidad y repetibilidad. Se ha observado cierto sesgo en el error relativo (expresado en %) del MC y se ha deducido que se debe a efectos sistemáticos relacionados con los parámetros constructivos del equipo. Se ha verificado que existe correlación lineal entre error relativo y temperatura, y entre error relativo y caudal; con pendientes negativas de valores -0,03 % $ºC^{-1}$ y -0,001 % h/m^3, respectivamente. Estos coeficientes mejoran la exactitud del MC porque permiten extrapolar los resultados de su calibración a las condiciones de temperatura y caudal a las que se use el equipo.

1. Introducción

Dentro de la logística de hidrocarburos, la transferencia de custodia requiere medidas exactas de volumen que deben someterse a los requerimientos de la metrología legal y el control metrológico del Estado [1]. Tradicionalmente, la medida de productos petrolíferos refinados (gasolinas, gasóleos y querosenos de aviación) se ha venido realizando con caudalímetros de turbina y medidores volumétricos de desplazamiento positivo. Estos últimos, concretamente, son los medidores dinámicos de mayor calidad metrológica [2].

Actualmente el mercado ofrece otras alternativas basadas en principios de operación que no necesitan elementos mecánicos interpuestos en el flujo y que, sobre el papel, podrían cumplir las tolerancias legales que se requieren para la transferencia de custodia. Básicamente existen dos grandes familias de nuevos equipos: los medidores volumétricos de ultrasonidos [3] y los medidores másicos de efecto Coriolis [4]. Estos nuevos equipos ya disponen de la correspondiente certificación de metrología legal que les habilita para la transferencia de custodia, aunque están más tecnificados y disponen de una serie de características avanzadas que hacen más compleja la configuración de sus parámetros respecto a los medidores clásicos.

En los últimos años, los medidores de Coriolis (MC), caudalímetros másicos basados en el efecto Coriolis, han conseguido avanzar en sus prestaciones metrológicas [5, 6] y se postulan como una alternativa razonable para la transferencia de custodia. Estos medidores son másicos pero, por ahora, muchas operaciones de transferencia de

custodia requieren la medida del volumen neto (volumen a cierta temperatura de referencia); y, por tanto, no es viable utilizar los MC midiendo solamente masa. Aunque debe tenerse en cuenta la gran simplificación en la instrumentación que ello comportaría, ya que no se requeriría medir ni densidad ni temperatura. Sin embargo, los MC actuales sí pueden utilizarse como medidores de volumen neto, porque cuentan con instrumental complementario para medir densidad y temperatura, aparte de disponer ya de origen de computador de caudal. En los balances de volúmenes netos realizados con estos equipos, debe controlarse –además de la temperatura– la medida de la densidad, dado que el volumen indicado por el MC es un volumen calculado y, sobre dicho cálculo, influye la densidad de manera directa.

En el presente trabajo se estudian las propiedades metrológicas de los MC como medidores volumétricos, con objeto de establecer si son comparables con los sistemas tradicionales. Además, dada la complicación del funcionamiento del MC [7, 8], se desarrolla un modelo físico simplificado orientado a identificar las principales magnitudes de influencia y fuentes de incertidumbre que actúan sobre las medidas, aparte de dar una guía clara sobre el fundamento del principio de medida.

2. Fundamento físico del medidor de Coriolis

En la figura 1 se muestra un esquema de este caudalímetro. En este ejemplo, el tubo de medida tiene forma de *U*, con una rama de entrada y otra de salida; pero las geometrías pueden ser muy variadas, incluso de tubo recto. En ambas ramas la velocidad del fluido tiene sentidos opuestos. El caudalímetro se empotra en las tuberías por los extremos. Con un actuador electromagnético, se somete al tubo a vibraciones.

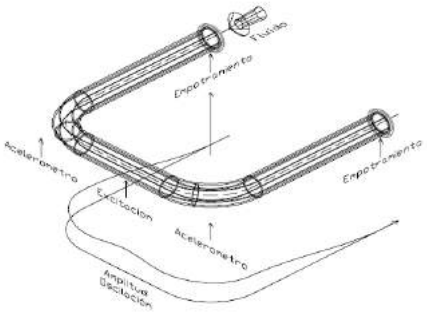


Figura 1: Medidor de Coriolis con tubo curvado en forma de *U*

Dos acelerómetros, uno en cada rama, registran la vibración. Empíricamente se observa que ambas ramas oscilan en fase cuando no hay flujo, pero oscilan desfasadas un tiempo δt cuando sí hay flujo. Este desfase se mide a partir de los registros de los acelerómetros. Si el desfase está causado por el movimiento del fluido, existe una relación lineal entre ambos: $Q = C\,\delta t$, donde Q es el caudal másico (kg/s) y C cierta constante de calibración.

El tubo vibra de manera parecida a una viga empotrada en sus dos extremos. Con los acelerómetros podemos medir su frecuencia propia, con una simple respuesta al impulso. Si con el actuador electromagnético hacemos vibrar al tubo con su frecuencia propia, se producirá una resonancia y la amplitud de vibración será grande. Esto facilita la medida del desfase temporal δt.

Volviendo a la ecuación $Q = C\,\delta t$, si hacemos pasar por el tubo un caudal conocido Q y medimos el desfase temporal, obtendremos empíricamente la constante de calibración C. Esta operación es inevitable y es realizada por el fabricante para ajustar las lecturas del equipo.

Los caudalímetros de Coriolis tienen algunas ventajas: una precisión alta, errores inferiores al 0,5 %, y sirven para líquidos, gases y mezclas bifásicas. También, operan en un rango amplio de caudales. Pero presentan algunos inconvenientes: son muy caros, no son utilizables para tuberías de gran diámetro, y deben evitarse las caídas de presión. Para agua e hidrocarburos de baja viscosidad, estos caudalímetros son adecuados.

3. Medidores de Coriolis de tubo recto

Antes de proceder a un estudio analítico, conviene establecer claramente la geometría del medidor de Coriolis, que se va a suponer –sin pérdida de generalidad– de tubo recto, tal y como se muestra en la figura 2.

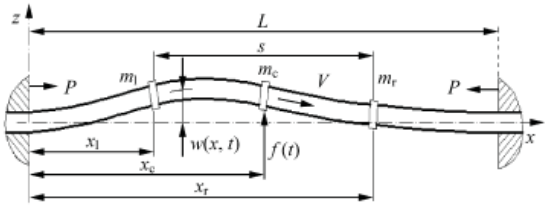


Figura 2: Esquema y elementos de un medidor de Coriolis de tubo recto

En la figura 2 se observa que el tubo vibrante está empotrado por los dos extremos. Los acelerómetros están situados en las posiciones x_1 y x_r ; la distancia entre ellos es $\delta x = s$; el actuador electromagnético, en el centro x_c; y L es la longitud nominal del tubo. Por causa del actuador electromagnético, el tubo se dobla, apareciendo en consecuencia un momento flector M_{fl} , que por la teoría de vibraciones de vigas, sabemos que es una función de la rigidez, de la geometría y de la curvatura del tubo. La rigidez viene dada por el módulo de Young, E.

3.1. Ecuación del movimiento simplificada

Tomando como referencia la figura 2, sea un punto (x,z) del fluido y sea θ la inclinación del tubo en (x,z) respecto al eje x. Claramente la ecuación para la velocidad será:

$$\vec{v} = \left(v\cos\theta\right)\vec{i} + \left(v\,\mathrm{sen}\,\theta + \frac{\partial z}{\partial t}\right)\vec{k} \tag{1}$$

donde $\vec{i}$ y $\vec{k}$ son los vectores unitarios de los ejes x y z, respectivamente. El término con la derivada parcial se debe a que el punto del fluido también vibra en el eje z. El ángulo θ se debe a la vibración, y debe ser muy pequeño, de manera que el seno se confunde con el ángulo y el coseno es prácticamente la unidad. Por otra parte: $\theta = z'(x,t)$, donde la prima indica la derivada parcial espacial en z. Empleando el punto para la derivada parcial temporal, la ecuación (1) resulta $\vec{v} = v\vec{i} + (v\,z' + \dot{z})\vec{k}$. Como v se supone constante, la aceleración sólo tiene componente z de valor $a_z = v\,z' + \dot{z}$. Teniendo en cuenta que $z = z(x,t)$ y aplicando la regla de la cadena, se tiene que

$$a_z = v\left(z''v + \frac{\partial^2 z}{\partial t\partial x}\right) + \left(\ddot{z} + v\frac{\partial^2 z}{\partial x\partial t}\right) = v^2\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + 2v\frac{\partial^2 z}{\partial x\partial t} + \frac{\partial^2 z}{\partial t^2} \tag{2}$$

Dado que la aceleración está en el eje z, el fluido hace una fuerza sobre el tubo donde se encuentra el acelerómetro. Debemos distinguir entre la masa del tubo m_t por unidad de longitud, y la masa del fluido m_f por unidad de longitud. En estas condiciones, el balance de fuerzas sobre el tubo es:

$$m_t\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} = -EI\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} - m_f\left(v^2\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + 2v\frac{\partial^2 z}{\partial x\partial t} + \frac{\partial^2 z}{\partial t^2}\right) + F_{ext}(t) \tag{3}$$

Donde el primer término del segundo miembro es la fuerza elástica por unidad de longitud asociada al momento flector; y, por tanto, E es el módulo de rigidez (módulo de Young) e I el momento de inercia geométrico. La F_{ext} se refiere al actuador electromagnético que mantiene las vibraciones. Para nuestros fines es suficiente suponer que es un impulso y que sólo afecta a las condiciones iniciales. El término de la derivada cruzada es el término de Coriolis. Se quiere demostrar que por causa de este término hay un desfase entre las señales que registran los acelerómetros, y que este desfase es proporcional a la velocidad del fluido. Si hacemos m la masa total, por unidad de longitud, entonces la ecuación a resolver es:

$$EI\frac{\partial^4 z}{\partial x^4} + m\frac{\partial^2 z}{\partial t^2} + m_f\left(v^2\frac{\partial^2 z}{\partial x^2} + 2v\frac{\partial^2 z}{\partial x\partial t}\right) = 0 \tag{4}$$

Las condiciones de contorno para resolver la ecuación (4) son $z(0,t) = z(L,t) = 0$ y $\dot{z}(0,t) = \dot{z}(L,t) = 0$. Cuando la velocidad del fluido es nula, la ecuación (4) se reduce a la ecuación de Euler-Bernouilli para la vibración de una viga.

La ecuación de Euler-Bernouilli es fácil de resolver mediante separación de variables, dando una solución del tipo $z(x,t) = f(x)\,g(t)$. Naturalmente, si pueden separarse las variables, significa que todos los puntos vibran en fase; y, al contrario, si no se pueden separar las variables –como ocurre en la ecuación (4) debido a la derivada

cruzada procedente del término de Coriolis– habrá desfase. El término de la derivada cruzada es proporcional a la velocidad del flujo y ésta puede inferirse de la medida directa del desfase. Si en vez de separación de variables se opta por una solución general, la solución ecuación de Euler-Bernouilli es $A_1F_1(x+ct)+A_2F_2(x-ct)$, siendo c cierta velocidad; A_1 y A_2 constantes; y F_1 y F_2 funciones a determinar en dependientes de las condiciones iniciales (problema de Cauchy). Se observa que la solución general junto con las condicones de contorno da lugar a dos ondas que se propagan en sentidos opuestos con la misma velocidad, resultando una onda estacionaria con todos sus puntos vibrando en fase. El término de Coriolis hará que esto no se mantenga, y se tendrán dos velocidades de propagación de onda, que darán lugar al desfase en la vibración estacionaria resultante.

En la ecuación (4) es fácil ver que el valor del término de v^2 dividido por el término cruzado de Coriolis da un resultado del orden de la mitad del cociente entre el periodo de las oscilaciones del tubo y el tiempo de tránsito del fluido en el tubo. Como éste es mucho más grande que aquél, se puede despreciar en la ecuación (4) el término de v^2 frente al término de Coriolis. Si en la ecuación resultante se compara el término cruzado de Coriolis con el término de la derivada cuarta (fuerza elástica), se observa que el término de Coriolis se puede interpretar como una perturbación al movimiento regido por la ecuación de Euler-Bernouilli. Por tanto, básicamente, las soluciones a la ecuación (4) sin término en v^2 tienen la misma estructura que las de la ecuación de Euler-Bernouilli. La diferencia es que ahora la solución general $A_1F_1(x+c_1t)+A_2F_2(x-c_2t)$, tendrá dos velocidades de propagación.

Otra simplificación que puede hacerse es reducir el orden del término elástico aplicando la relación $\partial^4 z/\partial x^4 = -(\pi^2/L^2)\,z''$, ya que esto se cumple para la solución particular $A\cos(\omega t)\,\mathrm{sen}(\pi x/L)$, siendo ω la frecuencia angular de resonancia del tubo si no hay flujo. Esta última simplificación es válida porque no afecta a la fase de la solución. De las consideraciones anteriores se deduce la siguiente ecuación de movimiento simplificada (modelo simplificado):

$$-\frac{\pi^2}{L^2}EI\frac{\partial^2 z}{\partial x^2}+m\frac{\partial^2 z}{\partial t^2}+2m_f v\frac{\partial^2 z}{\partial x\partial t}=0 \tag{5}$$

3.2. Resolución del modelo simplificado: Constante de calibración

Desde el punto de vista de la metrología, no interesa tanto encontrar la solución exacta de la ecuación (5), sino demostrar que hay "dos velocidades" por la presencia del término de Coriolis; y que, en consecuencia, la vibración de los distintos puntos del tubo no está en fase. El objetivo es encontrar una fórmula para el desfase que sea proporcional a la velocidad del fluido en el tubo.

Si se define la magnitud v_0^2 (con dimensiones velocidad al cuadrado) como el cociente entre $\pi^2 EI$ y mL^2, y también se define la magnitud adimensional $\eta = m_f/m$ $(\eta<1)$, la ecuación (5) se puede escribir en términos de operadores derivada como:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2}-2\eta\frac{v}{v_0^2}\frac{\partial}{\partial x}\frac{\partial}{\partial t}-\frac{1}{v_0^2}\frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)z=0 \tag{6}$$

Obsérvese que si el flujo es nulo, la velocidad de propagación de las ondas elásticas sería v_0. Si el flujo no es nulo, el operador que actúa sobre *z* en la ecuación (6) se puede factorizar como:

$$\left(\frac{\partial}{\partial x}-\frac{1}{c_1}\frac{\partial}{\partial t}\right)\left(\frac{\partial}{\partial x}+\frac{1}{c_2}\frac{\partial}{\partial t}\right)z=0 \tag{7}$$

siendo c_1 y c_2 dos constantes diferentes con dimensiones de velocidad. Para calcularlas basta resolver el sistema de ecuaciones: $(1/c_2)-(1/c_1)=2\eta v/v_0^2$; $c_1c_2=v_0^2$. La solución general de la ecuación (6) tendrá la forma:

$$z(x,t)=F(x-c_2t)+G(x+c_1t) \tag{8}$$

Esto se interpreta como que se transmiten dos ondas con dos velocidades diferentes y, por eso, se pierde la fase en los acelerómetros. Nótese que si v = 0, fluido en reposo, entonces $c_1=c_2$ y no existe desfase; por ello se afirma que es justamente el término de Coriolis el responsable del desfase. Obsérvese que $F(x-c_2t)$ representa una onda que se mueve hacia la derecha en el sentido del fluido, mientras que $G(x+c_1t)$ va en sentido contrario.

Suponiendo una perturbación armónica, las ondas viajeras podrían ser:

$$F(x-c_2t)=\text{sen}\left[\frac{\pi}{L}(x-c_2t)\right];\ G(x+c_1t)=\text{sen}\left[\frac{\pi}{L}(x+c_1t)\right] \tag{9}$$

Sea x_1 la posición del acelerómetro 1; y x_2 la del acelerómetro 2; ambos a igual distancia de los extremos. En el acelerómetro 1, el máximo de la onda sucede en el instante t_2, dado por $x_1-c_2t_2=L/2$. Para la otra onda, en el acelerómetro 2, el máximo sucede en el instante t_1 dado por $x_2-c_1t_1=L/2$. Definiendo el desfase como la diferencia de tiempos $\delta t=|t_1-t_2|$, se obtiene finalmente que $\delta t=\delta x\eta\nu/v_0^2$, donde $\delta x=x_2-x_1$.

Puede observarse que cuando la separación entre acelerómetros se hace nula, no hay desfase. La simetría en la posición de los acelerómetros es importante para la medida; si el primero lo situáramos muy próximo a un extremo, y el otro en el punto medio, sería equivalente a tener un solo acelerómetro y no apreciaríamos el desfase.

Finalmente, sustituyendo en la ecuación de medida $Q=C\delta t$ la fórmula $\delta t=\delta x\eta\nu/v_0^2$ y la definición de caudal $Q=\rho_f Av$, donde ρ_f es la densidad del fluido y A la sección transversal del medidor, se obtiene una ecuación para la constante de calibración *C*, donde se observa que ésta depende de la densidad del fluido, la separación δx entre los acelerómetros, el área *A*, el módulo de rigidez *E* del tubo y la geometría del tubo (momento de inercia geométrico y longitud). En este modelo simplificado, la viscosidad del fluido no influye, ni tampoco la magnitud del caudal que se vaya a medir. Tampoco influye la presión de operación. La temperatura influiría de manera indirecta si modificase significativamente la densidad del fluido, el módulo *E* o la geometría del sistema.

Aparte de la ecuación de calibración, deben mantenerse las condiciones de operación que sustentan el modelo físico. Por ejemplo, la viscosidad induce vibraciones no lineales y además depende de la temperatura. Como el módulo de rigidez del tubo depende de la temperatura los caudalímetros cuentan con sensores de temperatura para ajustar la frecuencia de resonancia del actuador electromagnético.

4. Características metrológicas del medidor de Coriolis

En el presente trabajo se presentan diferentes pruebas realizadas en septiembre de 2015 con un MC comercial de 4”de diámetro: *a*) calibración simultánea del MC y de un medidor de desplazamiento positivo patrón (MDPP) contra una vasija patrón de 5000 L, empleando queroseno de aviación (JET A-1) y gasóleo C (GOC) como fluidos de trabajo (figura 3); *b*) calibración del MC contra un MDPP, mientras el MDPP era calibrado a su vez contra un probador bidireccional (prover) de 2800 L, empleando también JET A-1 y GOC; y *c*) calibración del MC contra el prover (empleando GOC) para comparar resultados con la calibración realizada por el fabricante del MC empleando agua y patrones másicos.

La calibración de un MC, o de un MDPP, consiste en medir un volumen de referencia proveniente de la vasija patrón, o del prover, y compararlo con la indicación del calibrando. Como resultados de la calibración se pueden obtener: *a*) el error –relativo en %– del equipo: la diferencia entre la indicación y el volumen de referencia dividida entre ésta; *b*) el factor de corrección o “meter factor” (MF) del equipo: cociente entre el volumen de referencia y la indicación del equipo.

Las calibraciones contra la vasija y el MDPP demostraron que la repetibilidad, linealidad y sensibilidad al cambio de producto estaban de acuerdo –salvo alguna ligera desviación– con los requerimientos de metrología legal para la transferencia de custodia en la logística de hidrocarburos. Asimismo, la intercomparación con el fabricante resultó positiva: no se registraron desviaciones estadísticamente significativas.

La calibración simultánea de un MC y un MDPP contra la vasija patrón sirve para comparar el error del MC con el de un equipo cuya fiabilidad metrológica está bien establecida [2]. La simultaneidad permite eliminar posibles fuentes de error o incertidumbres adicionales asociadas a la reproducibilidad del sistema de calibración. Se hicieron varias calibraciones: empleando GOC (a 50 y 60 m^3/h, nominales) y JET A-1 (a 50, 60 y 70 m^3/h, nominales).

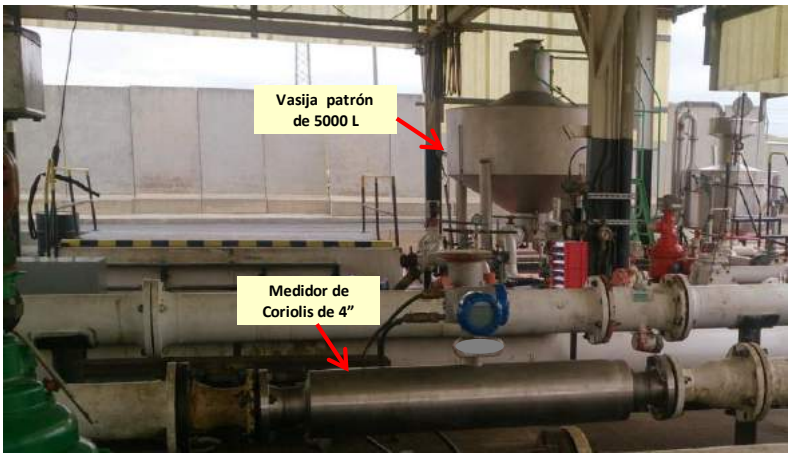


Figura 3: Calibración volumétrica de un medidor de Coriolis contra una vasija patrón

En dichas calibraciones se observa que los máximos errores (en valor absoluto) del MC son: 0,05 % (JET-A1, 70 m^3/h) y 0,21 % (GOC, 50 m^3/h). Mientras que para el MDPP son (en valor absoluto): 0,28 % (JET-A1, 70 m^3/h) y 0,28 % (GOC, 50 y 60 m^3/h). El MDPP presenta un error siempre negativo entre -0,2 % y -0,3 % (expresado con una sola cifra significativa) para los dos productos y todos los caudales aplicados dentro del rango de 50 a 70 m^3/h. Mientras que el MC presenta un valor fluctuante del error dentro de ± 0,05 para JET-A1 dentro del rango de caudal de 51 a 69 m^3/h, y un error positivo mayoritariamente entre 0,1 % y 0,2 % (expresado con una sola cifra significativa) para GOC dentro del rango de caudal de 50 a 60 m^3/h.

Los signos de los errores indican que el origen físico de los mismos difieren radicalmente en los casos del MC y del MDPP. En el MDPP, los errores negativos observados comportan MF mayores que la unidad; es decir, la lectura del equipo es inferior a la cantidad real de producto trasegado. Según el modelo del MF desarrollado en [2], el error de slippage es dominante frente al error debido a la dilatación térmica de la cámara de medida, en las condiciones de caudal y temperatura de las pruebas contra la vasija.

En el MC los errores observados son, o esencialmente nulos (JET-A1), o positivos (GOC); es decir, errores que deben corregirse aplicando un MF menor que la unidad, porque la lectura del MC es mayor que la cantidad de producto que realmente ha pasado a través del equipo. El signo de los errores es el mismo en la calibración de fábrica realizada midiendo caudal másico, aunque los errores midiendo masa están entre 0,07 % y 0,1 %. Sin embargo, los errores en volumen, en el rango nominal de 50 a 165 m^3/h, van aumentando desde -0,064 % hasta 0,016 %, lo que podría indicar que la magnitud de influencia dominante podría ser el tipo de fluido, bien por su densidad o por su viscosidad.

En cuanto a los errores en volumen obtenidos al calibrar el MC contra el MDPP, y durante la intercomparación, los resultados contra el MDPP muestran el mismo sesgo en el signo del error, cubriendo ahora un rango más amplio de caudal (60 a 164 m^3/h, nominales). Los resultados de la intercomparación dan un error que crece desde -0,04 % hasta 0,08 % (49 a 163 m^3/h), y son parecidos en cuanto a signo a los obtenidos al calibrar el MC con JET-A1 contra la vasija.

Atendiendo a los resultados de este equipo, sólo puede concluirse que el error: o fluctúa dentro de ±0,1 %, o es claramente positivo y mayor que 0,10 %. Teniendo en cuenta la situación similar, pero con sesgo contrario, que se da en los MDPP [2], se propone que existen una o varias fuentes de error predominantes que sesgan el MF del MC hacia valores menores que la unidad; y existen una o varias fuentes de error que pueden contrarrestarlas según sean las condiciones de medida –temperatura, caudal, producto u otras–, o según sean los parámetros constructivos del equipo; aunque sin llegar a producir un sesgo contrario al de las fuentes predominantes, ya que éstas actuarían con independencia de las condiciones de medida.

En consecuencia, los valores del MF del MC en el entorno de la unidad indicarían un equilibrio circunstancial de errores opuestos, mientras que los valores menores que la unidad indicarían el sesgo positivo "propio" o "normal" del MC. En el caso de los MDPP, el sesgo "propio" del equipo es negativo (MF > 1); aunque, según sea el tamaño real de la cámara de medida y la temperatura, el sesgo total puede hacerse casi nulo o positivo. (El sesgo negativo del MDPP es debido al slippage [2] y es un factor constructivo cuyo efecto se acrecienta con el caudal. Los sesgos positivos proceden del tamaño de la cámara, parámetro constructivo, y de la temperatura, condición de medida.).

5. Variación del MF con el caudal

Los resultados de la intercomparación con el fabricante permiten caracterizar el comportamiento del MF del MC frente a las variaciones de caudal. En los medidores convencionales de desplazamiento positivo, el MF crece linealmente con el caudal en el rango de calibración del presente estudio [2]. Dicho resultado refleja el hecho de que el error por slippage crece con el caudal en dicho rango. En el caso del MC, lo que se observa es una relación lineal, pero de sentido opuesto: el MF del MC disminuye al aumentar el caudal en el rango de 50 a 160 m^3/h, según se observa en la figura 4, donde el "Meter factor #1" es el obtenido por los autores y el #2, el del fabricante. El Meter factor #1 se obtuvo mediante calibración volumétrica contra un prover empleando GOC; mientras que el Meter factor #2, se obtuvo mediante calibración másica con agua.

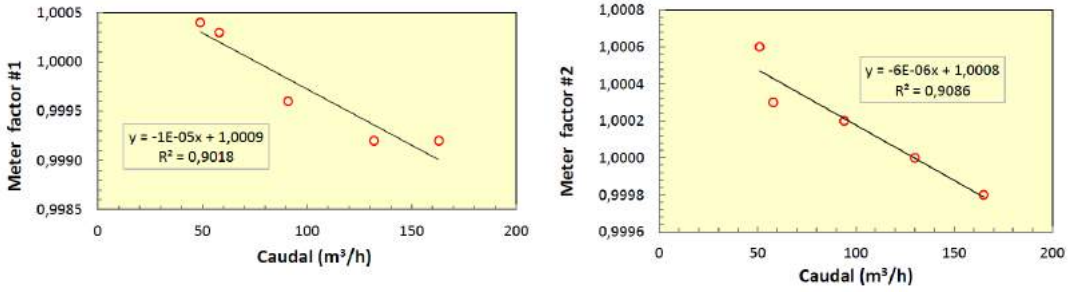


Figura 4: Dependencia del meter factor del MC con el caudal en la calibración #1 (autores) y #2 (fabricante)

En cuanto a la correlación lineal (véase Meter factor #1 en la figura 4), el coeficiente R^2 es 0,901 8 y el coeficiente de caudal 0,000 01 h/m^3 (0,001 % h/m^3), que debe tomarse con signo negativo. Es decir, un aumento de 10 m^3/h comporta una disminución del 0,01 % del MF. Esta tendencia se corrobora con los resultados del fabricante (véase Meter factor #2 en la figura 4): el coeficiente R^2 es 0,908 6 y el coeficiente de caudal negativo de valor 6×10^{-6} h/m^3 (0,000 6 % h/m^3). Además, la existencia de una tendencia lineal con un coeficiente de correlación tan alto indica que entre los resultados #1 y #2 existe una desviación de carácter sistemático (sesgo entre laboratorios cuantificable correlacionando linealmente #1 y #2), pero compatible con los criterios de aceptación de la intercomparación.

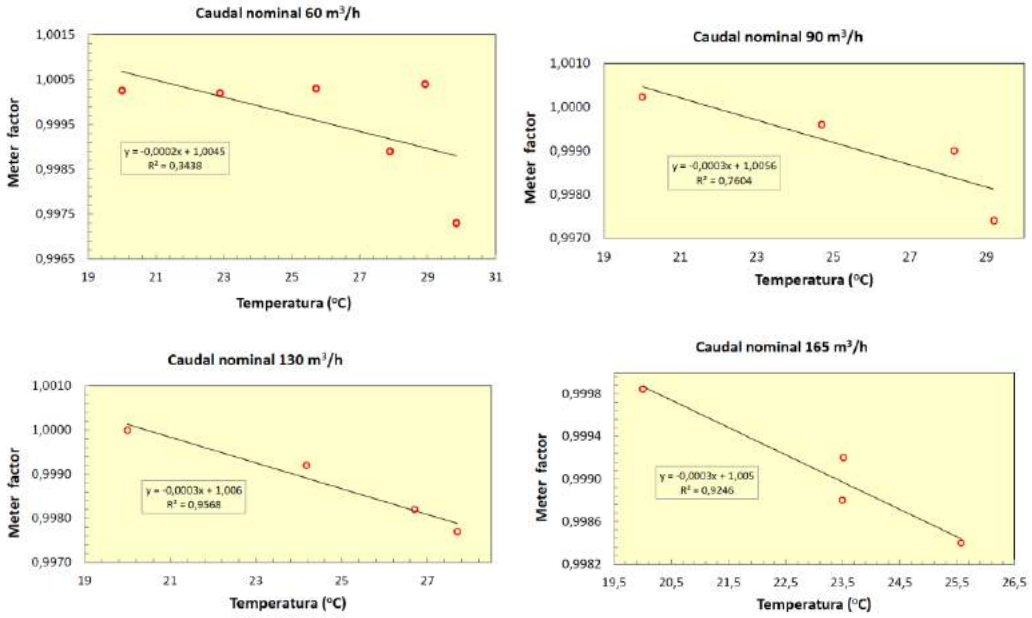


Figura 5: Dependencia del meter factor del MC con la temperatura a diferentes caudales de operación

6. Variación del MF con la temperatura

Para caracterizar el efecto de la temperatura sobre el MF del MC, se han tomado los resultados de todas las calibraciones (contra la vasija, el MDPP y el prover) realizadas con JET-A1 y GOC, y también, los resultados de

la calibración de fábrica. Dado que en el epígrafe anterior se ha observado cierta dependencia del MF con el caudal, los datos se han separado agrupándolos por caudales.

Al representar el MF en función de la temperatura para los caudales nominales 90, 130 y 165 m^3/h, se observa que el MF decrece con la temperatura siguiendo una tendencia lineal. Para 60 m^3/h, el coeficiente de correlación lineal es muy bajo (R^2 inferior a 0,4); y, más que tendencia, habría que decir que se observa cierta correlación estadística (figura 5, Caudal nominal 60 m^3/h).

Para 90 m^3/h, R^2 es 0,8, redondeando una cifra significativa (figura 5, Caudal nominal 90 m^3/h). Y para 130 y 165 m^3/h, R^2 ya es superior a 0,9 (figura 5, Caudal nominal 130 m^3/h y Caudal nominal 165 m^3/h). Además, para 90, 130 y 165 m^3/h, se obtiene un mismo coeficiente de temperatura: 0,000 3 $ºC^{-1}$ (0,03 % $ºC^{-1}$), que debe tomarse con signo negativo. (Para 60 m^3/h el coeficiente es 0,02 % $ºC^{-1}$, ya cercano a 0,03 % $ºC^{-1}$.)

7. Conclusiones

Se ha desarrollado un modelo físico simplificado del funcionamiento de los medidores de Coriolis (MC). Se han aplicado simplificaciones físicamente plausibles para rebajar la complejidad matemática y obtener un modelo que aclare el principio de medida y permita identificar las magnitudes de influencia y las posibles fuentes de incertidumbre que actúan sobre las medidas de este equipo. Sin pérdida de generalidad, el modelo se ha desarrollado para medidores de tubo recto.

Se ha realizado un estudio metrológico del MC basado en resultados empíricos procedentes de diferentes calibraciones de un mismo equipo comercial realizadas contra una vasija patrón de 5000 L y contra un probador bidireccional de 2800 L. También se ha realizado una intercomparación con el fabricante del equipo. Se propone que existen una o varias fuentes de error predominantes que sesgan el meter factor (MF) del MC hacia valores menores que la unidad; y que, además, existen una o varias fuentes de error que pueden contrarrestarlas según sean las condiciones de medida (temperatura, caudal, producto u otras), o según sean los parámetros constructivos del equipo.

El MF disminuye con el caudal, si la temperatura se mantiene constante; y también presenta tendencia a disminuir con la temperatura, si el caudal se mantiene constante. Esta correlación del MF con la temperatura se aproxima a una dependencia lineal a medida que aumenta el caudal. Se han estimado los correspondientes coeficientes de temperatura (del orden de 0,03 % $ºC^{-1}$) y caudal (del orden de 0,001 % h/m^3).

Se concluye que el medidor concreto probado ha tenido resultados aceptables, desde el punto de vista de exactitud, y que es apto para usarse en aplicaciones de transferencia de custodia, si se instala en las condiciones adecuadas. En el futuro será interesante ver cómo se comportan con el uso durante la medición in situ ante los diferentes fenómenos que se dan en operación y que pueden afectar a su funcionamiento.

8. Referencias

[1] Ministerio de Industria, Energía y Turismo. RD 244/2016, de 3 de junio, por el que se desarrolla la Ley 32/2014, de 22 de diciembre, de Metrología. BOE, 7 de junio de 2016, núm 137, Sec. I, pp 37689-37858

[2] A. García-Berrocal et al. Flow measurement of liquid hydrocarbons with positive displacement meters: the correction for slippage. Measurement Science and Technology, 24 (2013), 055306 (9pp).

[3] L.C. Lynnworth, Y. Liu. Ultrasonic flowmeters: Half-century progress report, 1955–2005. Ultrasonics, 44 (2006), 1371–1378.

[4] R. Baker. Flow Measurement Handbook, Ed. Cambridge University Press, 2000. ISBN 9780521017657.

[5] T. Wang, R. Baker. Coriolis flowmeters: a review of developments over the past 20 years, and an assessment of the state of the art and likely future directions. Flow Measurement and Instrumentation, 40 (2014), 99-123.

[6] Dean M. Standiford, Mark Lee. Inter-laboratory comparison results for Coriolis mass flowmeter calibration facilities. Flow Measurement and Instrumentation, disponible on-line 8 enero 2012.

[7] J. Kutin, I. Bajsić. An analytical estimation of the Coriolis meter's characteristics based on modal superposition. Flow Measurement and Instrumentation, 12 (2002), 345-351.

[8] R. Cheesewright, C. Clark, D. Bisset. The identification of external factors which influence the calibration of Coriolis massflow meters. Flow Measurement and Instrumentation, 11 (2000), 1-10.

Diseño robusto de un proceso de conformado de chapa aeronáutica

M. Tornell Barbosa[1], R. González Palma[2], A. Muñoz Rubio[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad de Cádiz. manuel.tornell @uca.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad de Cádiz. rafaelgonzalezpalma@gmail.com*

[3]*Dpto. de Construcciones Navales. Universidad de Cádiz. aurelio.munioz@uca.es*

Los procesos de conformado de chapa de aleación de aluminio de forja en prensas de almohadilla de goma y de diafragma, llamados genericamente de hidroconformado, son procesos simples y económicos adaptados a la producción aeronáutica, con defectos tipicos de los procesos de conformado de chapa como la recuperación elástica, la estricción y el arrugamiento, pero dificiles de controlar por su variabilidad, ocasionada por las variaciones de las propiedades del material de la chapa que durante el proceso se somete a tratamientos térmicos. Para hacer estos procesos robustos, insensibles a las variaciones del material, se propone una metodología de optimimización multiobjetivo basada en el diseño robusto de Taguchi, combinando el diseño de experimentos con la simulación del proceso mediante el método de los elementos finitos no lineal. Las propiedades del material se consideran factores de ruido del proceso, siendo el objetivo encontrar una combinación de los factores de control que haga que los defectos sean simultaneamente mínimos e insensibles a los factores de ruido. La metodología se aplica a un proceso de estampación de una chapa de aleación de aluminio AA2024-T3 de 1 mm de espesor en prensa de diafragma.

1. Introducción

Los procesos de conformado de la chapa de aleación de aluminio de forja en prensas de almohadilla de goma (Guerin, Marform) y de diafragma (Verson-Wheelon, SAAB), llamados genericamente de hidroconformado, se desarrollan en la primera mitad del siglo pasado con la llegada de los aviones de fuselaje metálico, como un método flexible y económico frente al conformado manual que deja de ser competitivo y a las matrices rígidas de los procesos tradicionales que suponen unos altos costes de utillaje, no justificables con la diversidad y el relativo bajo volumen de las piezas de chapa de un avión [1]. La variabilidad en los resultados es un problema no resuelto en el hidroconformado, puede conducir a la necesidad de operaciones improductivas sobre la pieza acabada para devolverla a la forma deseada, como en el caso de las distorsiones causadas por la recuperación elástica o por el arrugamiento o a inutilizarla por estricción localizada o fractura dúctil. En la última decada, la aplicación de la fibra de carbono como material estructural aeronáutico, ha tenido un tremendo avance por su bajo peso y excelentes características mecánicas. El desarrollo de nuevas aleaciones de aluminio adaptadas a las necesidades específicas de cada parte del avión, más ligeras, más resistentes a la corrosión, más tolerantes al daño, soldables, y más baratas que la fibra de carbono, han permitido que la chapa de aleación de aluminio siga teniendo una importante presencia en las estructuras aeronaúticas, como se demuestra en las nuevas generaciones de aviones de pasillo único. En este escenario, surge la necesidad de hacer los procesos de hidroconformado de la chapa aeronáutica más competitivos y con este objetivo se emplean herramientas como la simulación del proceso mediante el método de los elementos finitos, desde la fase de diseño conceptual de las piezas hasta la de diseño de los bloques de conformar y la aplicación de la metodología de diseño robusto para hacer el proceso menos sensible a las variaciones inherentes del mismo [2].

2. Defectos en el hidroconformado

Mediante hidroconformado se doblan las faldillas de contorno en piezas de chapa de 0.5 a 3 mm, con alma plana, generamente pertenecientes a costillas o a elementos estructurales aeronáuticos. Las faldillas se usan para unirlas a otras piezas mediante remaches y pueden ser rectas, curvas (concavas, convexas o mixtas). En las faldillas concavas o estiradas pueden aparecer grietas por estricción o fractura dúctil y en las faldillas convexas o contraidas arrugas por pandeo, pero el principal defecto en todas las faldillas es la recuperación elástica que acompaña al doblado. También mediante hidroconformado, en el alma de las piezas se conforman estampaciones menores, bordones en el argot aeronáutico, cuyo objetivo es aumentar la rigidez sin aumento de peso. En estas,

la presión actua sobre un radio libre, conformando la chapa mediante tensiones biaxiales de membrana, en la zona de la chapa en contacto con los radios del bloque o radios de útil, se generan tensiones de flexión acompañadas de la tracción producida por el arrastre de la goma. Los principales defectos en las estampaciones son las grietas por estricción o fractura dúctil en los radios de util, Figura 1, y la recuperación elástica en los radios libres.

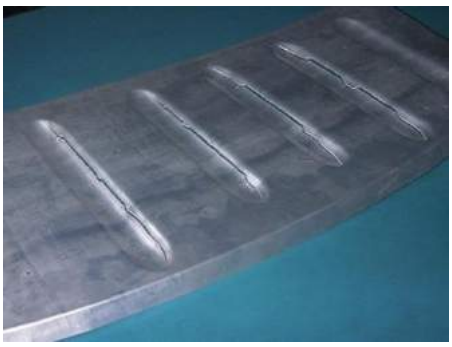


Figura 1: Grietas por estricción en los radios de util de una estampación.

Para una geometría dada, la aparición de defectos depende de parámetros relacionados directamente con el proceso de hidroconformado, parámetros tecnológicos cómo la presión, la dureza de la goma, el rozamiento entre la chapa y la goma o entre la chapa y el bloque de conformar, y de parámetros relacionados con la formabilidad de la chapa, como el modulo de Young, el coeficiente de resistencia, los indices de anisotropía o el exponente de endurecimiento del material. Los parámetros tecnológicos del proceso se pueden ajustar, son controlables, los parámetros relacionados con la formabilidad de la chapa son dificiles o caros de controlar para reducir su variabilidad. Los primeros se consideran factores de control del proceso y los segundos factores de ruido. El objetivo del diseño robusto, es reducir la sensibilidad de los defectos a las variaciones del material, actuando con los factores de control.

Generalmente la chapa de aleación de aluminio aeronaútico de forja, se recibe en estado recocido (O) y se conforma en estado de recien apagada (AQ), estado inestable posterior al tratamiento térmico de solución. Para evitar la perdida de ductilidad y el aumento de la resistencia que se produce en la maduración natural, es necesario mantener la chapa en frigorifico a -40º C, esta operación genera una importante variabilidad de los parámetros relacionados con la formabilidad de la chapa. Esta variabilidad se produce tanto dentro de un mismo lote de piezas, como entre diferentes lotes. Poder conformar la chapa despues de su maduración, en un estado estable T3, con menor ductilidad y mayor resistencia, podría ser una importante ventaja competitiva para el hidroconformado, reduciría la variabilidad originada en los parámetros relacionados con la formabilidad, pero aumentaría el riesgo de agrietamiento por estricción o por fractura ductíl.

3. Metodología propuesta

Se propone una metodología basada en la modificación del diseño robusto de Taguchi [3] para realizar una optimización multiobjetivo que se aplica a un proceso de estampación en prensa de diafragma, Figura 2, de una chapa de aleación de aluminio AA2024-T3 de 1 mm de espesor, con el objetivo de hacer la recuperación elástica y el adelgazamiento de la chapa en la zona de la estampación, insensibles a las variaciones del material y minimas.

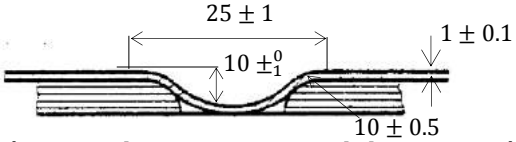


Figura 2: Sección recta y dimensiones en mm de la estampación propuesta.

Se propone un diseño de experimentos L_4 con seis factores de estudio, tres factores de control: presión, coeficiente de rozamiento chapa-goma y coeficiente de rozamiento chapa-bloque, a dos niveles, dispuestos en una matriz o arreglo ortogonal interno y tres factores de ruido: exponente de endurecimiento, coeficiente de

resistencia y módulo de Young, a dos niveles, en una matriz o arreglo ortogonal externo. Los niveles máximo y mínimo de los factores de control se obtienen de las limitaciones tecnológicas del proceso y los de los factores de ruido en base a ensayos normalizados con el material de la chapa.

Con la combinación de los factores de control y de ruido es necesario realizar 16 ensayos que se simulan mediante el método de los elementos finitos no lineal, usando el programa comercial PAM-STAMP 2015.1. Para el material de la chapa se considera la función de fluencia anisotrópica Hill-48 y un endurecimiento isótropo durante la deformación plástica. Las constantes de la función de fluencia se obtienen mediante ensayos normalizados de tracción y de anisotropía en probetas del material de la chapa. Para el elastomero del diafragma, de dureza 70º Shore A, se considera un modelo hiperelástico de Mooney-Rivlin con dos constantes obtenidas de la bibliografía técnica. Se obtienen los valores de la recuperación elástica en la zona de la estampación como la distancia máxima *d* (mm) al bloque en la zona de la estampación, Figura 3 y Tabla 1, y del adelgazamiento como el espesor mínimo t_{min} (mm), Figura 4 y Tabla 2, para valorar el riesgo de la estricción.

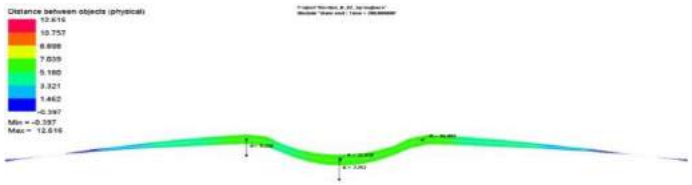


Figura 3: Ejemplo de resultado para la recuperación elástica o distancia máxima *d* (mm) al bloque en la zona de la estampación, obtenida mediante simulación con PAM-STAMP.

Tabla 1: Resultados de la recuperación elástica *d* (mm) obtenidos de la simulación por el MEF.

			Factores de ruido			
		n	0.088	0.146	0.146	0.088
		K (MPa)	636	726	636	726
		E (GPa)	61	61	71	71
Factores de control						
P (MPa)	$\rho_{ch\text{-}gom}$	$\rho_{ch\text{-}blo}$				
50	0.2	0.1	2.14	0.78	0.75	1.18
50	0.5	0.2	7.25	3.39	1.56	7.11
60	0.2	0.2	2.21	4.43	1.90	1.50
60	0.5	0.1	1.83	1.57	1.81	1.80

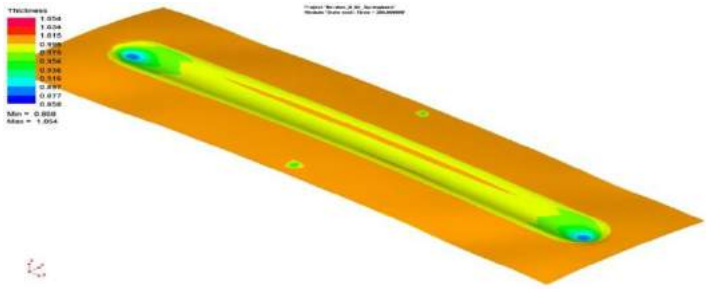


Figura 4: Ejemplo de resultado para el adelgazamiento o espesor mínimo t_{min}(mm) en la zona de la estampación, obtenida mediante simulación con PAM-STAMP.

Tabla 2: Resultados de los espesores mínimos t_{min} (mm) obtenidos de la simulación por el MEF

			Factores de ruido			
		n	0.088	0.146	0.146	0.088
		K (MPa)	636	726	636	726
		E (GPa)	61	61	71	71
Factores de control						
P (MPa)	$\rho_{ch\text{-}gom}$	$\rho_{ch\text{-}blo}$				
50	0.2	0.1	0.90	0.83	0.86	0.84
50	0.5	0.2	0.86	0.88	0.87	0.84
60	0.2	0.2	0.87	0.86	0.88	0.88
60	0.5	0.1	0.88	0.90	0.90	0.90

La modificación propuesta de la metodología de Taguchi para realizar una optimización multiobjetivo, consiste en definir una función de optimización f_{opt} mediante dos funciones de perdida, asociadas a la recuperación elástica y al adelgazamiento $\mu_d = 1 - \frac{d}{d_{max}}$ y $\mu_t = 1 - \frac{t_{min}}{t_o}$ respectivamente, Figura 5, y dos factores de peso β y γ que se determinan experimentalmente, con $\beta + \gamma = 1$. Siendo d_{max} el valor máximo de la recuperación elástica y d las recuperaciones elásticas obtenidas en la simulación, Tabla 1, $t_o = 1\ mm$ el espesor inicial y t_{min} los espesores mínimos obtenidos en la simulación, Tabla 2.

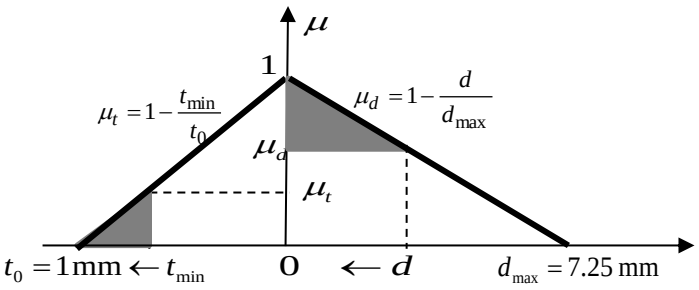


Figura 5: Funciones de perdida asociadas al adelgazamiento y a la recuperación elástica.

La función de optimización, coincide con la suma de las áreas de los dos triangulos sombreados, Figura 5, multiplicadas por los correspondientes factores de peso (1).

$$f_{opt} = \beta \frac{\mu_t(1-t_{min})}{2} + \gamma \frac{d(1-\mu_d)}{2} \quad (1)$$

El problema de optimización se reduce a minimizar la función de optimización, $\min(f_{opt})$.

Para el diseño robusto se elige la función estádistica señal/ruido de Taguchi $S/_R = -10\log(\frac{\sum_1^n y_i^2}{n})$, cuanto más pequeña mejor. Los resultados de aplicarla y de la media de la función de optimización con los valores de la recuperación elástica y del adelgazamiento, Tablas 1 y 2 respectivamente, se representan en la Tabla 3. Los valores de las funciones de peso $\beta = 0.9$ y $\gamma = 0.1$, se estiman para que el resultado sea coherente. Para reducir la variabilidad de la función de optimización es necesario maximizar el estadistico $S/_R$ y para minimizar la función de optimización es necesario minimizar la media.

Tabla 3: Función de optimización multiple.

			Factores de ruido					
		n	0.088	0.146	0.146	0.088		
		K (MPa)	636	726	636	726		
		E (GPa)	61	61	71	71		
Factores de control								
P (MPa)	$\rho_{ch\text{-}gom}$	$\rho_{ch\text{-}blo}$					**S/R**	**Media**
50	0.2	0.1	0.48	1.30	0.89	1.16	-0.07	0.96
50	0.5	0.2	1.24	0.73	0.78	1.50	-0.91	1.06
60	0.2	0.2	0.79	1.02	0.67	0.66	1.94	0.79
60	0.5	0.1	0.67	0.47	0.47	0.57	5.18	0.54
							1.53	0.84

Analizando los diagramas de efectos principales del estadistico $S/_R$, Figura 6, y del análisis de la varianza o ANOVA, para determinar la contribución de cada factor, se observa que para maximizar el estadistico $S/_R$ la presión debe situarse al nivel más alto, con una contribución del 75% y el coeficente de rozamiento chapa-bloque al nivel más bajo, con una contribución del 19%, el coeficiente de rozamiento chapa-goma tiene una contribución pequeña del 6%. Los diagramas de efectos principales de la media, Figura 7, y el análisis de la varianza, indican que para reducir la media de la función de optimización la presión debe situarse al nivel más alto, con una contribución del 77% y con el coeficente de rozamiento chapa-bloque al nivel más bajo, con una contribución del 20%, el coeficiente de rozamiento chapa-goma tiene una contribución pequeña del 3%.

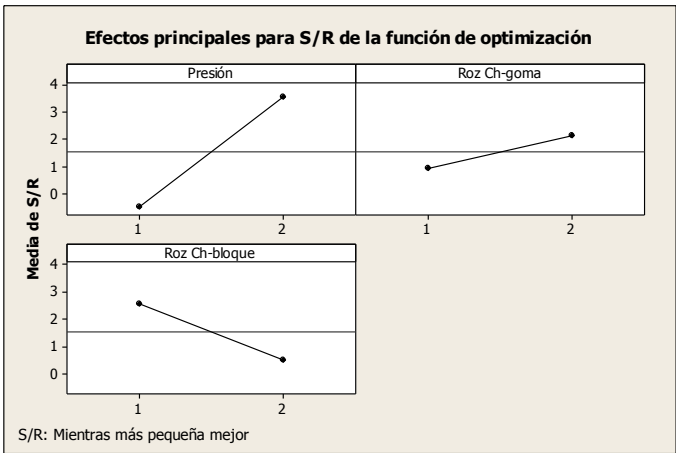


Figura 6: Diagrama de efectos principales para el estadístico $S/_R$.

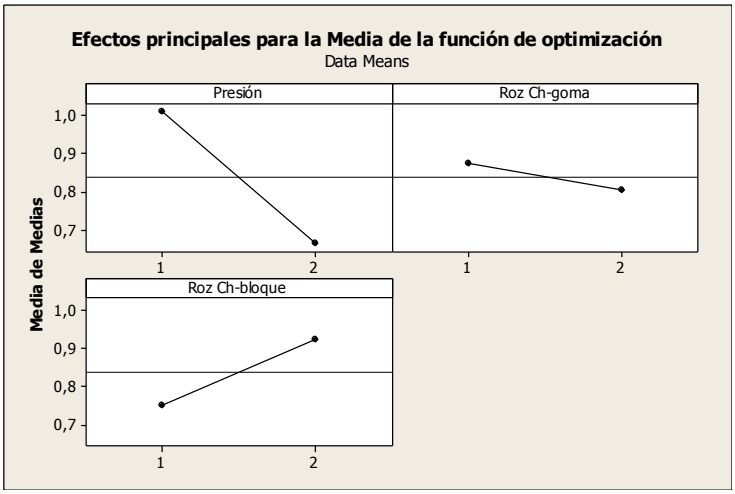


Figura 7: Diagrama de efectos principales para la media.

Del análisis realizado se deduce que la presión y el coeficiente de rozamiento chapa-bloque son factores de clase I, afectan a la media y a la variación. Para minimizarlas deben situarse: la presión al nivel más alto y el rozamiento chapa-bloque al nivel más bajo, facilitando la entrada del material de la chapa en la cavidad del bloque de conformar. El rozamiento chapa-goma no afecta significativamente ni a la media ni a la variación, por lo que debe siturase en el nivel más económico, que sería el más alto, sin lubricante, con mayor arrastre de la chapa por parte de la goma al interior de la cavidad del bloque.

Con los niveles de los factores de control optimos hallados se obtienen para los distintos factores de ruido los valores de la recuperación elástica y del adelgazamiento y se observa que estos valores son mínimos e insensibles a las variaciones de los factores de ruido, Tabla 4. Los valores de la recuperación elástica servirián para compensar el bloque de conformar.

Tabla 4: Recuperación elástica y adelgazamiento con los niveles optimos de los factores de control.

			Factores de ruido			
		n	0.088	0.146	0.146	0.088
		K (MPa)	636	726	636	726
		E (GPa)	61	61	71	71
Factores de control						
P (MPa)	$\rho_{ch\text{-}gom}$	$\rho_{ch\text{-}blo}$	Recuperación elástica *d* (mm)			
60	0.5	0.1	1.83	1.57	1.81	1.80
			Espesor mínimo t_{min} (mm)			
60	0.5	0.1	0.88	0.90	0.90	0.90

Para valorar el riesgo de estricción en el proceso de estampación de la chapa en el estado T3, es necesario realizar ensayos normalizados para representar el diagrama límite de conformado de la chapa (DLC) [4]. Realizando las simulaciones mediante el programa de elementos finitos con los niveles optimos de los factores de control para los distintos niveles de ruido, Tabla 4, y obteniendo los valores de las deformaciones longitudinales verdaderas mayor y menor y representandolas en el diagrama límite de conformado, se comprueba que si estos valores estan por encima de la curva límite de conformado, habrá riesgo de estricción, si estan por debajo, no habría riesgo de estricción y se podría conformar la chapa en estado T3.

4. Conclusiones

Se establece una metodología que permite hacer robusto un proceso tradicional de la industria aeronáutica. La modificación propuesta del método de diseño robusto de parámetros de Taguchi para la optimización multiobjetivo, permite abordar simultaneamente los problemas de la recuperación elástica y del adelgazamiento de una forma sencilla, aunque se introduce la incertidumbre de dos factores de peso que es necesario evaluar experimentalmente. El diseño robusto de Taguchi solo permite realizar la optimización en los niveles de los factores de control establecidos, si se realizara el diseño de experimentos en tres niveles de los factores de control y de ruido mejoraría el método propuesto.

5. Referencias

[1] M. Ramezani, Z. M. Ripin, Rubber-pad forming processes, Ed. Woodhead Publishing Limited (UK), (2012). ISBN: 9780857090942.

[2] M. Wang et al. Probabilistic design of uncertainty for aluminium alloy sheet in rubber fluid forming process, Reviews on Advanced Materials Science, 33, (2013), 442-451.

[3] G. Ambrogio et al. Robust design of incremental sheet forming by Taguchi´s method, Procedia CIRP, 12, (2013), 270-275.

[4] Norma UNE-EN ISO 12004-1 y 2:2008 Materiales metálicos. Chapas y bandas. Determinación de las curvas límite en los talleres de embutición y en el laboratorio, AENOR (2010).

.

Formulación simplificada del problema de generación virtual de engranajes cilíndricos rectos mediante disco de rectificado

F. Sánchez Marín[1], V. Roda Casanova[2]

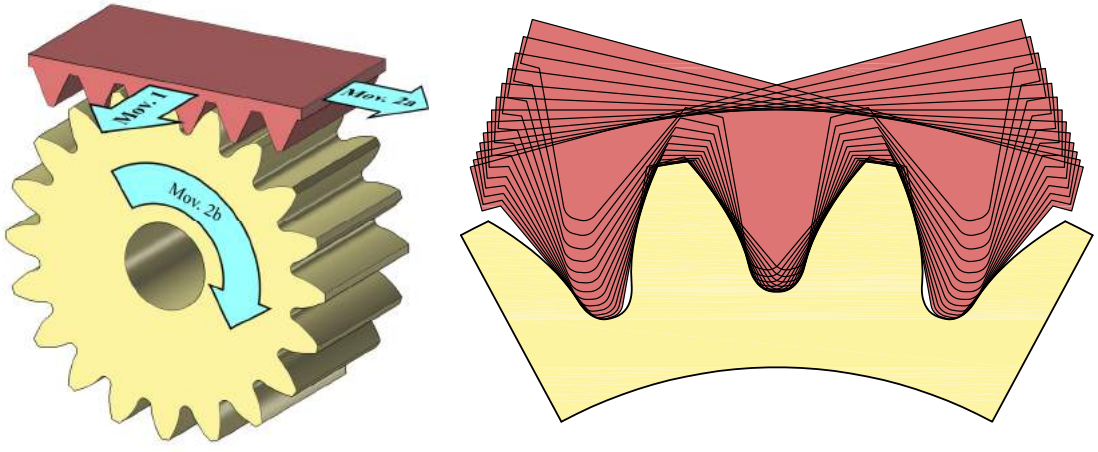
[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. francisco.sanchez@uji.es*

[2] *Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. vroda@uji.es*

En este trabajo se propone una nueva formulación del problema de generación virtual de dientes modificados en engranajes cilíndricos rectos fabricados a partir de fresa de corte y disco de rectificado. La nueva formulación se caracteriza por su bajo número ecuaciones en el sistema no lineal y por su facilidad de convergencia hacia la solución sin necesidad de buscar valores específicos de partida para las incógnitas. El modelo matemático propuesto se ha probado con diferentes casos (uno de los cuales se ha incluido en esta publicación) probando su efectividad para la generación de cualquier geometría realista. La simulación realista del proceso de tallado tiene la ventaja de la fabricabilidad exacta de las ruedas generadas y ensayadas virtualmente.

1. Introducción

Dentro de los métodos para fabricar engranajes cilíndricos rectos por eliminación de material, el tallado con cremallera de corte (figura 1a) y mediante fresa de disco (figura 2a) son dos de las principales alternativas que incluyen herramientas específicas para el desbaste, tallado y acabado de dientes. En el primero, la cremallera posee un movimiento de corte (mov. 1, figura 1a) con el que se arranca viruta y un movimiento continuo sincronizado de la cremallera y la rueda (mov. 2a y 2b) que sirve para generar la forma del diente en la rueda. El resultado en la rueda es un diente que se corresponde con la envolvente que se obtiene del movimiento relativo de la cremallera (figura 1b).



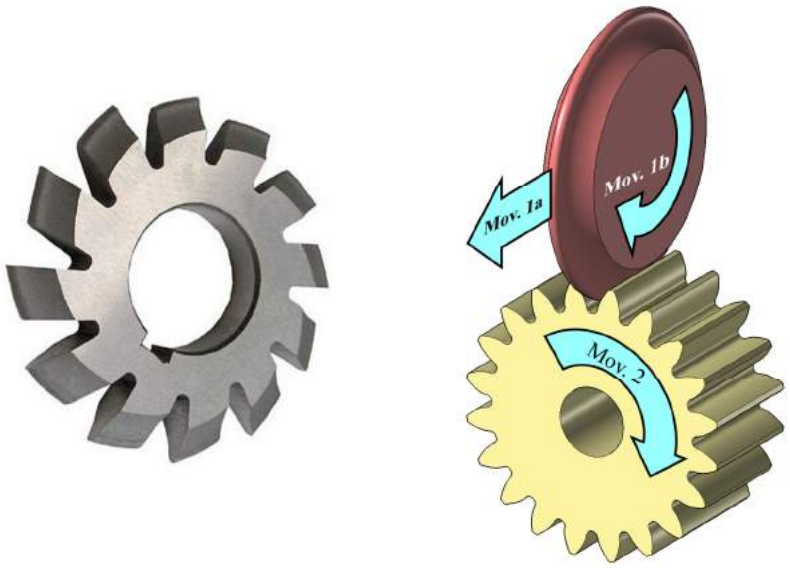
(a) (b)

Figura 1. Generación con cremallera de corte

Cuando se utiliza una fresa de disco (y sus herramientas asociadas para el acabado, como el disco de rectificado), el sólido en el que se tallará la rueda permanece inmóvil y la fresa posee dos movimientos que mecaniza un hueco entre dientes: un movimiento de avance de la herramienta (mov. 1a, figura 2b) y un movimiento giratorio de corte (mov. 1b). Cuando el hueco se ha tallado, la rueda se gira un ángulo de paso (mov. 2) para tallar un nuevo hueco entre dientes.

Las ruedas cilíndricas de dientes rectos estándar tienen una baja tolerancia a la desalineación del engrane. Una desalineación que es muy común y se produce por distintos motivos (deformación de ruedas, ejes, rodamientos y caja durante la transmisión de potencia; defectos y tolerancias de fabricación; etc.), lo que ocasiona contactos

muy deficientes (llegando al borde del diente) y errores de transmisión considerables que son grandes generadores de vibraciones y ruido. Una solución a este problema consiste en la fabricación de engranajes con modificaciones microgeométricas que mejoran el contaco entre dientes en situaciones de desalineación asociada a pequeñas deformaciones. En estos engranajes se abandona el perfil de evolvente y con ello se introduce un error que compensa en parte el error de transmisión generado por la desalineación (efecto 1) y mejora notablemente el patrón de contacto (efecto 2), separándolo del borde del diente. El efecto 1 se consigue principalmente modificando el perfil de la cremallera de corte (figura 3) que a su vez produce una modificación en el perfil del diente generado y, por tanto, del hueco entre dientes (que da forma a la fresa de corte). En consecuencia, este efecto 1 se puede conseguir igualmente con cremallera de corte que con fresa de disco. Por otro lado, el efecto 2 se consigue haciendo que la trayectoria de la herramienta de corte (mov. 1a, figura 2b) no sea rectilínea sino curvada hacia abajo generando un diente abombado. Por este motivo, este efecto no puede conseguirse con la cremallera de corte.



(a) (b)

Figura 2. Fresa de disco (a) y disco de rectificado (b)

Por otro lado, el análisis virtual de transmisiones de engranajes se ha convertido en una herramienta esencial en el diseño de estas transmisiones pues ahorra importantes costes en la fabricación y ensayo de prototipos. Sin embargo, para que el resultado sea fabricable es imprescindible generar virtualmente la geometría de las ruedas de la transmisión simulando el proceso de corte real y con una elevada precisión. La formulación del problema se basa en la utilización de la ecuación de engrane [1] que termina en un sistema de ecuaciones no lineales. Dependiendo de cómo se parametrice y se formule el problema, el número de ecuaciones puede ser diferente y se pueden presentar problemas de convergencia y/o precisión [2] en la resolución numérica. El objetivo de este trabajo es proponer una formulación simplificada que redunde en un sistema de ecuaciones no lineales con menor número de ecuaciones y basada en la elección de variables que faciliten la convergencia hacia la solución.

2. Definición del perfil de la cremallera de corte

El primer paso en el proceso de generación de una rueda cilíndrica recta modificada consiste en definir el perfil plano de la cremallera de corte (figura 3). Este perfil consta de varios tramos que, durante el proceso de corte, generan distintas partes del diente. Además, cada perfil de contacto (izquierdo o derecho) de la cremallera de corte genera el correspondiente perfil de contacto del diente. Si el perfil de la primera es rectilíneo, el perfil generado en el diente de la rueda es de evolvente. Si se desea un diente modificado, se puede sustituir el perfil recto de la cremallera por un perfil ligeramente curvado, siendo habitual utilizar las formas parabólica y circular. Por otro lado, la cabeza del diente de la cremallera de corte genera la raíz del diente de la rueda y los redondeos de esta cabeza generan los redondeos en la base del diente de la rueda.

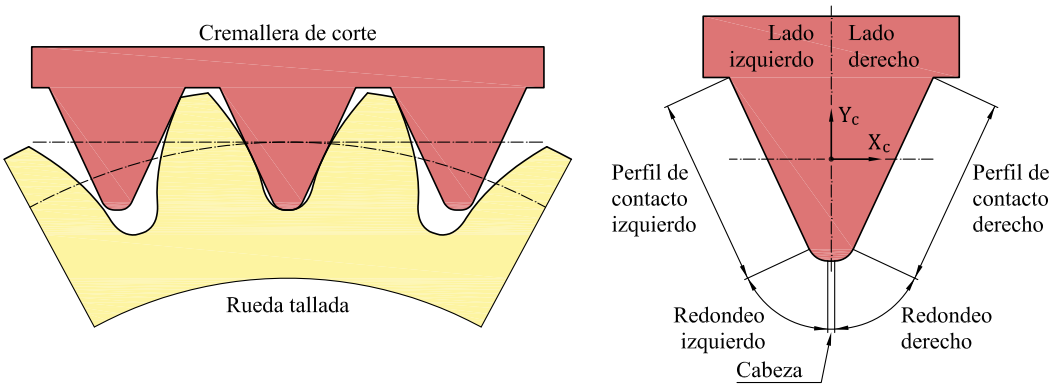


Figura 3. Perfil de la cremallera de corte y sus regiones.

Dado que cada lado del diente de la cremallera de corte genera un lado diferente en el diente, resulta conveniente definir matemáticamente cada uno de estos lados de forma independiente. Así un lado del perfil de la cremallera constituye una curva plana definida a tramos que puede ser tratada de distintas maneras. En este trabajo se propone realizar una definición global basada en el parámetro longitud de arco s (superíndice "q" para el lado izquierdo y "d" para el lado derecho) que varía entre cero y la longitud total del perfil (L) del lado correspondiente (figura 4). Esta definición implica que, para cada valor de s dentro del rango $[0, L]$ existe un punto P del perfil definido en el sistema de coordenadas de la cremallera (sistema ubicado en la línea de paso de la cremallera, subíndice "c") por su vector de posición $\boldsymbol{r_c}(s)$ y un vector unitario normal hacia fuera de la cremallera de corte $\boldsymbol{n_c}(s)$, expresados ambos en coordenadas homogéneas.

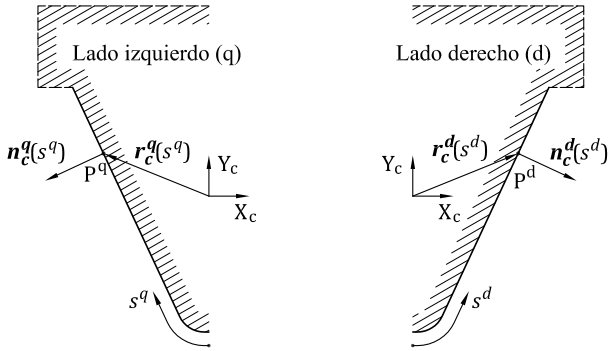


Figura 4. Definición matemática del perfil de la cremallera de corte.

Cada perfil está formado por varias curvas y cada tramo de curva se ha de definir matemáticamente de forma independiente. Resulta interesante definir cada tipo de curva en ejes locales a partir de un parámetro t y luego definir relaciones entre la longitud de arco s y el parámetro t utilizado en dicho tramo: $s(t)$, $t(s)$.

Por ejemplo, un tramo rectilíneo (figura 5a) se puede definir en ejes locales (subíndice "l") con las siguientes ecuaciones:

$$\boldsymbol{r_l}(t) = t\,\boldsymbol{i_l} \qquad \boldsymbol{n_l}(t) = \boldsymbol{j_l} \tag{1}$$

$$s(t) = t - t_0 \;\rightarrow\; t(s) = s + t_0 \tag{2}$$

válidas para $t \in [t_0, t_f]$. Haciendo el cambio de t por s, queda definida la curva en el rango $s \in [0, s_f]$:

$$\boldsymbol{r_l}(s) = (s + t_0)\,\boldsymbol{i_l} \qquad \boldsymbol{n_l}(s) = \boldsymbol{j_l} \tag{3}$$

Análogamente, un tramo circular de radio R (figura 5b) se puede definir utilizando el ángulo como parámetro local t:

$$\boldsymbol{r_l}(t) = \mathrm{R}\sin(t)\,\boldsymbol{i_l} + \mathrm{R}\,[1 - \cos(t)]\,\boldsymbol{j_l} \qquad \boldsymbol{n_l}(t) = -\sin(t)\,\boldsymbol{i_l} + \cos(t)\,\boldsymbol{j_l} \tag{4}$$

$$s(t) = (t - t_0)\,\mathrm{R} \;\rightarrow\; t(s) = \frac{s}{\mathrm{R}} + t_0 \tag{5}$$

por lo tanto, haciendo el cambio de t por s, se obtiene la definición de la curva en el rango $s \in [0, s_f]$:

$$\boldsymbol{r_l}(s) = \mathrm{R}\sin\left(\frac{s}{\mathrm{R}} + t_0\right)\boldsymbol{i_l} + \mathrm{R}\left[1 - \cos\left(\frac{s}{\mathrm{R}} + t_0\right)\right]\boldsymbol{j_l} \qquad \boldsymbol{n_l}(s) = -\sin\left(\frac{s}{\mathrm{R}} + t_0\right)\boldsymbol{i_l} + \cos\left(\frac{s}{R} + t_0\right)\boldsymbol{j_l} \tag{6}$$

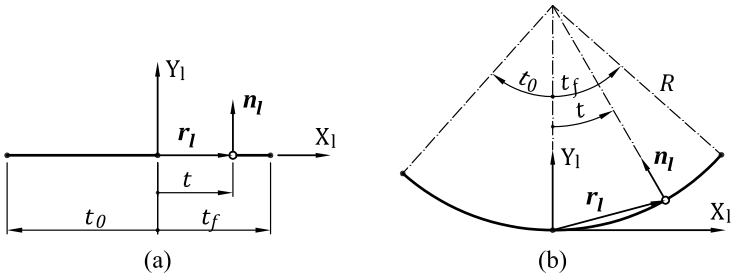


Figura 5. Definición paramétrica local de un tramo rectilíneo y un tramo circular.

Finalmente, para obtener la definición de cada tramo en el sistema de referencia de la cremallera de corte, hay que aplicar la correspondiente transformación en función de la ubicación del tramo en el perfil del diente y de los parámetros de la rueda dentada (paso p, ángulo de presión ϕ, etc.). Así, en el ejemplo de la figura 6 se tiene:

$$\boldsymbol{r_c}(s) = T_{cl} \cdot \boldsymbol{r_l}(s) = [Tr(-p/4, 0, 0) \cdot Rt_Z(\phi + \pi/2)] \cdot \boldsymbol{r_l}(s) \quad (7)$$

$$\boldsymbol{n_c}(s) = T_{cl} \cdot \boldsymbol{n_l}(s) \quad (8)$$

donde $\boldsymbol{r_l}$ es el vector de posición de un punto de la curva en su sistema de referencia local, $Rt_e(\alpha)$ es la matriz de rotación de un ángulo α alrededor del eje e; $Tr(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ es la matriz de traslación con los incrementos especificados a lo largo de los ejes XYZ, T_{cl} es la matriz de transformación del sistema de referencia local de la curva al sistema de referencia de la cremallera, $\boldsymbol{r_c}$ es el vector de posición del punto de la curva en el sistema de referencia de la cremallera, $\boldsymbol{n_l}$ es el vector de normal a la curva en su sistema de referencia local y $\boldsymbol{n_c}$ es el vector de normal a la curva en el sistema de referencia de la cremallera.

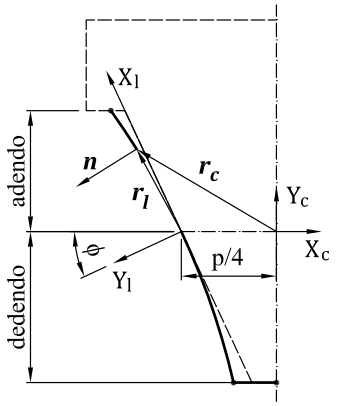


Figura 6. Transformación del sist. ref. local al sist. ref. de la cremallera en un tramo circular.

La definición completa del perfil de cada lado de la cremallera de corte implica, además, la determinación de los límites de cada tramo en función de los parámetros de la rueda (adendo, dedendo, etc.) y de su conexión con otros tramos (por ejemplo, los redondeos de cabeza de la cremallera). Posteriormente se ha de definir un parámetro global s como el representado en la figura 4 de forma que para cada valor de s queden definidos de forma inequívoca el vector de posición $\{\boldsymbol{r_c}(s) = x_c(s)\,\boldsymbol{i_c} + y_c(s)\,\boldsymbol{j_c}\}$ y el vector normal $\{\boldsymbol{n_c}(s) = n_{Xc}(s)\,\boldsymbol{i_c} + n_{Yc}(s)\,\boldsymbol{j_c}\}$ en el sistema de referencia de la cremallera de corte.

3. Generación del perfil del disco de rectificado

Una vez definido el perfil de la cremallera de corte, es posible obtener el perfil plano del disco de rectificado, de cuya revolución se obtendría la geometría tridimensional de este disco. Este perfil se corresponde con le hueco entre dos dientes de la rueda dentada generada por la cremallera, el cual coincide con la envolvente de la familia de curvas generadas por la cremallera durante el movimiento relativo (figura 1b). Además, al igual que la cremallera consta de dos lados que se definen de forma independiente, el disco de rectificado también consta de dos lados cada uno de los cuales viene definido por el correspondiente lado de la cremallera.

De acuerdo con la teoría de engrane [1], durante el proceso de corte, para que un punto P del perfil de la cremallera genere (o se corresponda con) un punto Q del perfil de la rueda dentada en una determinada posición 1 (figura 7b) del movimiento relativo de generación (que viene definida por el ángulo φ de rotación de la rueda) se ha de cumplir en la posición de generación (posición 1):

- que ambos puntos P y Q sean coincidentes y
- que el vector velocidad relativa entre P y Q sea perpendicular a la normal común. Es decir:

$$\mathbf{v_{Q1/P1}} \cdot \boldsymbol{n_1} = \left(\mathbf{v_{Q1}} - \mathbf{v_{1P}}\right) \cdot \boldsymbol{n_1} = 0 \tag{9}$$

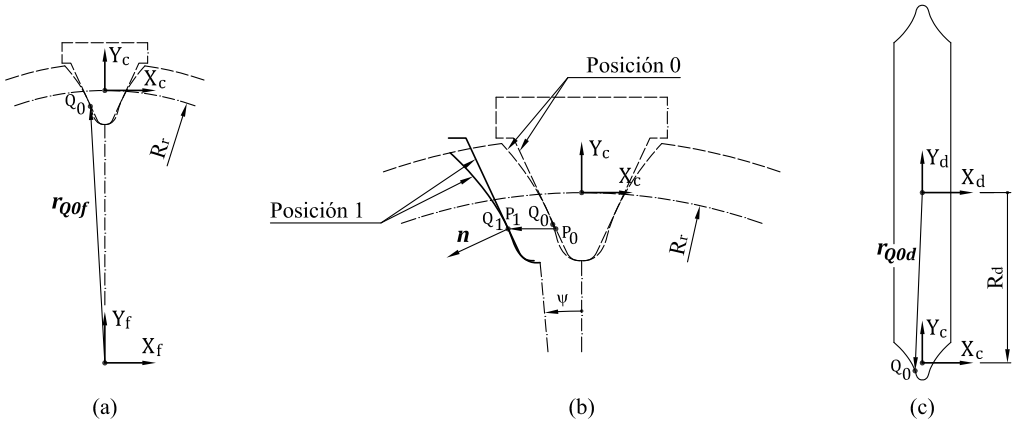


Figura 7. Transformaciones para la generación del perfil del disco de rectificado

Para formular la ecuación 9 se consideran tres sistemas de referencia (figura 7), uno ligado a la cremallera (subíndice "c"), otro fijo en el centro de la rueda (subíndice "f") y otro ligado al disco de rectificado (subíndice "d"). Como se ha visto en la sección 3, a partir del parámetro *s* se obtiene el vector de posición de un punto P del perfil $\boldsymbol{r_{P0c}}(s)$ y el vector normal $\boldsymbol{n_{0c}}(s)$ en el sistema de la cremallera y en la posición 0. Teniendo en cuenta que las traslaciones no afectan al vector normal, en el sistema fijo estos vectores son:

$$\boldsymbol{r_{P0f}}(s) = Tr(0, R_r, 0) \cdot \boldsymbol{r_{P0c}}(s) \qquad \boldsymbol{n_{0f}}(s) = \boldsymbol{n_{0c}}(s) \tag{10}$$

donde R_r es el radio de paso de la rueda dentada.

Durante el movimiento de generación, cuando la rueda ha girado un ángulo φ, el punto P se ha movido a la posición 1, recorriendo una distancia $-R_r\,\varphi$ en la dirección del eje X, donde coincide con el punto Q de la rueda. Así, los nuevos vectores en la posición 1 son:

$$\boldsymbol{r_{Q1f}}(s) = \boldsymbol{r_{P1f}}(s) = Tr(-R_r\,\varphi, R_r, 0) \cdot \boldsymbol{r_{P0c}}(s) \qquad \boldsymbol{n_{1f}}(s) = \boldsymbol{n_{0f}}(s) = \boldsymbol{n_{0c}}(s) \tag{11}$$

Finalmente si el movimiento de generación queda definido por la velocidad de rotación de la rueda (ω), las velocidades de P y Q en la posición 1 referidas al sistema fijo son:

$$\mathbf{v_{Q1f}}(s) = \left(\omega \cdot \boldsymbol{k_f}\right) \times \boldsymbol{r_{Q1f}}(s) \qquad \mathbf{v_{P1f}}(s) = -\omega \cdot R_r \cdot \boldsymbol{i_f} \tag{12}$$

y, sustituyéndolo todo en la ecuación (9) se llega a la ecuación escalar:

$$\left(\begin{Bmatrix} -\omega\,[y_{P0c}(s) + R_r] \\ \omega\,[x_{P0c}(s) - R_r\,\varphi] \\ 0 \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} -\omega\,R_r \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}\right) \cdot \begin{Bmatrix} n_{Xc}(s) \\ n_{Yc}(s) \\ n_{Zc}(s) \end{Bmatrix} = 0 \tag{13}$$

Resolviendo esta ecuación escalar se puede obtener el ángulo φ que proporciona la posición de generación:

$$\varphi(s) = \frac{x_{P0c}(s) \cdot n_{Yc}(s) - y_{P0c}(s) \cdot n_{Xc}(s)}{R_r \cdot n_{Yc}(s)} \tag{14}$$

y, sustituyendo en las ecuaciones 11 se obtienen los vectores de posición de Q y normal en la posición referida al sistema fijo. Finalmente, para obtener los vectores en el sistema de referencia del disco de rectificado hay que llevarlos a la posición 0 y luego trasladarlos al sistema de referencia del disco. Así, se obtiene el vector de posición de un punto del perfil del diente y su vector normal, ambos asociados al valor del parámetro *s* del perfil de la cremallera:

$$\boldsymbol{r_{Q0d}}(s) = Tr(0, -R_r - R_d, 0) \cdot Rt_Z(-\varphi) \cdot \boldsymbol{r_{Q1f}}(s) \qquad \boldsymbol{n_{0d}}(s) = Rt_Z(-\varphi) \cdot \boldsymbol{n_{1f}}(s) \tag{15}$$

donde R_d es el radio de paso del disco de rectificado.

En resumen, la definición paramétrica del perfil del disco de rectificado a partir del perfil de la cremallera de corte y en función del parámetro *s* (longitud de arco del perfil de la cremallera de corte) es:

$$s \rightarrow \boldsymbol{r_c}(s), \boldsymbol{n_c}(s) \rightarrow \varphi(s) = \frac{x_c(s)\cdot n_{Yc}(s) - y_c(s)\cdot n_{Xc}(s)}{R_r \cdot n_{Yc}(s)} \rightarrow \begin{cases} \boldsymbol{r_d}(s) = Tr(0, -R_r - R_d, 0)\cdot Rt_Z(-\varphi)\cdot Tr(-R_r\,\varphi, R_r, 0)\cdot \boldsymbol{r_c}(s) \\ \boldsymbol{n_d}(s) = Rt_Z(-\varphi)\cdot \boldsymbol{n_c}(s) \end{cases} \tag{16}$$

4. Generación de la geometría de la rueda dentada

El perfil del disco de rectificado definido para cada lado (izquierdo o derecho) en el apartado anterior genera, por revolución, la superficie del lado correspondiente del dicho disco (figura 8a). Así un punto Q del perfil del disco asociado al parámetro s (obtenido mediante las ecuaciones 16) genera por revolución un punto S asociado a un ángulo de revolución θ alrededor del eje X del disco. En consecuencia, los vectores asociados a este punto genérico S expresados en el sistema de referencia del disco son:

$$\boldsymbol{r_{Sd}}(s,\theta) = Rt_X(\theta)\cdot \boldsymbol{r_d}(s) \qquad \boldsymbol{n_{Sd}}(s,\theta) = Rt_X(\theta)\cdot \boldsymbol{n_d}(s) \tag{17}$$

Como se expuso en la introducción, estando la rueda a tallar en posición fija (figura 8b), el disco de rectificado posee dos movimientos (figura 2b), uno de rotación alrededor de su propio eje que, si bien es necesario para el proceso de corte, en la definición matemática no genera ningún cambio de la geometría, y otro de traslación de su centro describiendo una trayectoria que sí supone la generación de la superficie del diente de la rueda.

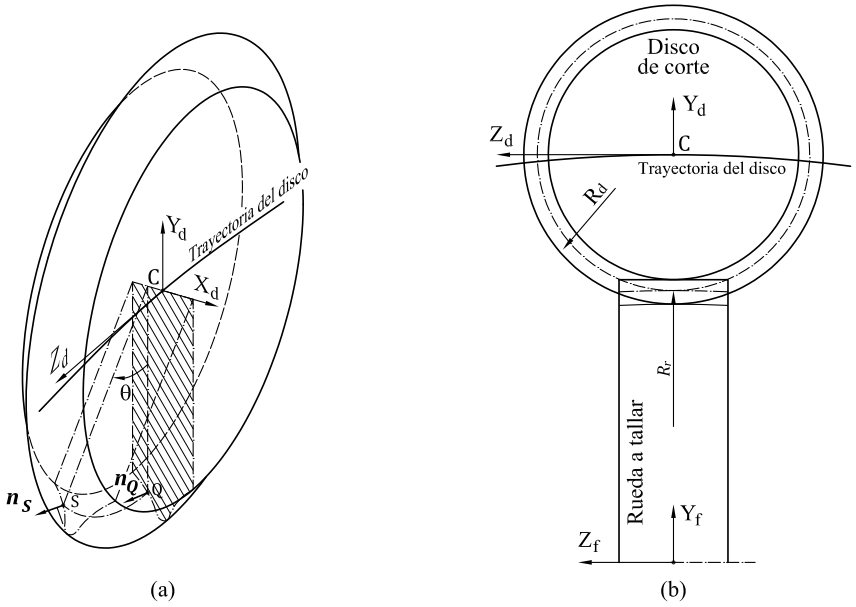


Figura 8. Definición de la superficie generadora del disco de rectificado y su movimiento

La trayectoria del disco se define mediante una ecuación $y_{Cd}(z_C)$ en el plano YZ y en el sistema de referencia del disco (figura 8b), siendo la coordenada z_C del centro del disco la misma en los sistemas de referencia del disco y de la rueda. Dentro de las trayectorias que se utilizan habitualmente se encuentran la trayectoria rectilínea a lo largo del eje Z_d que produce un engranaje sin modificación longitudinal (idéntico al generado por la cremallera de corte), parabólica o circular generando estas trayectorias dientes abombados con mayor tolerancia a la desalineación de las ruedas.

El movimiento del disco añade un nuevo parámetro (z_C) a los vectores asociados a un punto S del disco (ec. 17). En función de la posición del disco, estos vectores expresados en el sistema de referencia fijo de la rueda son:

$$\boldsymbol{r_{Sf}}(s,\theta,z_C) = Tr(0, R_r + R_d + y_{Cd}(z_C), z_C)\cdot Rt_X(\theta)\cdot \boldsymbol{r_d}(s) \qquad \boldsymbol{n_{Sf}}(s,\theta) = Rt_X(\theta)\cdot \boldsymbol{n_d}(s) \tag{18}$$

Finalmente, de acuerdo con [3], para que el punto S del disco sea generador de un punto M de la superficie del diente de la rueda, para una posición del disco que viene dada por la coordenada Z de su centro, se ha de cumplir que para esa posición del disco:

- los puntos S y M coincidan y
- que el vector velocidad relativa entre S y M sea perpendicular al vector normal común (vector normal del disco). Como durante el movimiento de corte la rueda no se mueve:

$$\mathbf{v_{Sf/Mf}}\cdot \boldsymbol{n_{Sf}} = (\mathbf{v_{Sf}} - \mathbf{v_{Mf}})\cdot \boldsymbol{n_{Sf}} = (\mathbf{v_{Sf}} - 0)\cdot \boldsymbol{n_{Sf}} = \mathbf{v_{Sf}}\cdot \boldsymbol{n_{Sf}} = 0 \tag{19}$$

El vector velocidad del punto S puede obtenerse derivando con respecto al tiempo el vector de posición (ec. 18) considerando que la única variable que cambia durante el movimiento de generación es la coordenada z_C del centro del disco:

$$\mathbf{v_{Sf}}(s,\theta,z_C) = \frac{\mathrm{d}\boldsymbol{r_{Sf}}(s,\theta,z_C)}{\mathrm{d}t} = Tr\left(0,\frac{\mathrm{d}y_{Cd}(z_C)}{\mathrm{d}z_C},1\right)\cdot\frac{\mathrm{d}z_C}{\mathrm{d}t}\cdot Rt_X(\theta)\cdot\boldsymbol{r_d}(s) \qquad (20)$$

Para generar la geometría del diente en la rueda dentada es interesante obtener secciones transversales de la misma (perpendiculares al eje Z). Así, conviene obtener puntos de la superficie parametrizados en función de s (coordenada longitud de arco del perfil de la cremallera de corte) y z_{sec} (coordenada que indica la sección transversal en la que se ubica el punto). Como la ecuación 19 depende de tres variables (s, θ, z_C), partiendo de s y z_{sec}, es necesario plantear otra ecuación para obtener las variables θ y z_C. La ecuación adicional indica sencillamente que la coordenada z del punto S (igual a la de M pues son coincidentes) ha de ser la especificada por z_{sec}. Así, sustituyendo la ecuación 20 en la ecuación 19 el sistema que se logra es:

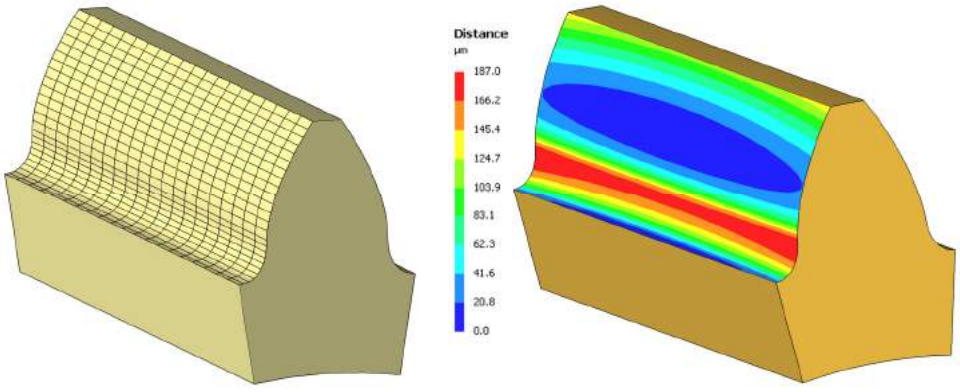
$$s, z_{sec} \rightarrow \begin{Bmatrix} \left\{Tr\left(0,\frac{\mathrm{d}y_{Cd}(z_C)}{\mathrm{d}z_C},1\right)\cdot\frac{\mathrm{d}z_C}{\mathrm{d}t}\cdot Rt_X(\theta)\cdot\boldsymbol{r_d}(s)\right\}\cdot\{Rt_X(\theta)\cdot\boldsymbol{n_d}(s)\} = 0 \\ \left\{Tr\left(0,\frac{\mathrm{d}y_{Cd}(z_C)}{\mathrm{d}z_C},1\right)\cdot\frac{\mathrm{d}z_C}{\mathrm{d}t}\cdot Rt_X(\theta)\cdot\boldsymbol{r_d}(s)\right\}\cdot\boldsymbol{k_r} = z_{sec} \end{Bmatrix} \rightarrow \theta, z_C \qquad (21)$$

Como se observa, la relación $\mathrm{d}z_C/\mathrm{d}t$, que representa la velocidad de desplazamiento del disco de rectificado a lo largo del eje Z, no es relevante en la ecuación y puede ser eliminada de la misma. Finalmente, de este sistema no lineal se pueden obtener las variables θ y z_C y, sustituyéndolas en la ecuación 18, se obtiene el vector de posición del punto de la superificie del diente y el vector normal a la superficie del diente en ese punto. Para poder resolver el sistema no lineal mediante un algoritmo iterativo, se ha de partir de unos valores iniciales de θ y z_C. Con la formulación aquí planteada y en casos realistas (en los que la curvatura de la trayectoria del disco es pequeña), los valores $\theta = 0$ y $z_C = z_{sec}$ han demostrado una convergencia rápida y resultados precisos con muy pocas iteraciones.

5. Aplicación del modelo matemático

Para ilustrar la utilización del modelo matemático propuesto, éste se ha aplicado a la generación de una transmisión de módulo 5 mm, con un piñón de 20 dientes y una rueda de 34, ancho de 50 mm y adendo y dedendos normalizados. Se ha generado la geometría obteniendo 21 secciones del diente (figura 9a). Cada sección cuenta con 2 puntos para la raíz del diente, 10 puntos para el redondeo en la base del diente y 15 puntos para el perfil de contacto. Es necesario destacar que, debido a la nolinealidad del problema, una distribución uniforme de valores del parámetro s del perfil de la cremallera no produce una distribución uniforme de puntos en el perfil de diente, por lo que se ha realizado una uniformización de puntos mediante interpolación lineal.

Además de la geometría estándar (con perfil de evolvente), se ha generado también una segunda geometría ligeramente modificada del piñón utilizando un disco de rectificado de radio de paso 50 mm y trayectoria circular de radio 8000 mm con centro en el eje Y del piñón. El perfil del disco se ha creado con un perfil de cremallera modificado utilizando circular de radio 100 mm en la posición centrada que indica la figura 6. Como resultado, en la figura 9b se observa la distancia rebajada por el disco de rectificado con respecto a la geometría estándar, con rebajes inferiores a 0,2 mm.

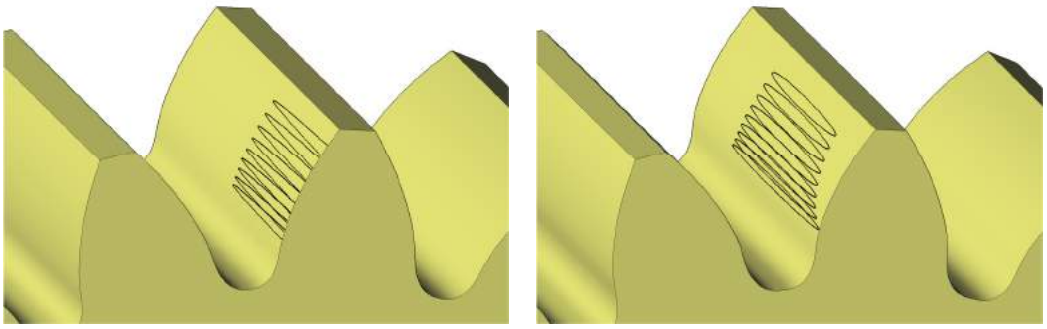


(a) (b)

Figura 9. Diente del piñón modificado (a) y comparación de geometría con el estándar (b)

La generación de las tres ruedas dentadas (piñón estándar, piñón modificado y rueda) se ha realizado utilizando la formulación propuesta y el metodo iterativo combinado de resolución de sistemas de ecuaciones no lineales propuesto por Dennis y Schnabel [4] presentando en todos los puntos de ambos perfiles (izquierdo y derecho) una rápida convergencia y una gran precisión (con error inferior a 10^{-8} mm) en los resultados.

Para ilustrar el resultado, se ha impuesto una desalineación a la transmisión basada en un incremento de 0.1 mm de la distancia entre centros y una desalineación angular del piñón de 0.02° en el plano diametral que pasa por ambos ejes. En esta situación se ha aplicado un algoritmo de análisis rígido del contacto (análisis geométrico) [5] y se ha obtenido el patrón de contacto. Se observa que el piñón estándar presenta un patrón de contacto muy desfavorable (figura 10a) con contacto en el borde que causaría tensiones de contacto muy elevadas y una pronta aparición de fallo por picadura superficial. Por otro lado, con la modificación propuesta se mejora notablemente el patrón de contacto, evitando el borde, y se obtienen areas de contacto mayores (figura 10b).



(a) (b)

Figura 10. Análisis de contacto rígido sobre el diente estándar (a) y modificado (b) en situación de desalineación

6. Conclusiones

En este trabajo se ha propuesto una formulación secuencial simplificada para la generación virtual de la geometría de los dientes en ruedas cilíndricas rectas fabricadas a partir de discos de corte y rectificado. La principal ventaja de este formulación es que consigue la convergencia del sistema de ecuaciones no lineales a partir de valores iniciales genéricos de las incógnitas (desaparece, por tanto, la necesidad de buscar valores iniciales específicos para cada caso). Otra ventaja importante es el bajo número de ecuaciones del sistema no lineal, que redunda en una rápida convergencia y una buena precisión de resultados.

Esta formulación permite, de hecho, generar computacionalmente geometrías modificadas complejas de una forma sencilla. Tambien permite formular la detección de problemas habituales ne la generación, como el de apuntamiento de la cabeza del diente o el socavado de la base del diente (no incluido por razones de brevedad). Debido a la simulación exacta del proceso de corte, las geometrías obtenidas son perfectamente fabricables con procedimientos habituales de tallado de ruedas dentadas.

7. Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Economía y Competitividad Español por el soporte económico del proyecto de investigación DPI2013-47702-C2-2-P.

8. Referencias

[1] F.L. Litvin, A. Fuentes, Gear Geometry and Applied Theory, 2nd ed., Cambridge University Press, 2004. ISBN: 978-0-52181-517-8.

[2] F. L. Litvin, D. Vecchiato, A. Fuentes, I. Gonzalez-Perez, Automatic Determination of Guess Values for Simulation of Meshing of Gear Drives, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 193, 33-35, (2004), 3745-3758.

[3] S. P. Radzevich, Gear cutting tools. Fundamentals of design and computation. CRC Press, 2010, ISBN: 978-1-4398-1967-8.

[4] J. E. Dennis Jr, R. B. Schnabel, Numerical Methods for Unconstrained Optimization and Nonlinear Equations, Ed. SIAM, 1996. ISBN: 0-89871-364-1.

[5] F. Sanchez Marin, J. L. Iserte, V. Roda Casanova, Numerical tooth contact analysis of gear transmissions through the discretization and adaptive refinement of the contact surfaces, Mechanism and Machine Theory, 101, (2016) 75-94.

Rehabilitación y modernización del rugosímetro marca Taylor Hobson modelo Talysurf 5 del laboratorio de Metrología de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE

D. Muñoz Vallejo[1], J. Ordóñez Sarmiento[2], C. Tumipamba Tituasán[3], E. Tayupanta Mena[4]

[1]*DECEM. Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE. damunoz4@espe.edu.ec*

[2]*DECEM. Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE. jaordonez5@espe.edu.ec*

[3]*DECEM. Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE. cetumipamba@espe.edu.ec*

[4]*DECEM. Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE. ehtayupanta@espe.edu.ec*

El objetivo fue rehabilitar, modernizar y repotenciar la máquina puesto que ésta se encontraba en línea muerta, disponía de algunas piezas que ya no se producen, tampoco se disponía de planos que permitan la total comprensión de su estructura electrónica interna, lo que dificultaba la reparación. Se realizó un estudio total de los módulos del rugosímetro TALYSURF 5: Columna, Bancada, Traverse Unit y Procesador, donde éste último fue calificado en su estado de operación como malo, se descartaron algunas de las tarjetas electrónicas con las que contaba el equipo debido a que se manejaban con tecnología electrónica obsoleta y menos precisa que la actual reemplazando casi todo su funcionamiento y control por una tarjeta Arduino Mega 2560. Se diseñó un controlador capaz de cumplir con los requerimientos de accionamiento de partes mecánicas móviles, muestreo de datos y procesamiento más eficiente y preciso. Se implementó una interfaz hombre – máquina (HMI), que hace mucho más amigable la interacción del usuario con el equipo y todas sus funciones, además brinda la alternativa de visualizar las gráficas del perfil real de la pieza medida, perfil de rugosidad y perfil de ondulación. El perfil real se obtuvo a partir de la señal de voltaje entregada por el procesador, sensor de inductancia variable, ajustando dichos valores de voltaje al rango de 0V a 5V; posteriormente se realizó el filtrado digital con el método de aproximación de alto orden al filtro Gaussiano dependiendo del Cut-Off a usarse, obteniéndose así los perfiles de ondulación y rugosidad para posteriores cálculos. Se construyó una cabina de acrílico cuya función es conservar las condiciones ambientales de temperatura y humedad en la zona de medición y evitar la presencia de partículas, garantizando mediciones más precisas.Finalmente se efectuó varias series de mediciones de rugosidad al patrón de calibración original del equipo, para calibrar y determinar la confiabilidad y linealidad del equipo.

1. Introducción

La Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE cuenta con el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica (DECEM), el mismo que brinda soporte a las carreras de Ingeniería Mecánica e Ingeniería Mecatrónica. La universidad dispone de un laboratorio de Metrología de longitudes y calidad superficial, en el que los estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica realizan prácticas; este laboratorio se encuentra dotado de instrumentos de precisión y equipos para medición de acabado superficial y geometría de los elementos mecánicos.

Actualmente el laboratorio de Metrología dispone de dos rugosímetros, uno portátil marca Mitutoyo y uno modular marca Taylor – Hobson modelo Talysurf 5, el mismo que se ha mantenido en línea muerta aproximadamente 22 años.

La presente investigación desarrolla el trabajo realizado con el rugosímetro Talysurf 5, el cual es un sistema modular de medición de textura de la superficie que utiliza un procesador para proporcionar una selección de parámetros de rugosidad, junto con sus gráficos de perfil primario, de rugosidad y de ondulación. Es considerado un rugosímetro de investigación de alta precisión debido a que puede medir 18 diferentes parámetros. Consume un máximo de 150VA y funciona con 90V-130V y 180V-260V, 50Hz y 60Hz, a una humedad relativa de 10% a 90% y una temperatura de operación de +5°C a 45°C.

2. Principio de funcionamiento del rugosímetro

Instrumento que determina el grado de aspereza en la superficie de un material. Por lo general utilizan una aguja para realizar la medición, están formados por una base, una columna, un dispositivo de movimiento transversal, un sensor (palpador) y partes para sostener la pieza a medir.

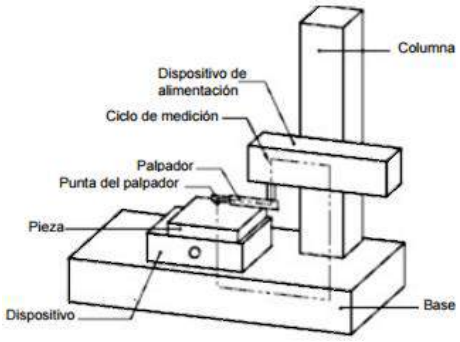
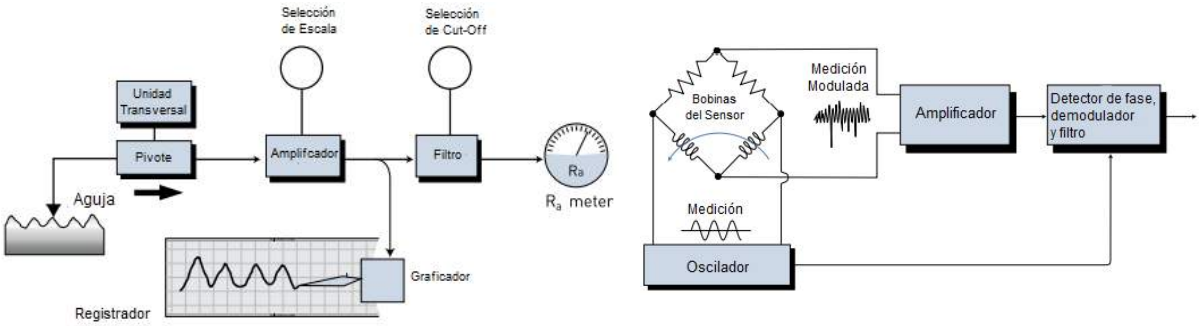


Figura 1: Esquema general de un rugosímetro [1]

El proceso básico que siguen todos los instrumentos de medida de este tipo se puede observar en la figura 2(a):



(a) (b)

Figura 2: (a) Configuración de un rugosímetro con palpador tipo aguja y (b) Diagrama esquemático de acondicionamiento de la señal.[2]

La aguja que surca la superficie a ser evaluada está conectada mediante una viga al núcleo de un sensor de inductancia variable, cuyas bobinas nos entregan una variación de voltaje conforme la aguja registre las irregularidades de la superficie, de manera que dichas variaciones son acondicionadas como se indica en la figura 2 (b).

3. Rehabilitación y modernización

3.1. Bancada

Se construyó una cabina con planchas de acrílico, para controlar la temperatura y la humedad del ambiente, por lo que se implementó un control ON-OFF. Para sensar la temperatura y la humedad se utilizó el sensor DHT22 y el control se lo realizó de manera que se cumpla con la norma ISA-TR52.00.01-2006 [3], donde especifíca que para un laboratorio de esta clase la humedad debe ser máximo de 45%HR (a 20°C) y la temperatura debe estar en 20°C ± 1°C.

El sistema de humidificación se lo realizó con un humidificador de evaporación comercial que funciona a 5VDC y tiene una capacidad de 350 ml/h.

El sistema de refrigeración debe ser capaz de enfriar un volumen de $4.93x10^8$ mm^3 de aire. Para calcular el tiempo de variación de temperatura se utilizó como referencia el libro de Termodinámica de Boles & Cengel [4]. Como condiciones iniciales tenemos un promedio de 22°C y una humedad relativa de 55%.

La presión de saturación del agua a 22°C es 2.6448 kPa y su calor específico es 4.18 kJ/kg.°K.

La carga térmica de la cabina en las condiciones mencionadas equivale a la masa del aire y la de vapor de agua suspendida en este volumen [5]. La masa de aire es:

$$m_{aire} = V_{cabina} * P_{aire\,a\,22°C} = 0.493m^3 * 1.1961\frac{kg}{m^3} = 0.589kg \quad (1)$$

Para el cálculo de la masa de agua, primero se calcula el número de moles del agua utilizando la ecuación de los gases ideales y el principio de las presiones parciales [5]. La constante R tiene un valor de:

$$R = 8.31\frac{J}{mol°K}$$

$$P_{H_2O} = 0.55 * 2.6448kPa = 1.455kPa$$

$$1.455kPa * 0.493m^3 = n * 8.31\frac{J}{mol°K} * (273.15 + 22°C) \rightarrow n = 0.292 \text{ moles de } H_2O \quad (2)$$

La masa molecular del agua es: $m_{molH_2O} = 18.02\frac{g}{mol}$

Por tanto la masa de agua presente es:

$$m = n * m_{molH_2O} = 0.292mol * 18.02\frac{g}{mol} = 5.266g \quad (3)$$

La capacidad calorífica total de la cabina es:

$$C_{p\,cabina} = m_{aire} * C_{p\,aire} + m_{H_2O} * C_{p\,H_2O} \quad (4)$$

$$C_{p\,cabina} = 0.589kg * 1.009\frac{kJ}{kg * °K} + 0.005266kg * 4.18\frac{kJ}{kg * °K} = 0.617\frac{kJ}{°K}$$

Considerando que el sistema de refrigeración de 2 células Peltier tiene una potencia de 72W, el tiempo que se tardará en bajar un grado de temperatura de la cabina es:

$$t_{-1°K} = \frac{C_{p\,cabina}}{Potencia} = \frac{617J}{72W} = 8.564s \quad (5)$$

3.2. Columna

Se colocaron fines de carrera en los extremos superior e inferior de la columna para evitar el choque de carro y además se implementó un Control de Lógica Difusa para el posicionamiento automático del palpador sobre la superficie a evaluar, el control del proceso de medida se lo realiza desde el HMI.

3.3. Traverse Unit

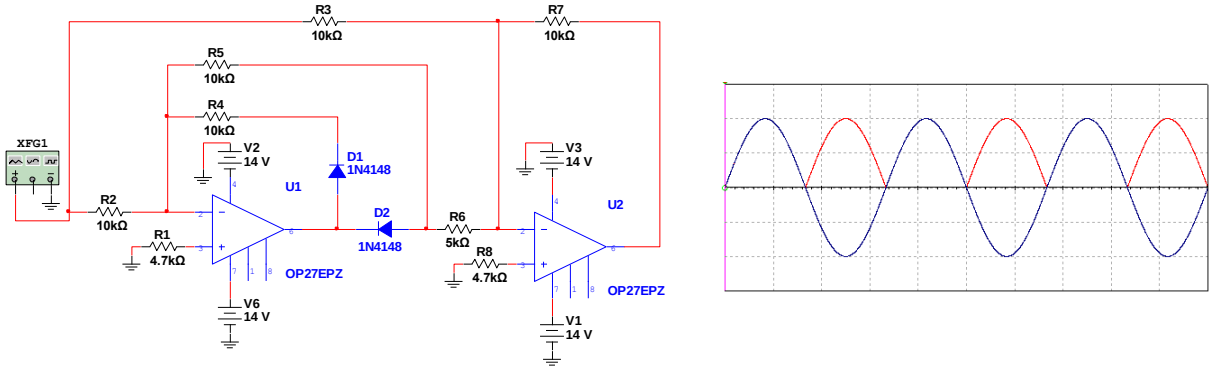
Se reemplazó un par de reles de estado sólido Teledyne 640-1 que impedían la activación y correcto funcionamiento del motor para el desplazamiento del palpador a lo largo de la superficie a evaluar, además se acopló un servomotor a la unidad de selección de velocidad para poder seleccionarla desde la HMI.

3.4. Procesador

Existía una avería en la fuente de alimentación DC de 5 Voltios, por lo que fue necesario su reemplazo y se utilizó un regulador de voltaje variable LM338K que puede entregar desde 1.2 a 25 VDC con una corriente máxima de 5A, regulando su salida a 5V.

Acondicionamiento de señal: Del procesador original del rugosímetro TALYSURF 5 se obtiene la señal sin filtrar proveniente del acondicionamiento del sensor de inductancia variable, dicha señal tiene un rango de -11.37V a 11.37 VDC por lo que fue necesario realizar un acondicionamiento adicional el mismo que consta de un rectificador de precisión para eliminar la parte negativa de la señal y trabajar con valores positivos, un comparador de voltaje para saber cuándo dicho valor ha cambiado y un divisor de voltaje para la disminución a un máximo 5 voltios de la señal. Todo esto se realizaró ya que se usó un Arduino Mega 2560 como tarjeta de adquisición de datos, mismo que acepta valores de 0 a 5 voltios.

Rectificador de precisión con entradas sumadoras: El circuito rectificador implementado [6], consta a su vez con diodos de alta rapidez como el 1N4148. El circuito y su respuesta se presentan en la Figura 3.



(a) (b)

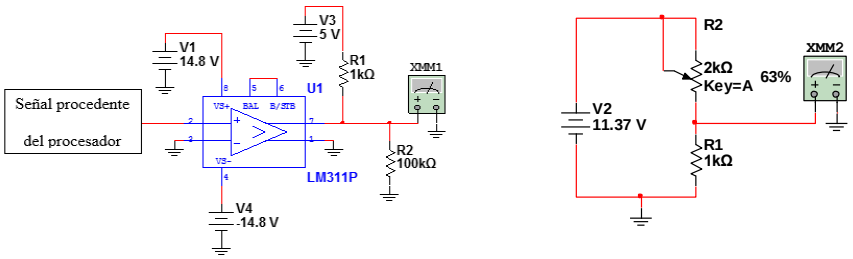
Figura 3: Rectificador de precisión implementado (a) y su respectiva respuesta (b).

Circuito comparador de voltaje: El circuito detector de paso por cero o cambio de signo del valor de la señal utilizado se muestra en la figura 4(a).

Divisor de tensión: Para reducir el voltaje de 11.37 a 5 V se utilizó un divisor de voltaje o tensión con los valores de resistencia indicados a continuación:

$$R2 = \left(\frac{R1 * Vs}{Vx}\right) - R1 = \left(\frac{1000 * 11.37}{5}\right) - 1000 = 1274\Omega \qquad (6)$$

Tomando un valor de R1 de 1KΩ, valor comercial, el valor de 1274Ω no es un valor comercial de resistencia por lo que se usó un potenciómetro de precisión de 2KΩ. El circuito por tanto se implementa como se muestra en la figura 4(b).



(a) (b)

Figura 4: (a) Circuito comparador de voltaje y (b) Divisor de tensión

Filtro Gaussiano de alto orden de aproximación: El estudio de Yuan, Vorburger, Song, & Renegar del 2000 [7] dejó lo siguiente, la forma de este filtro de alto orden, analógicamente es

$$H_n(N/N_c) = \left(\frac{1}{2k+1} * \frac{\sin\left((2k+1)\pi/N\right)}{\sin\left(\pi/N\right)}\right)^n \qquad (7)$$

Donde k satisface la condición de mínimo $|2k+1-cnNc|$. Su función de transferencia Hn(z) de la transformada z:

$$H_n(z) = \left(\frac{1}{2k+1} * \frac{z^{-k}\left(1-z^{2k+1}\right)}{1-z}\right)^n \qquad (8)$$

Por tanto se puede usar dicha ecuación n veces y finalmente obtener la aproximación Gaussiana filtrada y el perfil sin filtrar m_0 está dado por:

$$m_0(1) = x(1), m_0(2) = x(2), \ldots, m_0(M) = x(M). \qquad (9)$$

Para cualquier etapa del filtrado final o intermedia p=1, 2, 3, …, n, la línea media filtrada m_p está dada por:

$$m_p(i) = \sum_{j=(p-1)k+1}^{(p+1)k+1} m_{p-1}(j) \quad para \quad i = pk+1 \qquad (10)$$

$$m_p(i) = m_p(i-1) + m_{p-1}(i+k) - m_{p-1}(i-(k+1)) \quad para \;\; i = pk+2,\, pk+3,\ldots,M-pk. \tag{11}$$

$$m(i) = {m_n(i)} \Big/ {(2k+1)^n} \tag{12}$$

$$i = nk+1, nk+2,\ldots,M-nk \tag{13}$$

Donde M es el número de datos tomados dentro de la longitud de medición y m(i), i=nk+1, …, M-nk es la línea media precisa filtrada mediante el filtro Gaussiano. En general, las condiciones de muestreo para el filtro Gaussiano debe satisfacer con $M-2nk \geq 5Nc$. Éstos 5Nc datos representan los datos obtenidos en la longitud de muestreo y los datos del principio y final son omitidos (cut off inicio y cut off del final)[7]. El filtro H8(z) es seleccionado para efectos del proyecto. Considerando la velocidad lineal usada en cada uno de los recorridos, se calcula el tiempo de accionamiento del motor de recorrido longitudinal del Traverse Unit con el que se alcanza la distancia requerida:

Tabla 1: Tiempos de accionamiento

N° cutoff	**1**	**7**	**27**	**1**	**7**	**14**	**1**	**7**	**9**	**1**	**4**	**7**	**1**	**4**	**7**
cut off		**0,08**			**0,25**			**0,8**			**2,5**			**8**	
Distancia [mm]	**0,08**	**0,56**	**2,16**	**0,25**	**1,75**	**3,5**	**0,8**	**5,6**	**7,2**	**2,5**	**10**	**17,5**	**8**	**32**	**56**
Tiempo [s]	8	56	216	5	35	70	8	56	72	10	40	70	8	32	56
Vh [mm/s]		0,01			0,05			0,1			0,25			1	

Una vez realizado el programa de adquisición de datos en Arduino, y teniendo en cuenta que el tiempo de muestreo (Ts) es de 1250µs, el número de datos tomados en los diferentes recorridos posibles (Nc totales), el número de datos tomados en cada uno de los cut off (Nc), se procede a contabilizar el número de datos obtenidos de manera práctica, por lo que se calcula el factor k influyente en el programa del filtro digital:

Tabla 2: Parámetros prácticos del filtro Gaussiano (cut off: 0.08, 0.25 y 0.8)

N° cutoff	**1**	**7**	**27**	**1**	**7**	**14**	**1**	**7**	**9**
cut off		**0,08**			**0,25**			**0,8**	
Distancia [mm]	**0,08**	**0,56**	**2,16**	**0,25**	**1,75**	**3,5**	**0,8**	**5,6**	**7,2**
Nc	6399	6363	6337	4000	3979	3976	6399	6363	6362
Ts [us]	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
Nc totales	6399	44544	171089	4000	27856	55666	6399	44544	57260
k (H8) C1=0,2275	727,4	723,3	720,3	454,5	452,2	451,8	727,4	723,3	723,2
Intervalo de muestreo [um]	0,013	0,013	0,013	0,063	0,063	0,063	0,125	0,125	0,125

Tabla 3: Parámetros prácticos del filtro Gaussiano (cut off: 2.5 y 8)

N° cutoff	**1**	**4**	**7**	**1**	**4**	**7**
cut off		**2,5**			**8**	
Distancia [mm]	**2,5**	**10**	**17,5**	**8**	**32**	**56**
Nc	7999	7958	7953	6399	6368	6363
Ts [us]	1250	1250	1250	1250	1250	1250
Nc totales	7999	31831	55670	6399	25473	44544
k (H8) C1=0,2275	909,4	904,7	904,1	727,4	723,9	723,3
Intervalo de muestreo [um]	0,313	0,313	0,313	1,250	1,250	1,250

El filtro Gaussiano debe cumplir que M-2nk≥5N_c por tanto se procede a realizar la comprobación:

Tabla 4: Validación del filtro (cut off:0.08, 0.25 y 0.8)

Validación del filtro M-2nK>=5Nc									
N° cutoff	**1**	**7**	**27**	**1**	**7**	**14**	**1**	**7**	**9**
cut off		**0,08**			**0,25**			**0,8**	
Distancia [mm]	**0,08**	**0,56**	**2,16**	**0,25**	**1,75**	**3,5**	**0,8**	**5,6**	**7,2**
M-2nK	6399	32970,6	159564,3	4000	20621,4	48437,4	6399	32970,6	45688,8
(N°cutoff-2)Nc	6399	31817,1	158415,7	4000	19897,1	47713,7	6399	31817,1	44535,6

Tabla 5: Validación del filtro (cut off:2.5 y 8)

Validación del filtro M-2nK>=5Nc						
N° cutoff	**1**	**4**	**7**	**1**	**4**	**7**
cut off		**2,5**			**8**	
Distancia [mm]	**2,5**	**10**	**17,5**	**8**	**32**	**56**
M-2nK	7999	17355,9	41203,8	6399	13890,8	32970,6
(N°cutoff-2)Nc	7999	15915,5	39764,3	6399	12736,5	31817,1

4. Pruebas y resultados

Se procedió a realizar 3 pruebas de 10 mediciones de rugosidad cada una, sobre el patrón disponible de calibración del rugosímetro. El cálculo de los parámetros de medición se lo realizó mediante programación en el software libre Gambas. El valor de rugosidad Ra del patrón es de 0.93um con una tolerancia de 4%.[8]

Tabla 6: Valor Ra del patrón de calibración

Patrón de calibración		
P	0,93	um
P_{max} (+2%)	0,9486	um
P_{min} (-2%)	0,9114	um

4.1. Distribución normal

Mediante la distribución normal z se obtuvo el nivel de confiabilidad del equipo previa la adquisición de 30 medidas, obteniendo como resultado lo siguiente: Promedio total 0,9326 µm y Desviación estándar 0,0074 µm.

$$Z_{P\min} = \frac{0.9114 - \overline{X}}{\sigma} \tag{14}$$

$$Z_{P\max} = \frac{0.9486 - \overline{X}}{\sigma} \tag{15}$$

El porcentaje de confiabilidad de cada uno de los límites se obtuvo de la tabla de áreas bajo la curva normal.

Tabla 7: Nivel de confiabilidad del equipo

		Probabilidad de ocurrencia
Z_{Pmin}	-2,85	49,77%
Z_{Pmax}	2,16	48,46%
Confiabilidad		98,23%

Este análisis nos indica que el 98.23% de los eventos sucederán dentro de la tolerancia del patrón.

4.2. Distribución t student

Mediante la distribución t student se requiere saber si el valor obtenido en las mediciones de rugosidad realizadas con el rugosímetro clasifican como válidas, es decir se requiere aceptar la hipótesis nula que dice que:

$$H_0 : Xi_{\Pr omedio} = P \tag{16}$$

Además se tiene la hipótesis alternativa:

$$H_1 : Xi_{\Pr omedio} \neq P \tag{17}$$

La hipótesis alternativa no indica una dirección, por lo que se trata de una prueba de dos colas. Hay 9 grados de libertad, los cuales se obtiene por n-1=10-1=9. El nivel de significancia escogido es de 0.01, por lo tanto al consultar el valor crítico de t según tablas es de 3.25. La regla de decisión es rechazar la hipótesis nula si el valor de t calculado se encuentra a la izquierda de -3.25, o a la derecha de 3.25. Los valores de la desviación estándar de la muestra y el valor t calculado para cada una de ellas se muestra en las tablas a continuación.

Tabla 8: Resultados distribución t student

	Prueba 1		**Prueba 2**		**Prueba3**	
N°	**Xi**	**Error %**	**Xi**	**Error%**	**Xi**	**Error%**
1	0,9285	0,1613	0,9292	0,0860	0,9340	0,4301
2	0,9278	0,2366	0,9477	1,9032	0,9340	0,4301
3	0,9392	0,9892	0,9246	0,5806	0,9340	0,4301
4	0,9220	0,8602	0,9496	2,1075	0,9304	0,0430
5	0,9419	1,2796	0,9325	0,2688	0,9325	0,2688
6	0,9423	1,3226	0,9305	0,0538	0,9298	0,0215
7	0,9427	1,3656	0,9305	0,0538	0,9300	0,0000
8	0,9416	1,2473	0,9304	0,0430	0,9351	0,5484
9	0,9198	1,0968	0,9292	0,0860	0,9335	0,3763
10	0,9200	1,0753	0,9256	0,4731	0,9279	0,2258
Promedio	0,9326		0,9330		0,9321	
Desviación Estándar	0,0099		0,0086		0,0024	

Nivel de significancia		0,01	
t calculada	0,82	1,10	2,78

Con base en los resultados, la hipótesis nula de que la media es igual a 0.93µm es aceptada al nivel de significancia 0.01. Puede concluirse además que la máquina no se encuentra desajustada o descalibrada.

4.3. Análisis de varianza

Se verifica la variación significativa entre los promedios. Test F. Partimos de:

$$SCT = SCTR + SCR \tag{18}$$

Suma de cuadrados total (Variabilidad total):

$$SCT = \sum_{i=1}^{nA}\sum_{j=1}^{n}(y_{ij} - \bar{y})^2 \tag{19}$$

Suma de cuadrados entre (Variabilidad entre, SCF):

$$SCTR = n\sum_{i=1}^{nA}(\overline{y_i} - \bar{y})^2 \tag{20}$$

Suma de cuadrados dentro (Variabilidad dentro, SCR):

$$SCR = \sum_{i=1}^{nA}\sum_{j=1}^{n}(y_{ij} - \overline{y_i})^2 \tag{21}$$

A continuación se presenta los cálculos pertinentes al análisis de varianzas:

	Prueba 1			**Prueba 2**			**Prueba 3**		
N°	**Xi**	**SCT**	**SCR**	**Xi**	**SCT**	**SCR**	**Xi**	**SCT**	**SCR**
1	0,928	1,65E-5	1,66E-5	0,929	1,13E-5	1,43E-5	0,934	2,07E-6	3,53E-6
2	0,928	2,27E-5	2,28E-5	0,948	2,29E-4	2,17E-4	0,934	2,07E-6	3,53E-6
3	0,939	4,41E-5	4,38E-5	0,925	6,34E-5	7,02E-5	0,934	2,07E-6	3,53E-6
4	0,922	1,12E-4	1,12E-4	0,949	2,90E-4	2,76E-4	0,930	4,67E-6	2,96E-6
5	0,942	8,72E-5	8,69E-5	0,933	3,60E-9	2,30E-7	0,933	3,60E-9	1,44E-7
6	0,942	9,49E-5	9,45E-5	0,931	4,24E-6	6,15E-6	0,929	7,62E-6	5,38E-6
7	0,943	1,03E-4	1,02E-4	0,931	4,24E-6	6,15E-6	0,930	6,55E-6	4,49E-6
8	0,942	8,17E-5	8,14E-5	0,930	4,67E-6	6,66E-6	0,935	6,45E-6	8,88E-6
9	0,920	1,63E-4	1,63E-4	0,929	1,13E-5	1,43E-5	0,934	8,84E-7	1,90E-6
10	0,920	1,58E-4	1,58E-4	0,926	4,84E-5	5,45E-5	0,928	2,17E-5	1,78E-5
Promedio	0,933			0,933			0,932		
Σ		8,82E-4	8,82E-4		6,67E-4	6,65E-4		5,41E-5	5,22E-5
Σ SCT					1,60E-3				
SCF		4E-9			1,76E-6			1,94E-6	
Σ SCF					3,70E-6				
Σ SCR					1,60E-3				
Σ SCT comprobación					1,60E-3				

Se procede a calcular los grados de libertad gl con los cuales se debe referir a tablas de distribución F para conocer el límite F de aceptación o rechazo de la hipótesis nula, la que nos dice que:

$$H_0 : \mu_1 = \mu_2 \tag{22}$$

Tabla 9: Grados de libertad de análisis de varianza

		Grados de libertad
SCT	29	N°. de datos -1
SCF	2	N°. de tratamientos -1
SCR	27	$gl_{SCT} - gl_{SCF}$

Para calcular la variable F se procede a calcular el valor cuadrado medio:

$$F_{Calculada} = \frac{CMF}{CMR} = \frac{\frac{SCF}{gl}}{\frac{SCR}{gl}} = \frac{\frac{3.7x10^{-6}}{2}}{\frac{1.6x10^{-3}}{27}} = \frac{1.85x10^{-6}}{5.92x10^{-5}} = 3.13x10^{-2} \quad (23)$$

Refiriéndose a tablas de distribución F, usando los grados de libertad SCF y SCR, se obtiene el valor límite de aceptación: $F_{5\%}$=3.354. Por lo tanto se acepta la hipótesis nula.

5. Conclusiones

Se realizó un estudio total de los módulos del rugosímetro TALYSURF 5 y se detectó el mal funcionamiento de algunos componentes, motores y el procesador, por lo que se tomaron las acciones correctivas necesarias y además se descartaron algunas de las tarjetas electrónicas con las que contaba el equipo debido a que resultaron innecesarias, reemplazando casi todo su funcionamiento y control por una tarjeta Arduino Mega 2560. Se diseñó un controlador capaz de cumplir con los requerimientos de accionamiento de partes mecánicas y móviles, procesamiento, muestreo de datos, cálculo y presentación de 18 parámetros de rugosidad de manera más eficiente y precisa, control de condiciones ambientales dentro de la zona de medición. Se implementó una interfaz hombre – máquina (HMI) que hace mucho más amigable la interacción del usuario con el equipo y todas sus funciones, además brinda la alternativa de visualizar las gráficas del perfil real de la pieza medida, el perfil de rugosidad y el perfil de ondulación, de manera que se puede apreciar de mejor manera la diferencia entre dichos perfiles. Se ha obtenido resultados muy buenos, verificando que el equipo se encuentra calibrado y que nos entrega una elevada confiabilidad del 98.23% en medidas dentro de un rango de 0,0125 µm hasta las 50 µm realizadas con tres diferentes tipos de sensores, dando asì una relación rendimiento-costo alta.



(a) (b)

Figura 5: (a) HMI y (b) Gráficas de perfil real, de rugosidad y de ondulación

6. Referencias

[1] Mitutoyo, «Mitutoyo México,» 9 Diciembre 2015. [En línea]. Disponible: www.Mitutoyo.com.mx.

[2] T. HOBSON, Exploring Surface Texture, England: Taylor Hobson Limited, (2011).

[3] The International Society of Automation, «Standards & Publications,» 7 Diciembre 2015. [En línea]. Disponible: www.isa.org.

[4] M. Boles y Y. Cengel, Termodinámica, 4ta ed., McGrawHill, (2002). ISBN: 9789701039663.

[5] E. Perez, Diseño de un sistema de aire acondicionado portátil termoeléctrico, Universidad Politécnica de Cataluña, Cataluña, (2006).

[6] R. F. Coughlin y F. F. Driscoll, Amplificadores operacionales y circuitos integrados lineales, PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA. S.A., (2000). ISBN: 9789688802847

[7] Y. B. Yuan, T. V. Vorburger, J. F. Song y T. B. Renegar, A Simplified Realization for the Gaussian Filter in Surface Metrology, de *Tenth International Colloquium on Surfaces*, Aachen: Shaker Verlag GmbH, (2000).

[8] T. HOBSON, TALYSURF 5 SYSTEM OPERATOR'S HANDBOOK, England: Rank Taylor Hobson.

Comparación de Trayectorias Espirales en Vaciados

G. Medina Sánchez[1], R. López García[2], F. J. Trujillo Vilches[3], R. Dorado Vicente[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. gmedina@.ujaen.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rlgarcia@.ujaen.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Civil, Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. trujillov@uma.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rdorado@.ujaen.es*

Los vaciados planos o cajeados, realizados en fresadoras CNC, están presentes en el 80% de los componentes mecánicos. Las estrategias clásicas de vaciado: zig-zag y contornos paralelos, son simples y la tasa de eliminación de material puede considerarse constante. Sin embargo, estas trayectorias no tienen en cuenta la dinámica de la herramienta, lo que es fundamental en el caso de mecanizados a alta velocidad. Por esta razón, actualmente se han presentado diversas trayectorias suaves en espiral que permiten avances mayores sin incurrir en vibraciones y sobreesfuerzos.

Este trabajo trata de establecer una metodología para comparar trayectorias suaves en cajeados planos. Los criterios de comparación se basan en la estimación numérica o analítica de variables relacionadas con la fuerza y el tiempo de corte. En concreto se analiza la información de la curvatura de la trayectoria, la tasa de eliminación de material, y la geometría de la frontera.

Las simulaciones realizadas muestran como la reducción de la curvatura lleva asociada una variabilidad mayor en la tasa de eliminación de material. Por otro lado, la geometría de la cajera afecta a la curvatura y a la tasa de eliminación de material, cuanto más esbelta es la región a mecanizar mayor es la distorsión de la curvatura y de la tasa de eliminación de material.

1. Trayectorias de vaciado plano en espiral

La operación de vaciado (pocketing) consiste en eliminar material de un componente mecánico en una determinada región o pocket (la Figura 1 muestra un pocket plano). Esta operación se realiza mediante fresadora y tiene aplicación en moldes, prensas, componentes mecánicos y aeronáuticos [1].

La herramienta de corte debe recorrer la región a vaciar siguiendo una determinada trayectoria. Las estrategias de vaciado más conocidas y fáciles de implementar son el cajeado en direcciones paralelas y el cajeado por contornos paralelos (Figura 2), ambas disponibles en los principales programas CAD/CAM.

Su capacidad para mantener un ancho de corte constante y su simplicidad son las principales ventajas de las anteriores estrategias. Por otro lado, su falta de "suavidad" (cambios bruscos de dirección) es su desventaja.

Como comentan Stori y Wright [2], en alta velocidad las soluciones convencionales producen cambios bruscos en la velocidad, en la aceleración, y en la geometría de corte. Estos fenómenos reducen la tasa de mecanizado, aumentan el desgaste de la herramienta de corte, y pueden ocasionar vibraciones en la herramienta de corte (chatter) que ocasionan malos acabados superficiales e incluso pueden dañar la fresa [3].

Debido a la importancia práctica de los cajeados a alta velocidad, y al hecho de que las estrategias convencionales no se adaptan adecuadamente al proceso, desde el mundo académico se están investigando diversas estrategias de vaciado suaves. En general, la idea es construir una espiral a partir de la frontera del pocket que verifique unas determinadas condiciones, como por ejemplo un valor de solape mínimo.

La trayectoria suave puede obtenerse conectando curvas offset libres de auto-intersecciones con tramos de espiral como plantea Held y Spielberger [4], conectando curvas de contorno de superficies uni-evaluadas como proponen Bieterman y Sandstrom [5], y Chuang y Yang [6], deformando la espiral de Arquímedes de un disco hasta la forma del pocket deseado [7-8], etc.

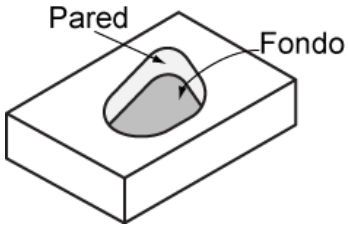


Figura 1: Ejemplo de vaciado-cajeado plano.

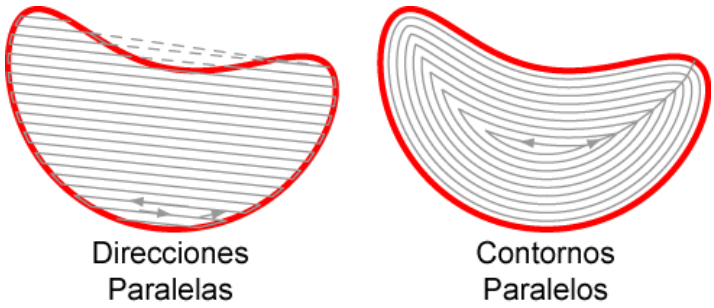


Figura 2: Estrategias de vaciado convencionales..

Dado el creciente número de soluciones de vaciado suave en las últimas décadas, los autores de este trabajo consideran interesante estudiar cómo comparar dos estrategias espirales, a fin de estimar sus condiciones de uso más adecuadas.

Como se explica en la Sección 2, las variables elegidas para comparar las estrategias son la curvatura y el ángulo de corte. Se consideran estas variables porque están relacionadas con la fuerza de corte y el tiempo de vaciado y por tanto con la eficiencia del proceso. El ángulo de corte influye en la fuerza de corte, y la curvatura en el tiempo de operación. Ambos pueden estimarse a partir de la geometría de la trayectoria de corte que se ha variado de acuerdo a parámetros geométricos como la longitud de la trayectoria, el tipo de frontera y el procedimiento para construir la espiral de vaciado.

El planteamiento de tests realizados se presenta en la Sección 3, mientras que los resultados obtenidos se muestran y discuten en la Sección 4. Por último, en la Sección 5, se enumeran las principales conclusiones obtenidas en el trabajo.

2. Parámetros geométricos y variables del proceso

La comparación que se presenta en este trabajo se centra en parámetros y variables geométricas. Los parámetros son aquellos factores geométricos que se consideran relevantes en el proceso. Mientras que las variables calculadas nos permiten evaluar la eficiencia del vaciado.

2.1. Parámetros geométricos

Las trayectorias de vaciado estudiadas dependen del tipo de espiral y de la frontera de la región a vaciar. Por esto, los factores que se consideran relevantes son la estrategia de generación de la trayectoria, su longitud, la geometría de la frontera y la relación de aspecto del cajeado.

La geometría de la frontera afecta a la suavidad de la trayectoria. Cuanto menor sea la curvatura de la frontera, más suave será la trayectoria, lo que provocará aceleraciones y deceleraciones menos acusadas. Los ensayos se han realizado comparando una misma área con tres geometrías de frontera: una geometría triangular, con un ángulo de 30º entre lados, una cuadrada, con ángulo de 90º, y una hexagonal, con ángulo de 120º (Figura 3).

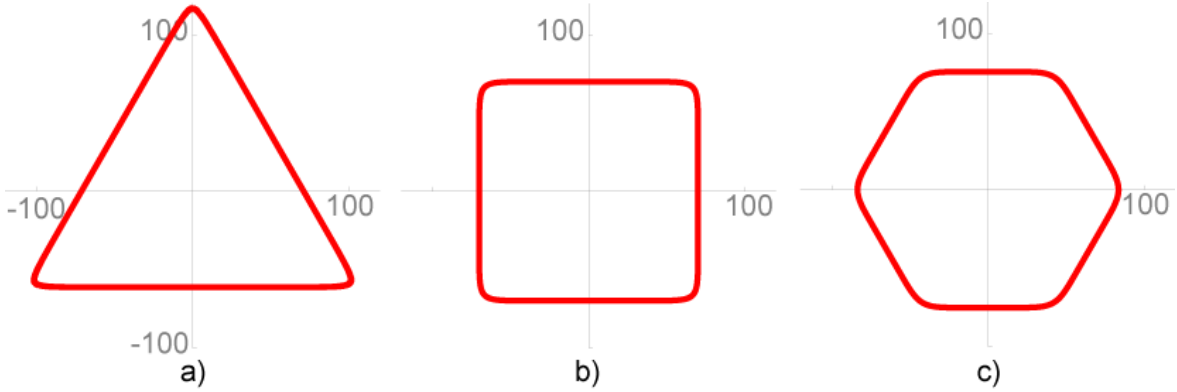


Figura 3: Fronteras estudiadas: (a) triangular, (b) cuadrada y (c) hexagonal.

La relación de aspecto se refiere a la relación entre el área y el perímetro del cajeado. En un cajeado esbelto la espiral quedará más deformada, por lo que tendrá que tener más vueltas para poder cubrir toda la superficie de vaciado. Se va a comparar una geometría cuadrada con una geometría rectangular (Figura 4).

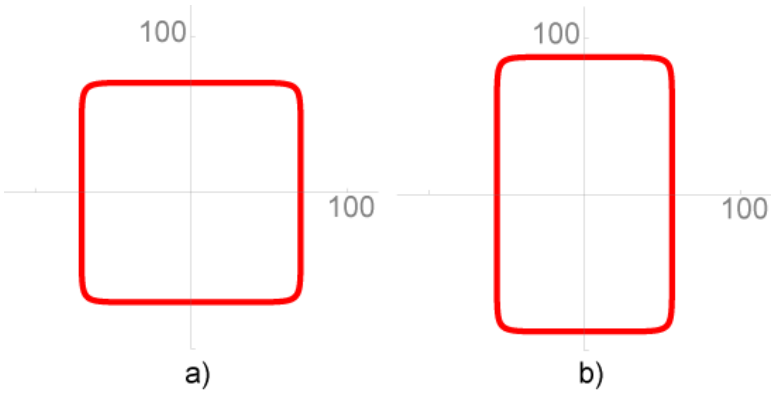


Figura 4: Fronteras utilizadas para estudiar la relación de aspecto: (a) cuadrada y (b) rectangular

La longitud de la trayectoria tiene incidencia en el tiempo empleado en la operación y en el solapamiento. En los test realizados se ha calculado la trayectoria mínima que consigue que no quede ninguna parte del cajeado sin mecanizar (como se detalla en la Sección 3), y se ha comparado con unas trayectorias un 10% y un 25% más largas.

Por último, se analiza cómo afecta el tipo de construcción de la espiral a la operación de vaciado. Este estudio es el principal objetivo del trabajo, la comparación entre distintas espirales de mecanizado.

El método de comparación descrito en las siguientes secciones se aplica a dos tipos de espirales generadas al deformar una espiral de Arquímedes mediante:

- Transformaciones lineales (espiral L en los ensayos). En este caso se mantienen las distancias radiales entre vueltas. Romero et al. [8] detallan el algoritmo de construcción de estas espirales.
- Transformaciones conformes (espiral C en los ensayos). Mediante la transformación conforme se consigue mantener localmente la forma de la espiral de Arquímedes original. En este caso el procedimiento de construcción se explica en la referencia [7].

2.2. Variables geométricas

Para analizar la influencia de los anteriores factores en el proceso de vaciado, se han calculado las siguientes variables: el ángulo de corte y la curvatura de la trayectoria.

El ángulo de corte se corresponde con el ángulo del arco de la circunferencia que representa la herramienta que está en contacto con el material mecanizado (Figura 5). En este trabajo se emplea un algoritmo desarrollado por Guerrero-Villar et al. [9] que en base a operaciones booleanas permite estimar este ángulo en cada posición de la trayectoria. Este mismo artículo muestra la correlación que existe entre la forma del perfil del módulo de la

fuerza de corte y el ángulo de corte. Cuanto mayor sea este ángulo mayores serán las fuerzas de corte que hay que ejercer durante el mecanizado.

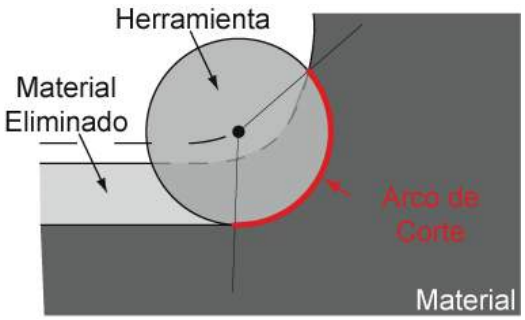


Figura 5: Definición del ángulo de corte

En los test realizados se calculará el valor del ángulo de corte en cada punto de la trayectoria, así como su valor medio. Estos cálculos nos darán una estimación sobre qué geometría requerirá unas fuerzas de corte medias mayores.

En las espirales que se comparan, la curvatura k va cambiando a lo largo de la trayectoria, y se estima mediante las derivadas respecto al parámetro u de la curva de mecanizado $\mathbf{c}(u)$ [10]:

$$k = ((\boldsymbol{c}' \times \boldsymbol{c}'') \cdot \boldsymbol{z})/(\boldsymbol{c} \cdot \boldsymbol{c})\text{^}(3/2) \qquad (1)$$

Cuanto más suave sea la trayectoria menos aceleraciones y deceleraciones se producirán en el movimiento de la herramienta, ya que dichos cambios de velocidad se producen por cambios bruscos en la dirección del movimiento del corte. En los test realizado se mide la la curvatura de la trayectoria que es un indicador de la suavidad del recorrido.

3. Experimentos numéricos

Con objeto de poder evaluar de manera individualizada la influencia de cada uno de los factores geométricos, se han planificado los test en tres series, modificando en cada serie uno de los parámetros dejando constantes el resto. Esta planificación se ha realizado tanto para las trayectorias en espiral C como en espiral L.

3.1. Serie 1: Variación de la geometría de la frontera

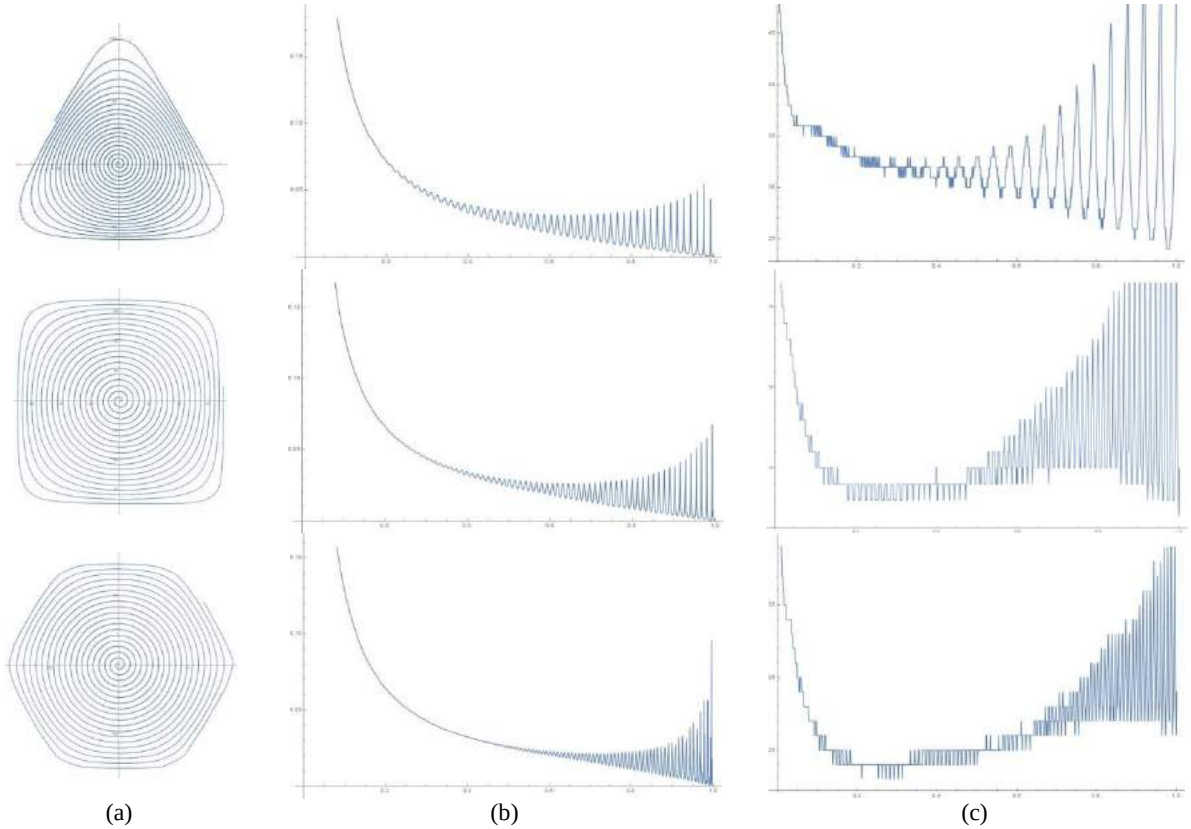
En primer lugar se ha calculado el número de vueltas mínimo de la espiral que garantiza que la trayectoria generada mecaniza el 100% de la superficie de vaciado para la geometría de frontera más desfavorable (triangular en este caso). Una vez establecida esta trayectoria y calculada su longitud, se han generado las trayectorias para las otras dos geometrías (cuadrada y hexagonal) calculando el número de vueltas necesario para mantener una longitud igual a la más desfavorable.

La espiral L se adapta mejor al contorno de la frontera que la espiral C, necesitando menos vueltas para cubrir la totalidad de la superficie con frontera triangular, lo que conlleva trayectorias de una longitud mucho menor.

Una vez establecidas las condiciones de las espirales, se han obtenido los valores de los ángulos de corte y la curvatura a lo largo de la trayectoria, para las tres geometrías de frontera propuestas tanto para la espiral C como para la L. Figuras 6 y 7 muestran un ejemplo de los perfiles obtenidos.

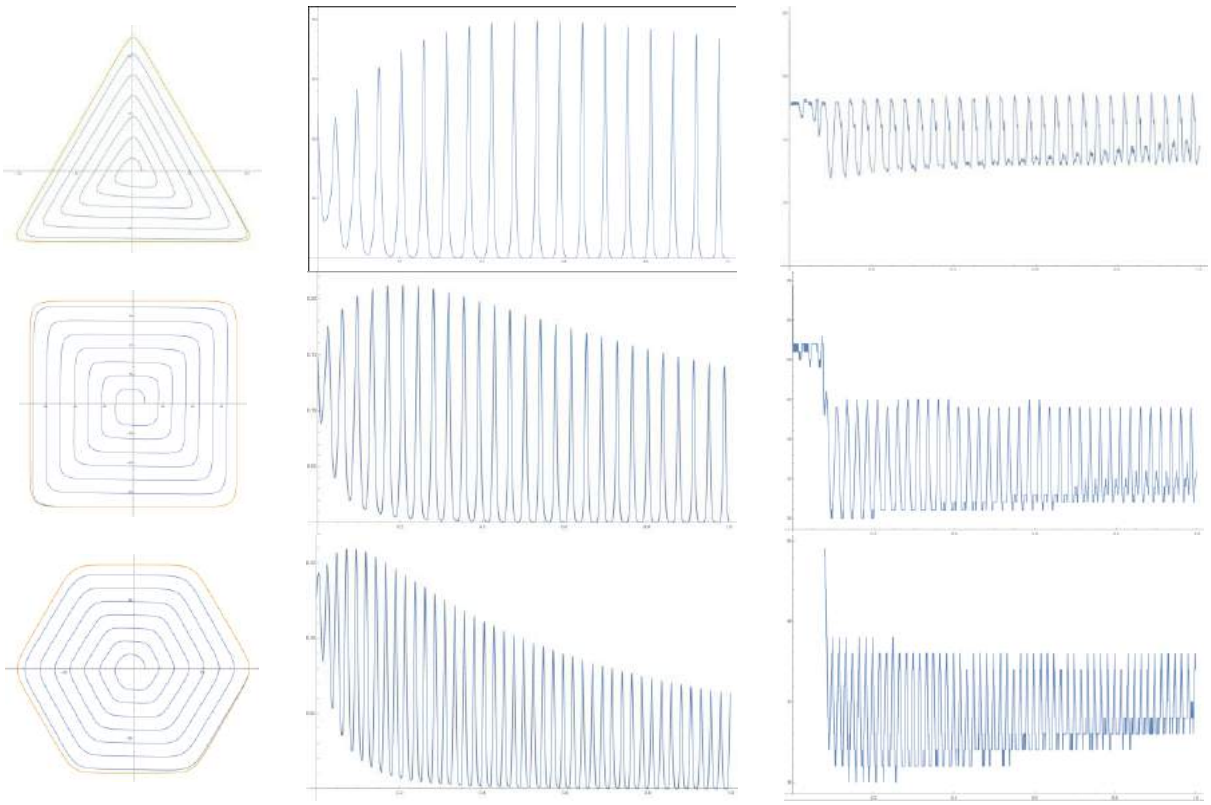
La curvatura es más suave en las trayectorias generadas con la espiral C que en las de la espiral L, con valores y oscilaciones menores. Por ejemplo para la frontera triangular, se observa como en los tramos de oscilación mayor (final de la trayectoria), la altura de los picos de la curvatura de la espiral C son 8 veces menores que los de la espiral L, lo que da muestra de la diferencia de suavidad.

Las variaciones en el ángulo de corte también son menores en las trayectorias de las espirales C, algo esperado ya que al tener una forma más suave los ángulos de corte que presenta son más constantes y tienen menos variabilidad que los de la espiral L.



(a) (b) (c)

Figura 6: Espiral C: Trayectoria generada (a), curvatura (b) y ángulo de corte (c)

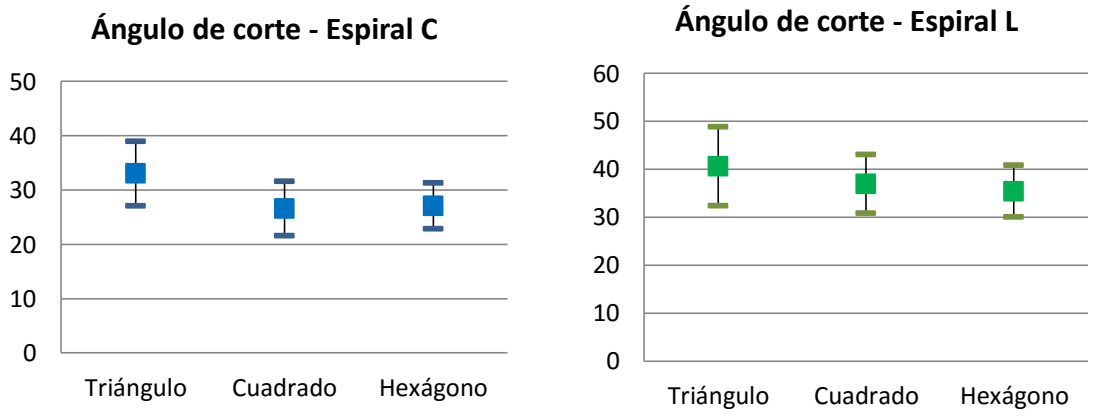


(a) (b) (c)

Figura 7: Espiral L: Trayectoria generada (a), curvatura (b) y ángulo de corte (c)

También se observa la influencia de la geometría de la frontera. Para un mismo tipo de espiral las fronteras triangulares presentan cambios de dirección más bruscos y por lo tanto curvaturas más oscilantes, frente a las fronteras cuadradas o hexagonales. Aunque el número de picos es mayor en fronteras con más cambios de dirección (hexagonales en este caso), las variaciones son más suaves (picos menores).

En lo que respecta a la geometría de la frontera se observa como el ángulo de corte medio y su variabilidad son mayores en las geometrías con menor ángulo entre sus lados (cambios de dirección más bruscos).



(a) (b)

Figura 8: Valores del ángulo de corte medio y variabilidad en espiral C (a) y espiral L (b)

3.2. Serie 2: Variación de la relación de aspecto.

Para la realización de esta serie se ha tomado como geometría de frontera base el cuadrado, realizando los ensayos para una superficie cuadrada y otra rectangular. Se ha procedido de forma similar a la serie anterior, obteniendo la trayectoria que cubre el 100% de la superficie de cajeado en la situación más desfavorable, que en esta ocasión es la superficie rectangular. La trayectoria del cajeado cuadrado se ha obtenido manteniendo la misma longitud del cajeado rectangular.

Se vuelve a apreciar las mismas diferencias que en el caso anterior entre las curvaturas y ángulos de corte de la espiral L y la espiral C.

En cuanto a la forma de la región, los valores máximos de curvatura son algo mayores en la geometría rectangular que en la cuadrada para los dos tipos de espirales. Lo mismo ocurre con la altura de los picos, la geometría rectangular presenta unas variaciones de curvatura más acusadas.

El ángulo de corte medio es muy parecido para las dos geometrías, pero la rectangular presenta una variabilidad mayor, con picos más acusados que hacen menos estable el valor puntual del ángulo.

3.3. Serie 3: Variación de la longitud del recorrido.

En esta serie se ha usado como base una región cuadrada, y se ha generado la trayectoria de longitud mínima que garantiza el mecanizado de la totalidad de la superficie. Se han generado para compararla dos trayectorias adicionales, un 10% y un 25% más largas.

Las diferencias entre las curvaturas y ángulos de corte de la espiral L y la espiral C se mantienen según se ha comentado anteriormente.

La gráfica de curvatura obtenida para un mismo tipo de espiral es semejante para las tres longitudes estudiadas. La única diferencia es el número de picos, que aumenta al aumentar la longiutd de la trayectoria, aunque la altura de éstos es también semejante.

En la espiral C los ángulos de corte obtenidos disminuyen al aumentar la longitud de la trayectoria, pero la variabilidad del ángulo es igual en las tres trayectorias independientemente de su longitud. En la espiral L la disminución del ángulo corte al aumentar la longitud de la trayectoria es más acusada. Se aprecia que al aumentar la longitud también aumenta la variabilidad del ángulo, se obtienen ángulos de corte más pequeños pero con variaciones más acusadas.

Tabla 1: Datos numéricos de los ensayos

	Espiral C				Espiral L			
Tipo de ensayo	**nº de vueltas**	**Longitud**	**Ángulo de corte**	**Desviación típica**	**nº de vueltas**	**Longitud**	**Ángulo de corte**	**Desviación típica**
Frontera								
Triángulo	20.5	4682.90	33	5.96	6	1954.08	40.53	8.22
Cuadrado	19.4	4671.92	26.54	4.98	6.7	1944.72	36.90	6.14
Hexágono	19.1	4683.21	27.05	4.26	7	1944.79	35.39	5.40
Relación de forma								
Cuadrado	16.6	4006.97	27.1189	5.24	7.7	2236.53	34.32	6.52
Rectángulo	17.2	3993.75	26.4386	7.51	7.5	2245.59	35.48	7.18
Longitud de trayectoria								
Lmin	12.1	2922.94	29.29	4.75	6	1755.25	39.48	5.89
1,1·Lmin	13.3	3220.26	28.56	4.93	6.6	1939.09	37.19	6.11
1.25·Lmin	15.15	3648.01	27.61	5.03	7.5	2192.93	34.71	6.47

4. Discusión de resultados

En los resultados obtenidos se observan las diferencias entre la espiral C y la espiral L. La espiral L se adapta mejor a la geometría de la frontera lo que permite mecanizar la totalidad de la superficie con trayectorias más cortas en las que la espiral da menos vueltas. La espiral C necesita trayectorias más largas para efectuar la totalidad del vaciado, pero lo hace con trayectorias más suaves y con menores ángulos de corte medios.

En los ensayos se observa que las trayectorias generadas a partir de espirales L presentan unos tiempos de mecanizado menores (trayectorias más cortas), pero necesitan mayores fuerzas de corte (mayores ángulos de corte) y tendrán cambios de dirección y velocidad bruscos, lo que puede generar problemas de vibraciones, desgaste de la herramienta, mal acabado superficial, etc.

La trayectorias generadas a partir de espirales C son más largas, pero permiten mayores velocidades de mecanizado, ya que al tener trayectorias más suaves y estables no se producen unos cambios de velocidades tan acusados. Además la necesidad de realizar trayectorias más largas provocará que haya más solapamiento en las trayectorias y por lo tanto mejor acabado superficial.

Los ensayos realizados también muestran la influencia de la geometría del cajeado. De forma general para ambos tipos de espiral, si la frontera presenta una geometría más angulosa o deformada, las trayectorias generadas serán menos suaves con cambios de dirección más acusados, y los ángulos de corte que presentarán serán mayores y menos constantes. Para espirales C, si la geometría es demasiado esbelta o con ángulos muy acusados, se necesitarán trayectorias excesivamente largas (espirales con muchas vueltas) para poder cubrir la totalidad de la superficie. Las trayectorias espirales mejoran sus características cuanto más suave sea la geometría del cajeado (más cercana al caso ideal de una circunferencia).

Los resultados muestran que pequeños aumentos de longitud en la trayectoria no tienen demasiada influencia en la curvatura de las trayectorias. Sin embargo sí afecta más al ángulo de corte, puesto que longitudes mayores crean trayectorias con más espirales, y por tanto la cantidad de material mecanizado en cada pasada disminuye, y con ello la fuerza de corte.

5. Conclusiones

Se presenta un método para comparar estrategias de vaciado en base a parámetros (geometría de la frontera, relación de aspecto y longitud de trayectoria) y variables geométricas (ángulo de corte y curvatura). A modo de ejemplo el método se ha aplicado a dos trayectorias espirales (espiral conforme y espiral lineal).

Los resultados de la simulaciones muestran la importancia de la estrategia de generación de la espiral en la curvatura de la trayectoria y los ángulos de corte.

Las espirales L se adaptan mejor a estrategias de mecanizado en las que no se trabaje a grandes velocidades ni se necesiten acabados superficiales exigentes, pero requieran tiempos de mecanizado pequeños.

Las espirales C serían más adecuadas para mecanizados de alta velocidad, donde la suavidad de la trayectoria permite mayores velocidades y compensa una longitud de trayectoria mayor.

Las observaciones que se han realizado en este trabajo son de tipo cualitativo y se requerirán de futuros esfuerzos de investigación posteriores para obtener resultados cuantitativos más rigurosos.

6. Referencias

[1] M. Held. On the computational geometry of pocket machining 1st ed., Germany: Springer; (1991).

[2] J.A. Stori, P.K. Wright. Constant Engagement Tool-Path Generation for Convex Geometries, J. Manuf. Syst., 19 (2000),172–184.

[3] Wang, P. Jang, J.A. Stori. A Metric-Based Approach to Two-Dimensional (2D) Tool-Path Optimization for High-Speed Machining, J. Manuf. Sci. Eng., 127 (2005).

[4] M. Held, C.A. Spielberger. A smooth spiral tool path for high speed machining of 2D pockets, Comput.-Aided Des., 41(2009), 539-550

[5] M.B. Bieterman, D.R. Sandstrom. A curvilinear tool-path method for pocket machining, Journal of manufacturing science and engineering, 125 (2003), 709-715.

[6] J. Chuang, D.C.H. Yang. A laplace-based spiral contouring method for general pocket machining, Int J Adv Manuf Technol, 34 (2007), 714–723.

[7] P. Romero-Carrillo, R. Dorado, F.A. Díaz-Garrido, R. López-García. Spiral pocketing by conformal mappings, AIP Conf. Proc. 1431, 54 (2012)

[8] P. Romero-Carrillo, E. Torres-Jiménez, R. Dorado, F.A. Díaz-Garrido. Analytic construction and analysis of spiral pocketing via linear morphing, Computer-Aided Design 69 (2015), 1-10

[9] F. Guerrero-Villar, R. Dorado-Vicente, P. Romero-Carrillo, R. López-García, J. Mercado-Colmenero. Computation of Instantaneous Cutter Engagement in 2.5D Pocket Machining, Procedia Engineering, 132 (2015), 464-471

[10] N. M. Patrikalakis, T. Maekawa. Shape interrogation for computer aided design and manufacturing. Springer Science, (2009). ISBN: 3540424547

Especificación geométrica de piezas en 3D mediante un brazo de medición para su verificación y calibración

R. Lorente-Pedreille[1], M. A. Sáenz-Nuño[2]

[1]*Centro Español de Metrología. rlorentep@cem.minetur.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. ICAI - Universidad Pontificia Comillas. msaenz@comillas.edu*

Este artículo describe un procedimiento de calibración con la máquina "Brazo de Medición" a partir de piezas no calibradas. Es un proceso de ingeniería inversa, en el que se analiza una pieza determinada, con el objetivo de hallar sus dimensiones, tolerancias dimensionales y geométricas e incertidumbres asociadas.

1. Introducción

Este artículo describe el primer paso hacia la creación de un procedimiento de calibración para un "Brazo de Medición" por contacto a partir de piezas no calibradas. La premisa de la que parte este estudio es que a través de la repetición de series de medidas y el estudio de los resultados obtenidos puede llegar a obtenerse un procedimiento de calibración utilizando un artefacto no calibrado.

Los objetivos principales en la investigación desarrollada fueron:

- Estudio de la variación en las medidas e incertidumbres de una pieza en función de las distintas posiciones en las que se mide.
- Estudio sobre la viabilidad de establecer un procedimiento estándar para la calibración del brazo de medición a partir de piezas no calibradas.

Para llevar a cabo esta tarea, se partió de una pieza no calibrada. El objetivo inicial era hallar sus dimensiones, sus tolerancias dimensionales y geométricas, con el correspondiente cálculo de incertidumbres posterior, en distintas posiciones de medida del volumen de medición.

Mediante la comparación de los resultados obtenidos en las distintas posiciones se dedujeron los factores de incertidumbre que afectaban al brazo y su variabilidad según la posición, distribución del peso, y sujeción de la pieza elegida en todo el volumen de medición.

Por último, a partir de los resultados y conclusiones obtenidos, se estudió la viabilidad de crear un procedimiento de calibración para el brazo de medición mediante el uso de piezas no calibradas.

2. Análisis del mensurando y volumen de medición

2.1. Mensurando: Descripción de la pieza de medición.

La pieza a emplear no estaba calibrada, de medidas desconocidas y sin plano de fabricación disponible. Para poder tomar las medidas de la pieza, y elegir los elementos geométricos que se pretendían evaluar, se crearon planos técnicos de referencia que permitieran desarrollar todo el proceso en detalle. La pieza escogida cuenta con una geometría variable (caras planas, redondeos, angularidades, etc.) pero es a la vez pequeña y fácil de manejar y sujetar. cA continuación se muestra la pieza elegida, cuyas medidas se obtuvieron con un pie de rey de resolución 0.02 mm.

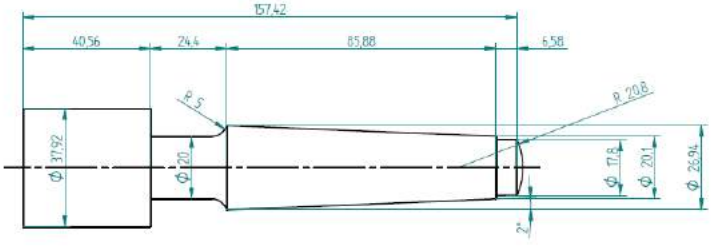


Figura 1: Plano de partida de la pieza no calibrada.

2.2. Posicionamiento de la pieza: sujeciones

La sujeción de la pieza era uno de los puntos más importantes para la toma de medidas ya que había que analizar diversas posiciones, en direcciones distintas, algunas de ellas con cierta inclinación. Se necesitó asegurar la pieza, para evitar desplazamientos durante la medición, y al mismo tiempo, mantener despejada la máxima superficie posible, para tomar puntos lo más distribuidos posible, y no dificultar el acceso del brazo al efectuar las medidas.

Para lograr nuestros objetivos, se procuró usar las sujeciones más sencillas posibles, entre ellas una mesa reclinable, piezas prismáticas de caras rectificadas (para alcanzar la altura deseada en cada caso), mordazas y bridas, etc. Dada la longitud de la pieza, si sólo se mantuviera sujeta por un extremo (con la mordaza), al ejercer fuerza en el extremo opuesto durante la medición, se podría originar un giro en la pieza. Para evitar esto, se usaron unos elementos cilíndricos de distintos tamaños y de extremos roscados, que se fijan a la mesa de planitud y alcanzan la altura deseada, pudiendo apoyar el extremo en voladizo sobre ellos, asegurando que no se produjese ningún movimiento no deseado durante el procedimiento.

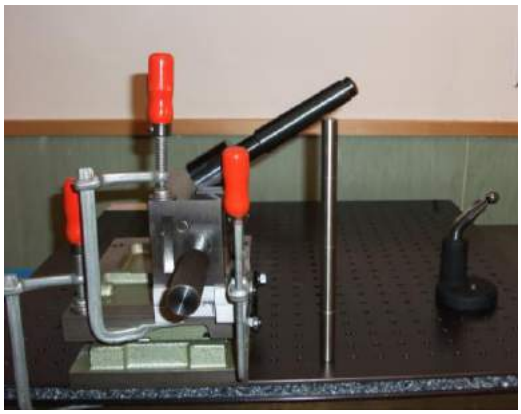


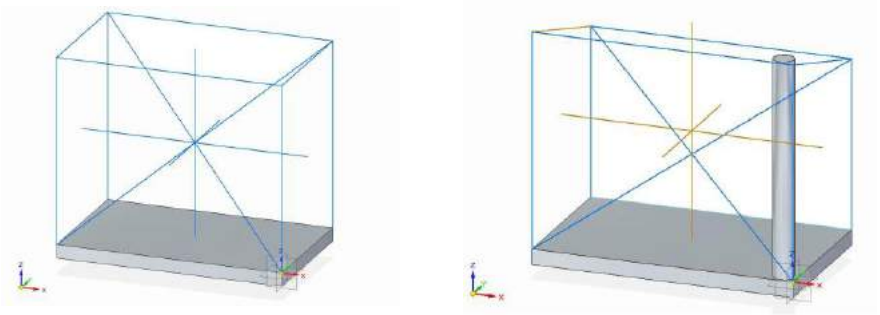
Figura 2: Ejemplo sujeción de la pieza con inclinación.

2.3. Elección de las posiciones de medida

El procedimiento de calibración a elaborar se basó en el análisis de la variación de las medidas obtenidas en distintas posiciones de medición de una misma pieza, repartidas por todo el volumen de medición. Por lo tanto, se necesitó determinar cuáles eran las posiciones más interesantes, siendo las que cumplieran que dieran una información fiable y representativa de los factores de incertidumbre del brazo de medición.

Se analizó todo el volumen de medición (aproximadamente de 0,13 m^3), para así caracterizar el comportamiento del sistema y poder determinar el peso de los distintos factores de incertidumbre que afectaban a nuestra máquina.

Por tratarse de un brazo de medición manual, el volumen de medición dependerá también de la destreza del operario para alcanzar distintas zonas del volumen con el brazo. Así, en cada caso se podrá llegar a construir un volumen real como los muestran las siguientes figuras.



(a) (b)

Figura 3: Volumen de medición total (a) y real (b).



Figura 4: Brazo de medición por contacto Faro Arm Edge (Volumen de medición de 1m aprox.).

Una vez determinado el volumen de medición del que se disponía, se decidió caracterizarlo siguindo las diagonales principales, los planos medios y los planos más alejados del brazo, siguiendo así la sistemática de calibración de las MMC (Máquinas de calibración por coordenadas).

Dentro de cada plano, hubo que considerar al menos tres direcciones: horizontal, vertical y diagonal. Para cada dirección, se consideraron al menos 3 posiciones: dos en los extremos y una central. Y para cada una de las posiciones, dos posibles orientaciones de la pieza, que se nombraron "A" y "B". Por lo tanto, por cada dirección principal incluída en el estudio, se evaluaron 6 posiciones distintas, que caracterizaban esa dirección principal.

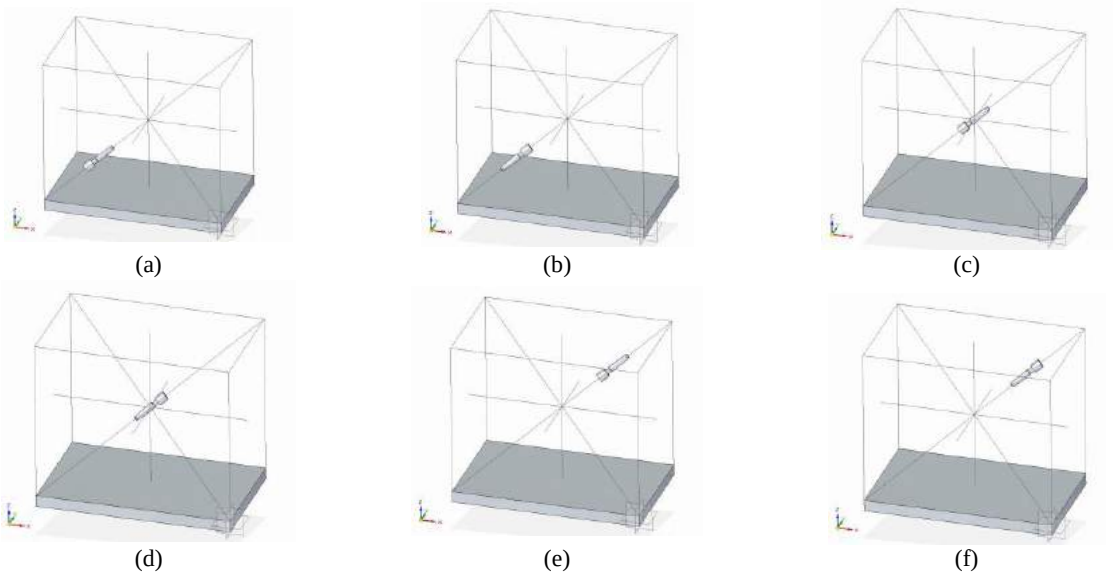


Figura 5: Caracterización completa de una diagonal principal del volumen de medicion.

Del estudio de estas zonas, resultó un total de 84 posiciones iniciales entre las cuales se eligieron las más significativas, descartando aquellas posiciones que supusieran una contribución menos significativa. Por ejemplo, dada la longitud de la pieza, en determinadas direcciones, (por ejemplo, en las direcciones horizontales que coinciden con el lado más estrecho del volumen de medición), las tres posiciones consideradas para una misma dirección se superponían entre sí. Por lo tanto se decidió descartar las posiciones laterales de cada dirección y conservar las centrales.

Finalmente, tras el estudio de las posiciones, y tras hacer los descartes comentados, se escogieron las 24 posiciones más representativas, en las cuales se evaluaron todas las dimensiones y tolerancias de la pieza. Las posiciones elegidas se encontraban dentro de los planos frontal, izquierdo y centrales del volumen de medición, así como en las diagonales principales del volumen de medición. Para diferenciarlas, se estableció un sistema de nomenclatura concreto. Así, una posición denominada *"PlnFrontDiag1Pos1B"* se trataba de la posición de la

pieza en el Plano Frontal del volumen de medición *("PlnFront…")*, en la recta llamada diagonal 1 de dicho plano *("…Diag1…")*, en la primera posición de las tres posibles a lo largo de esa recta *("…Pos1…")* en la orientación denominada B *(…B")*.

3. Obtención de medidas

3.1. Procedimiento de medición: Características metrológicas a estudiar

Tras elaborar el plano de la pieza para su estudio, fue muy importante definir el orden de medición. Dado el considerable número de parámetros a medir, era muy posible una errónea obtención de medidas si no se establecía un control y un orden en el proceso de medición [1]. Además, se estudiaron las distintas características metrológicas que mejor podrían definir la pieza, pero que a su vez fueran evaluables mediante el brazo de medición en cada posición. De esta manera, los resultados obtenidos en cada medición, para cada posición, pudieron ser comparados entre sí para el estudio de la variabilidad de la medidas.

Se confeccionaron planos en el que se definieron los elementos geométricos que componen la pieza y de interés para el estudio, las características dimensionales y las características geométricas que se evaluaron.

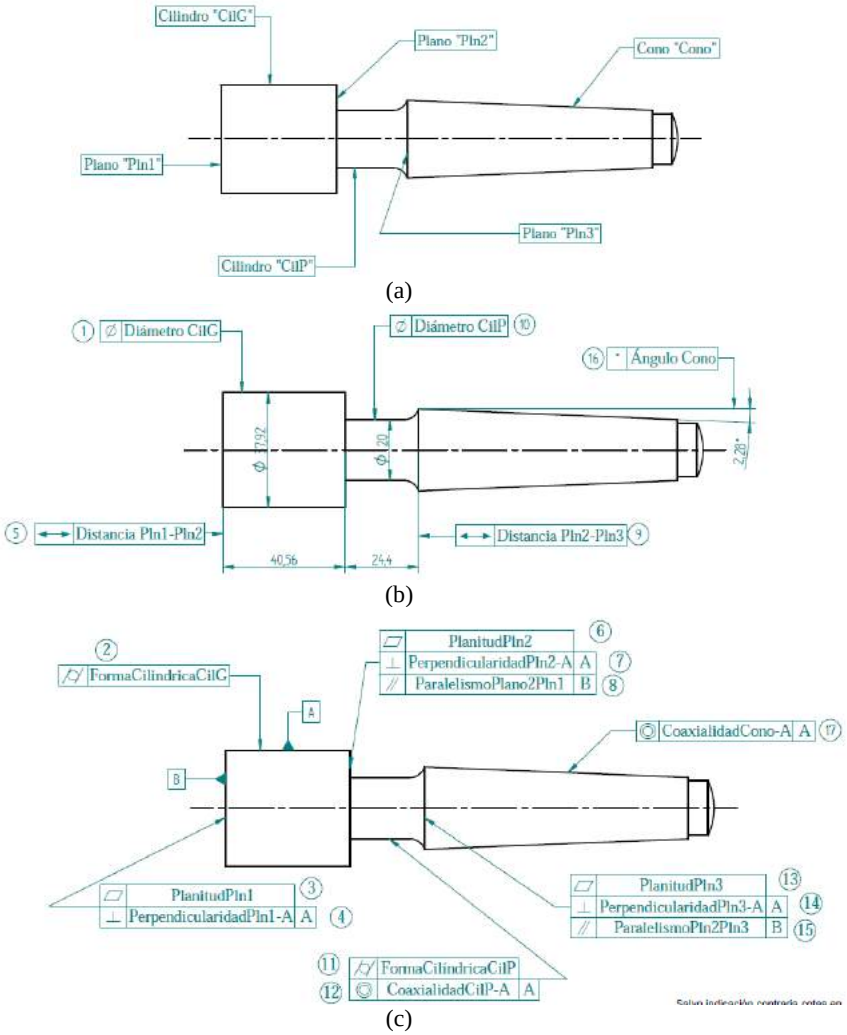


Figura 6: Planos para caracterización de los elementos geométricos (a), características dimensionales (b) y geométricas (c) que se midieron sobre la pieza no calibrada.

En total se midieron 6 elementos geométricos con el software Calypso (versión 4.0.1) en cada una de las 24 posiciones seleccionadas (entre paréntesis figuran los nombres que se les han asignado y que aparecerán en las tablas resultado del programa):

- Dos cilindros (CilindroG y CilindroP)
- Tres planos (Plano1, Plano2 y Plano3)
- Un cono (Cono)

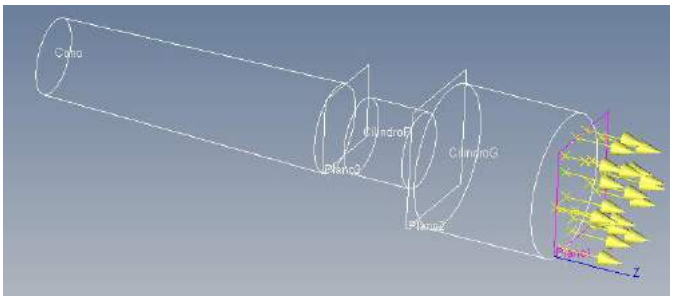


Figura 7: Ejemplo de definición de elemento a partir de los puntos palpados mediante el software Calypso.

En el apartado de evaluación de defectos de forma del programa, se caracterizaron las tolerancias geométricas (según ISO 1101), distancias y demás medidas que se había decidido evaluar. Finalmente se eligieron en total 17 parámetros a evaluar en cada posición, los cuales han resultado suficientemente representativos, tal y como demostraron los resultados finales del estudio. Dichos parámetros fueron:

Tabla 1: Características geométricas (entre paréntesis los nombres empleados en tablas de resultados).

• Diámetro del primer cilindro (DiámetroCilG)	• Diámetro del segundo cilindro (DiámetroCilP)
• Cilindricidad del primer cilindro (FormaCilíndricaCilG)	• Cilindricidad del segundo cilindro (FormaCilíndricaCilP)
• Planitud del primer plano (PlanitudPln1)	• Coaxialidad del segundo cilindro respecto a la referencia A (CoaxialidadCilPA)
• Perpendicular entre el primer plano y la referencia A (PerpendicularidadPln1A)	• Planitud del tercer plano (PlanituPln3)
• Distancia entre los planos 1 y 2 (DistanciaCartesPln1Pln2)	• Perpendicularidad entre el tercer plano y la referencia A (PerpendicularidadPln3A)
• Planitud del segundo plano (PlanituPln2)	• Paralelismo entre el segundo y tercer plano (ParalelismoPln2Pln3)
• Perpendicularidad entre el segundo plano y la referencia A (PerpendicularidadPln2A)	• Angulo del cono (ÁngulodeconoCono)
• Paralelismo entre el primer y el segundo plano (ParalelismoPln2Pln1)	• Coaxialidad del cono respecto a la referencia A (CoaxialidadConoA)
• Distancia entre el segundo y tercer plano (DistanciaCartesPln2Pln3)Artículo	

3.2. Tratamiento de las medidas obtenidas.

Cuando quedaron definidos todos los elementos, se procedió a la evaluación de todas las características previamente definidas. Mediante el palpado de puntos en las superficies de la pieza, se caracterizó cada elemento geométrico.

Para todos las mediciones se utilizó el criterio de Chebychev, y se midió cada parámetro 10 veces en cada posición. Es decir 10 medidas de lo mismo en cada posición, en 24 posiciones, dan un total de 240 valores por característica geométrica medida sobre la misma pieza, modificando simplemente la posición de la pieza.

4. Resultados

4.1. Cálculo de incertidumbres

Para cada característica dimensional y geométrica, se generó una tabla de cálculo de incertidumbres. Dado que en la actualidad no existe un procedimiento estándar calibración de brazos de medición, no existen unas contribuciones a la incertidumbre pre-establecidas.

Para el objetivo de esta investigación, en la que se pretende estudiar la viabilidad de un procedimiento de verificación y calibración de brazos de medición, las contribuciones a la incertidumbre para la evaluación del procedimiento son aquellas recomendadas en las series de normas para MMC's [2, 3]. Así mismo, no se han tenido en cuenta las covarianzas por no ser significativo para la evaluación del sistema.

Se consideraron, por tanto, los siguientes factores de incertidumbre:

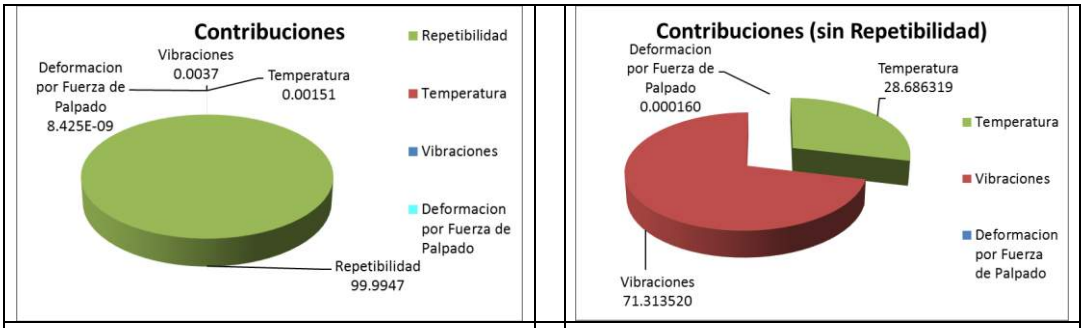
- *Repetibilidad*: Incertidumbre tipo A, calculada según GUM.
- *Resolución*: Incertidumbre tipo B, calculada según GUM.
- *Temperatura*: Incertidumbre tipo A, calculada según GUM. Se consideró dilatación lineal, como primera aproximación:

  $$\Delta L = L \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

  Donde ΔL es la desviación total que pueda sufrir la pieza, α el coeficiente de dilatación lineal por temperatura, de valor fijo, y ΔT es la diferencia de la temperatura del laboratorio respecto a 20ºC.

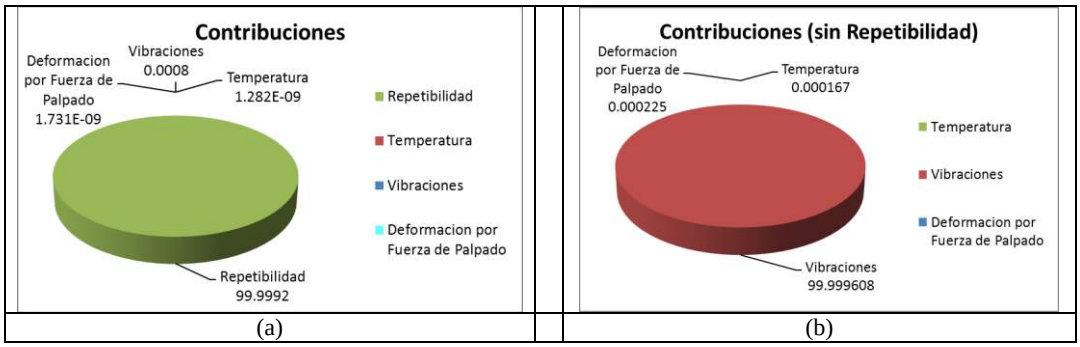
  También se calculó la compensación térmica en el equipo de medición, que resultó despreciable frente a esta contribución.
- *Vibraciones*: con un valor de 1µm (parámetro característico del laboratorio). Incertidumbre tipo B, calculada según GUM.
- *Deformación por fuerza de Palpado*: Caracterizándolo mediante un dinamómetro y suponiendo deformación elástica del material [4, 5]. Incertidumbre de tipo B, calculada según la GUM.

Además de la tabla de cálculo de incertidumbre, por cada parámetro estudiado, se evaluó el impacto de los distintos valores de incertidumbre, observándose de manera general que la contribución de incertidumbre de mayor impacto resultó ser la repetibilidad de las medidas, mientras que el resto tenían menor relevancia.



(a) (b)

Figura 8: Peso de las disntintas contribuciones de incertidumbre sobre el total (en tanto por ciento) para la característica de tipo dimensional "DiámetroCilG".



(a) (b)

Figura 9: Peso de las disntintas contribuciones de incertidumbre sobre el total (en tanto por ciento) para la característica de tipo geométrico "FormaCilíndricaCilG".

4.2. Evaluación de los resultados de medición

Se comprobó que realmente la principal fuente de incertidumbre en este tipo de equipos está asociada a la repetibilidad de las mediciones. Son equipos manuales donde la destreza del operario es crítica, así como la habilidad para situar la pieza en la zona de trabajo óptima. No tendría así sentido tratar de disminuir la incertidumbre con condiciones ambientales más precisas, cuando su influencia es mucho menos significativa.

Este procedimiento resulta ser muy útil para evaluar el conjunto equipo+operario como un sistema conjunto de medición.

Los valores medios e incertidumbres obtenidos para cada característica se resumen en la tabla comparativa que se muestra a continuación:

	Nº	Nº Geom.	Nº Dim.	Valor Calibre	Valor Máx Geom.	Medida	Incertidumbre expandida (K=2)
Diametro CilG	1		1	37.92		37.95	0.02
Forma Cilindrica CilG	2	1				0.3348	0.04
Planitud Pln1	3	2				0.3645	0.03
Perpendicularidad Pln1-A	4	3				0.42	0.03
Distancia Cartesiana Pln1-Pln2	5		2	40.56		40.5	0.01
Planitud Pln2	6	4				0.4478	0.05
Perpendicularidad Pln2	7	5				0.6347	0.06
Paralelismo Pln2-Pln1	8	6				0.609	0.06
Distancia Cartesiana Pln2-Pln3	9		3	24.4		24.2	0.7
Diámetro CilP	10		4	20		20.035	0.007
Forma cilíndrica CilP	11	7				0.1757	0.01
Coaxialidad CilP A	12	8				1.3266	0.1
Planitud Pln3	13	9				6.5367	0.9
Perpendicularidad Pln3A	14	10				5.3618	0.4
Paralelismo Pln2-Pln3	15	11				5.353	0.4
Ángulo de Cono	16		5	2.28		2.42	0.03
Coaxialidad Cono - A	17	12				1.5923	0.2

Figura 10: Tabla resumen de resultados.

4.3. Conclusiones

En general, se apreció que las incertidumbres de las características dimensional son bastante más bajas, y la influencia de la repetibilidad es ligeramente menor. Esto se debe a que están tomadas con el brazo de medición; dicha máquina está diseñada para medidas dimensionales, pero no para el control de defectos de forma. Así, las tolerancias geométricas no aportan información cuantitativa relevante para evaluar el comportamiento del instrumento, pero sí cualitativa.

Si se evalúan por tanto las características dimensionales de la pieza no calibrada, se observa que la incertidumbre asociada a la mayoría de las medidas es muy baja y casi despreciable frente al valor de la magnitud medida. Lo que demuestra que es posible caracterizar el brazo a través de una pieza no calibrada, mediante el estudio de la variabilidad de un parámetro a lo largo de todo el volumen de medición. Podríamos decir que basta con calibrar en una zona del volumen y cualificar el resto con respecto a éste, tal y como se propone en las CMM.

Mediante el proceso descrito en este artículo, es posible establecer un procedimiento de verificación yt alibración para brazos de medición, aún empleando una pieza no calibrada a modo de mensurando. Esta posibilidad resulta muy interesante cuando se carecen de patrones; y, como es en el caso de brazos de medición, no existe una norma consensuada para la calibración de estos sistemas.

Un línea futura sería utilizar una pieza no calibrada de mayor tamaño. La pieza usada tenía una longitud igual a la cuarta parte de la diagonal del volumen de medición. Una pieza de mayor longitud permitiría realizar medidas en menos posiciones, pero cubriendo todas las zonas de interés. De esta forma, se podrían hacer más medidas por cada posición estudiada, pero minimizando tiempos (y por lo tanto, reduciendo costes) al reducir el número de montajes diferentes. Con un mayor número de datos, se obtendría una mayor precisión y fiabilidad en el estudio de la variabilidad del procedimiento, mejorando aún más los resultados presentes.

5. Bibliografía y referencias

[1] JCGM 2013 Evaluation of Measurement Data—Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement

[2] Serie de Normas ISO 15530: Geometrical Product Specifications (GPS) - Coordinate measuring machines (CMM): Technique for determining the uncertainty of measurement

[3] Serie de Normas ISO 10360: Geometrical product specifications (GPS) - Acceptance and reverification tests for coordinate measuring machines (CMM)

[4] James F. Shackelford, "Introducción a la ciencia de materiales para ingenieros", Pearson Madrid, 2006

[5] Luis Ortiz Berrocal, "Resistencia de materiales", McGrawHill, Madrid, 2009

Incremental sheet forming with tool steel SAE 1045

P.J. Silva[1], A.J. Alvares [2]
[1]*Dpto of mechanical Engineering. Universidad de Brasilia. p.josue.rs@gmail.com*
[2]*Dpto of mechanical Engineering. Universidad de Brasilia. alvares@alvarestech.com*

The incremental sheet forming process is a forming technique of interest from university and industry due to its low cost and its high production flexibility. Aiming at full understanding of the process, was carried out an experimental study using simple geometry parts forming assays for analysis of the relationship between the tool wear, surface roughness and the final quality of the tested piece. Upon completion of forming tests using galvanized steel SAE 1045 steel tool, it follows that a SAE 1045 steel tool can conform a small batch of galvanized steel parts with a thickness of 0.95 mm, with low wear on the tool tip and obtaining final piece with good surface quality.

1. Introduction

The ISF – Incremental Sheet Forming is an innovative forming process capable to produce plates of complex geometry using the CNC – Computer Numeric Control, technology already widelyspread out in the metal manufacture industry. It has three main advantages the low cost of machine preparation, the use of NC – Numeric Control machinning three axes and great flexibility, as new products are obtained by changing only its Computer-Aided Design model, thus allowing small batch production [1]. The process of SPIF - Single Point Incremental Sheet Forming - is one of the most common ISF process and it is relevant both industrially as scientifically to allow the production of complex geometry parts in a short time without using matrix and with high complexity puncture. The SPIF basically consist in a sheet forming process where the sheet is fixed to a device and by an hemispherical shaped tool follows a path programmed by a CNC machine, as shown sketch in Fig. 1.

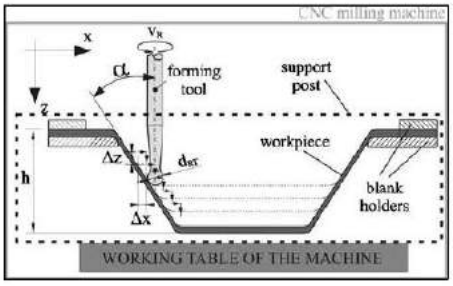


Figure 1: Basic principle of the SPIF process [3]

In Figure (1) α is the forming angle, Vr is the tool rotation speed and Δx-Δz are the forward steps in x and z of the process.

The SPIF has been a widely used type of ISF process and very investigated in the industry. The state of the art, applications, fundamentals and potential are described by Jeswiet et al. 2005 [4], Jackson and Allwood 2009 [5] and by Martins et al. 2008 [6].

In order to introduce incremental sheet forming as a process that can be used as rapid prototyping of metal plates, is important to improve their devices and tools. As the process uses a simple tool, it's higher cost is to manufacture the fixing device.

One of the major obstacles to the industrial application of the ISF is related to dimensional error between the model and the real part due to the elastic deformation that occur in the process. To offset these effects, there are some features that can vary widely according to the geometric complexity of the product, which demand correction and possible adjustment. In ISF systems using lower tool (with cavity or protrusion), this format is

already fixed, taking into account the elastic deformations which occur during the forming process (spring back). However, the use of tools-support burdens the process, which is opposed to one of the main promises of the ISF that is the low cost tooling [2].

All the tools, used for cutting or conformation, have an useful lifetime, which usually will be closely linked to productivity or the quality of the desired final piece.

In this context, the tool wear analysis in SPIF process becomes an important parameter for process cost management, the useful life analysis and also in the management of surface quality of the final piece.

In Silva and Alvarez in 2016 by analyzing tool wear in SPIF processes, they showed the major types of wear that the tool may experience, as shown in Fig. 2. And also analyzed the wear of a tool steel SAE 1045 when conform plates made of aluminum 1050, where processing after 600 minutes, found that the tool has suffered no wear.

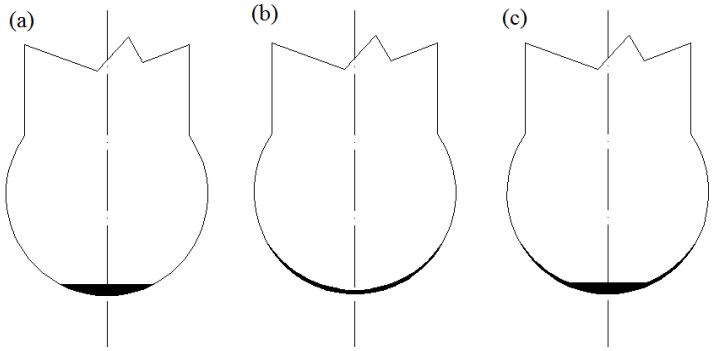


Figure 2: Types of wear , (a) top wear, (b) top wear angled and (c) total wear [7]

For effective wear analysis steel forming tool SAE 1045 in SPIF process, in order to continue the studies will be conducted new conformation test, this time with galvanized steel sheet, a material with greater mechanical resistance than aluminum 1050 used by Silva and Alvares in 2016.

2. Experimental Setup

The SPIF forming process can be divided into the following steps: a description of the material used, the definition of process parameters, CAD / CAM programming, the sheet fixing and carrying out the process.

The materials used in this process are basically the sheet to be formed, the forming tool, lubricating oil, machine CNC - Computerized Numerical Control.

The sheet is galvanized steel with an average hardness of HRB 52 with 0,95x10-3m thick, square shaped 190x10-3m. The forming tool as shown in Figure 3, is SAE 1045 steel, length 100x10-3 m, rolled 1045 steel with a hardness of 179 HB and tensile strength of 570MPa, tensile strength without annealing or surface polishing, and tool tip diameter is 12,53x10-3m. For lubrication was used in each test 5x10-6dm³ lubricating oil VG 68. The CNC machine ROMI D600 with Siemens panel is used for realization of the tests. The profile projector helps in comparing the initial profile and end of the play. With the roughness measurements are made for analysis of surface quality of the final piece.

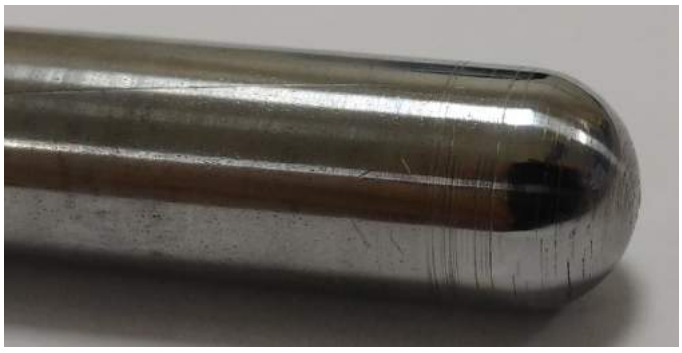


Figure 3: Forming tool

The input parameters in the processing machine are Ap (z vertical step, or increment in z axis), Forward [f] (increase of velocity in the horizontal plane XY) and rotation (S). It was decided that the vertical step (Rev.) would be constant at 0.2 mm. To advance the input values are 600, 1200 and 2400 mm/min, combined with changes in the rotation values of 600, 1200 and 2400 RPM.

After defining the parameters to be used is carried out the programming of practical experiments was carried out using the DOE ++ experiments planning software. The mathematical method used for the experimental design was the Taguchi method where this convergent method reduces the number of experiments necessary for the full understanding of the process. With the inserter of the input and output variables of the DOE ++, we obtained the table 01 for carrying out the tests. Which will be used to analyze the interaction of variables.

Table 1: Input parameters

Tests	Ap [mm]	Forward (f) [mm/min]	Rotation (S) [RPM]
1	0,2	600	600
2	0,2	600	1200
3	0,2	600	2400
4	0,2	1200	600
5	0,2	1200	1200
6	0,2	1200	2400
7	0,2	2400	600
8	0,2	2400	1200
9	0,2	2400	2400

The path to be traveled by the forming tool on the sheet is defined by the model in CAD, figure 6, which is inserted in the CAD/CAM where is generatd the G code that will be inserted at the CNC machine. To perform the movements were used the Software ESPRIT CAM with a finishing strategy with a helical tool path with a minimum angle of 1 degree helix, Figure 4. The helicoidal path of the tool reduces efforts and the marks left on the workpiece in compare with line path. The parameters used for CAM programming are shown in Table 1.

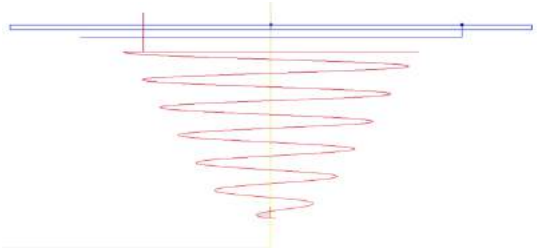


Figure 4: Helicoidal path of the tool

The fixing of the sheet to be formed was carried out by a plate press device, where the plate is attached by 12 M12 bolts, wherein the bolts received a clamping 76Nm with a snap torquemeter Tramontina Pro. In Figure 5 is shown the fixing device in the machine table and the attachment of aluminum foil.

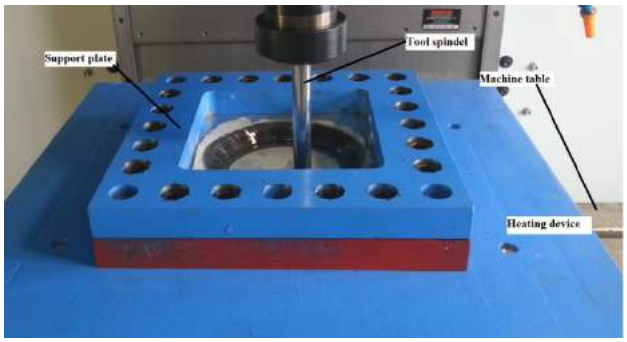


Figure 5: Fixing device

The execution of each test will be completed after the forming of 10 (ten) pieces or when the tool has reached its end of life suffering wear 0.15mm, because the study aims to analyze the tool wear. The piece used is an existing piece in the literature, with profile design as shown in Figure 6.

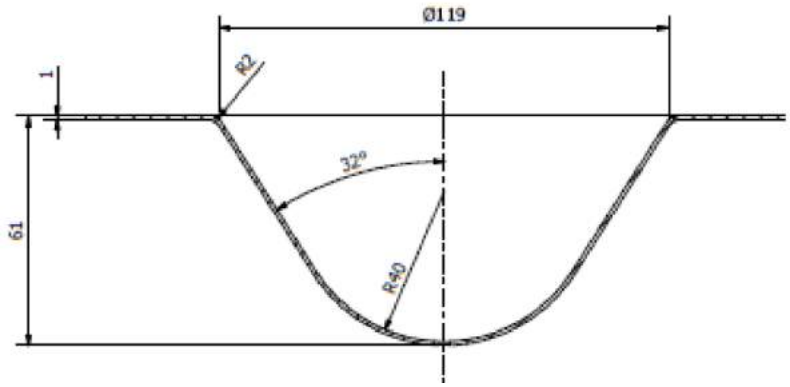


Figure 6: Profile design ot the sheet

After completion of the ISF tests, it follows for the analysis of tool wear and workpiece surface finish formed.

The wear analysis was made by a comparison between the initial profile of the tool and the end profile there of after completion of forming tests, using a profile projector, Hexagon JT12A-B, see Figura 7.

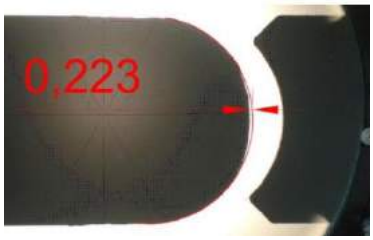


Figure 7: Piece feature used (units in milimeters)

For the analysis of surface finish of the final piece will be used a mitutoyo rugosimeter SJ-310 with a resolution of 0.002 microns. The profile of the average roughness (Ra) surface of the piece is obtained by the arithmetic mean of 10 measurements performed on each piece.

3. Experimental analysis and results

After performing the tests with the input data contained in Table 1, it was observed that all tests were successful in forming of the final part, except test 9. The same test had to be stopped to preserve the security of the machine and operator, because the temperature of the test went beyond 513K, temperature above of the flash point of the VG68 lubricant which is 509K. The figure 8 shows the tool after forming, showing the results of the super unwanted heating process, considering that the tool filed color change and there for scale formation, ie small parts of the plate at the tool tip casting.

To Controlling of the temperature at specific points we used an infrared thermometer brand model FU 900 EN 00 with temperature range -50 to 900 degrees Celsius with accuracy of ± 1.5 degrees. To Obtain an overview of the process we used to brand thermal camera FLIR I40 (-20 to 350 ° C) with an accuracy of ± 2 °.



Figure 8: Forming tool after completion of test 9

All the executed parts were analyzed, generating the table 2 we can see the relacion of all the test together with the results of wear tool, time of conformation, amount of conformed parts and roughness.

Table 2: Process parameters

Test	Ap 10mm	Feed [mm/min]	Rotation [RPM]	Roughness [μm]	Wear Tool [mm]	Pieces	Forming Time [min]
1	0,2	600	600	0,7746	0,11	10	1567
2	0,2	600	1200	0,3388	0,101	10	1567
3	0,2	600	2400	0,2084	0,168	10	1567
4	0,2	1200	600	0,4954	0,223	10	734
5	0,2	1200	1200	0,3040	0,159	10	734
6	0,2	1200	2400	0,3210	0,202	0,948	70
7	0,2	2400	600	0,4780	0,133	10	367
8	0,2	2400	1200	0,4250	0,146	7	257
9	0,2	2400	2400	0,2538	0,204	5	183

As there are many variables involved, when is observed a direct relationship between a given input and a given output can make a misinterpretation. For a better analysis of the results generated was used the software DOE++, which allows you to check the interactions between the results obtained with respect to tool wear.

Using the DOE ++ software was carried out the analysis of correlations between variables where the input data is provided by Table 2. The DOE ++ uses the technique of least squares to optimize the response and make the curves adjustment, correlating the input variables (Ap, feed and rotation) with the output variable to be analyzed, that, in this case, is the wear of the tool or the roughness of the finished part.

Analyzing the input variables in respect to tool wear can be observed that the increase in speed significantly increases the wear and the influence of the feed is less significant in wear, as shown in Figure 9. These results were expected, the increase in speed increases the friction between the tool and the sheet to be formed, thereby increasing tool wear. Important remember that the increased friction generates heat process that contributes for premature wear of the tool.

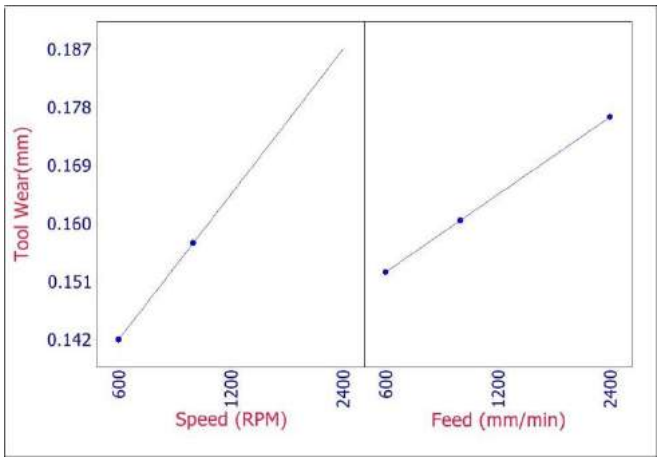


Figure 9: Analysis of tool wear with separate variables

The Figure 10 shows the correlation between the tool wear and the input variables, Ap and rotating simultaneously. After analysis of the figure is realized that the wear increases continuously with increasing with the speed or feed. Also, when using a feed rate of 2400mm/min is observed that tool wear tends to increase more rapidly. This can occur due to process temperature increase arises from the high speed, which causes heating in the tool tip.

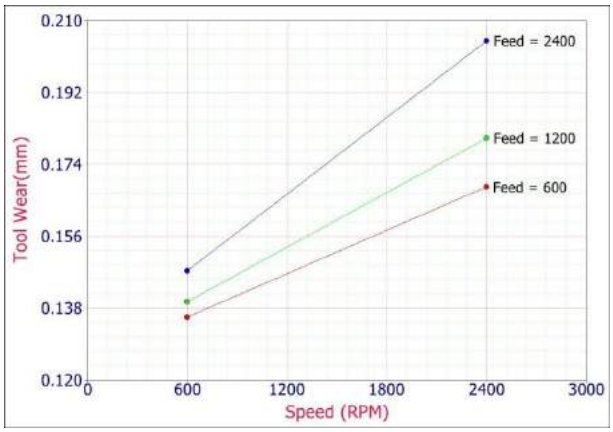


Figure 10: Analysis of tool wear with the variables together

The Figure 11 shows individual correlation of two input variables regarding the surface roughness of the final part. The increased rotation in the process generates a significant improvement in the workpiece finish, reducing its surface roughness. This is due to the fact that greater rotation of the tool causes the tip of the tool passes more times on the same point of the part, thus realizing a sort of polishing its surface. It is worth mentioning that this high rotation also causes heat generation in the sheet-tool contact point that can assist in forming part of facilitating its molding and possibly reducing the forming forces.

Also in Figure 11, analyzing the roughness chart versus feed, it is observed that the feed almost no influence on the quality of the final roughness of the piece. For this analysis of individual input variables can be seen that the forward variable is not relevant for the quality of the workpiece final roughness.

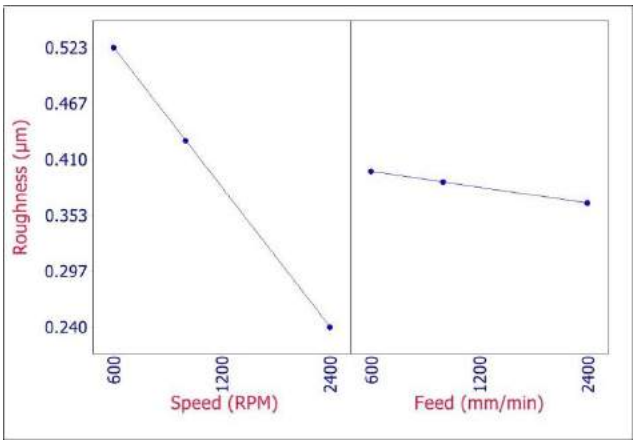


Figure 11: Analysis of roughness vs speed and roughness vs feed

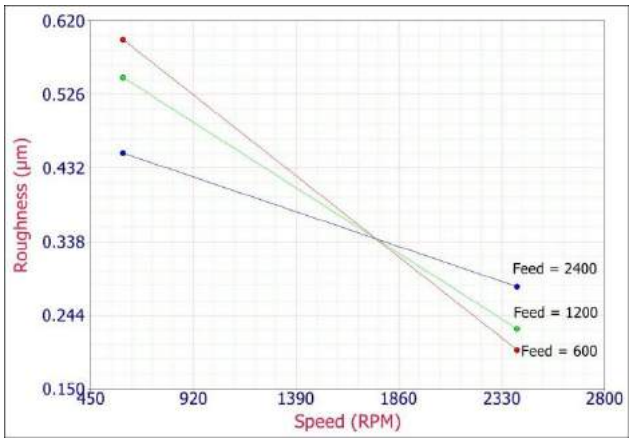


Figure 12: Analysis of roughness with variables together

The Figure 12 shows the analysis of surface roughness of the final piece with two input variables, advancement and rotation. When we analyze these variables together, we can observe a different behavior than shown in Figure 11, appears a great point processing, which can be considered an ideal point for this conformation with respect to roughness. The optimal point is the point where the lines cross on the graph, where can be used a feed 2,400 mm / min, which greatly reduces the time of forming, with an approximate speed of 1,700 rpm, thereby obtaining a final roughness next 0.340 microns. In this point with different value for the variables, the roughness will be the same.

4. Conclusion

The performance of tests allows to affirm that SAE 1045 steel tool can be used in SPIF process of galvanized steel sheets with 0.95mm of thickness. The tool supported the formation of a batch of 10 pieces at a time of 1567 minutes suffering a top wear less than 0.15mm.

With the test realized, it was observed that it is important to monitor the tool wear, in respect with the final roughness to be obtained, so that the tool does not suffer premature wear that can damage the superficial finishing of the piece.

A relevant conclusion extracted of the analysis results shown is that exist a relationship between the feed and the rotation capable of producing parts with high surface quality and low production time.

For future studies is suggested the improvement of tool wear analysis in SPIF process so that it is possible to estimate the tool life time for the process, which will measure the costs of the process as well to analyse the possible errors in the formed parts.

5. References

[1] Kopac, J. Incremental sheet metal forming on CNC-milling machinetool. Journal of Materials Processing Technology, pp. 622-628, (2005).

[2] Micari, F. A. Shape and dimensional accuracy in single point incremental forming: state of the art and future trends. Journal of Materials Processing Technology, pp. 390-395 (2007)..

[3] Bahloul, R., Arfa, H. & Belhadjslah, H., .Application of Response Surface Analysis and Genetic Algorithm for the Optimization of Single Point Incremental Forming Process. Key Engineering Materials, pp. 554-557 (2013).

[4] Jeswiet, G. Micari, A. Hirt, J. Duflou e J. Allwood, " Asymmetric Single Point Incremental Forming of Sheet Metal,," em CIRP Annals - Manufacturing Technology, Vol. 54, No. 2, 2005

[5] Jackson K. e Allwood J., "The Mechanics of Incremental Sheet Forming," J. Mater. Process. Technol, p. 1158–1174, 2009.

[6] Martins P., N. Bay, M. Skjoedt e M. Silva, " Theory of single point incremental forming,," Ann. CIRP, p. 247–252, 2008

[7] Silva, P.J. and Alvares, A. J., 2016. "Incremental sheet forming with tool steel 1045 in aluminio". In National Congress of Mechanical Engineeringde -CONEM2016. Fortaleza, Brazil.

Determinación de la incertidumbre de verificación de máquina herramienta por el método de Montecarlo

S. Aguado Jiménez[1], J. Santolaria Mazo[1], J. Velázquez Sancho[1], M. Pueo Arteta[2], R. Acero Cacho[2]

[1] *Dpto. de Ingeniería Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. saguadoj@unizar.es*

[1] *Dpto. de Ingeniería Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. jsmazo@unizar.es*

[1] *Dpto. de Ingeniería Diseño y Fabricación. Universidad de Zaragoza. jesusve@unizar.es*

[2]*Centro Universitario de la Defensa. Universidad de Zaragoza. mpueo@unizar.es*

[2]*Centro Universitario de la Defensa. Universidad de Zaragoza. racero@unizar.es*

En este artículo se presentan las limitaciones que la ley de propagación de incertidumbre (GUM) tiene frente al método de Montecarlo en procesos no lineales; centrándonos en la calibración de máquina herramienta basada en técnicas de verificación volumétrica mediante laser tracker.

La incertidumbre de calibración en este proceso requiere de un software complejo. Este, debe ser capaz de introducir de manera conjunta tanto la influencia de los diferentes factores que afectan a la calibración, como la influencia de los errores geométricos de la máquina a través de su modelo cinemático. Para ello se han analizado los diferentes factores que afectan a la incertidumbre de calibración; incorporando los mismos en un software de simulación capaz de generar n ensayos sintéticos con influencia tanto de los errores geométricos, como las influencias aleatorias de los diferentes factores, pudiendo utilizar hasta veinte funciones de distribución de error diferentes. Este software se puede utilizar en cualquier máquina herramienta con tres ejes lineales; independientemente del tipo de eje, secuencia de movimiento, etc. El análisis de los resultados del proceso de verificación requiere, debido a la gran cantidad de ensayos necesarios, un software propio capaz de agilizar el proceso.

De los diferentes factores con influencia en la incertidumbre de calibración, este artículo se centra en la influencia de la incertidumbre de medición debido a los componentes del sistema de medida (laser tracker) y su relación con la incertidumbre de calibración

1. Introducción

La calibración de máquina herramienta (MH) se define como el proceso a partir del cual determinar la influencia de los errores geométricos de la máquina, con objeto de corregir el comportamiento sistemático de estos mediante una posterior compensación.

El aumento de la precisión dimensional requerida, las tolerancias geométricas y otras tareas, especialmente en el sector del mecanizado de piezas de gran valor añadido, ha ido desplazando a los instrumentos de medición tradicionales de las tareas de calibración. Las principales limitaciones que presentan estos son la precisión de los sistemas, el rango de trabajo y el tiempo necesario.

Actualmente existen dos técnicas de verificación de máquina herramienta ampliamente utilizadas. Verificación geométrica, basada en la medición directa de cada uno de los errores geométricos de los ejes de movimiento, y verificación volumétrica (VV) basada en la medición del efecto conjunto de todos ellos.

La calibración mediante la medición directa de los errores ha sido ampliamente utilizada tanto en la verificación de MH como en la verificación de máquinas de medir por coordenadas (MMC) [1]. La medición de cada uno de los errores geométricos se realiza según la norma ISO-230-1 [2] mediante la utilización de sistemas de medida como el interferómetro laser, reglas de perpendicularidad, etc. La principal limitación de esta técnica radica en el tiempo necesario [1]. Este factor no es limitante para fabricantes con amplias tolerancias de fabricación, que realizan la calibración de sus máquinas de manera infrecuente. Sin embargo, el tiempo de verificación si es un factor limitante para los fabricantes con tolerancias de fabricación estrechas que requieren precisiones del orden de decenas de micras y calibración frecuente, limitando este su proceso productivo. La calibración mediante medición indirecta en la que se basa la VV es ideal en estos casos. La medición indirecta, mediante la utilización de sistemas como ball bar, laser tracker o laser tracer, proporciona una corrección global del espacio de trabajo de la MH basa en el movimiento multi-eje de la máquina y su modelo cinemático [1].

Los resultados proporcionados por el proceso de calibración llevan asociados una incertidumbre que caracteriza la dispersión de los resultados obtenidos en función de las diferentes fuentes de error que afectan al proceso. Este parámetro es considerado de especial relevancia en diferentes procesos de fabricación y aseguramiento de calidad.

La determinación de la incertidumbre viene determinada por la utilización de guías, normas y recomendaciones. La organización internacional para la estandarización (ISO) ha desarrollado y publicado diferentes guías para la representación de la incertidumbre de medición (GUM), como la norma UNE-ISO/TR 230-9 [3] encargada de la estimación de la incertidumbre de medida para los ensayos de máquina-herramienta, o ISO/TS 14253-2 [4], ampliamente aceptadas a nivel mundial. Esta combina la estimación de las distintas fuentes de error y sus incertidumbres típicas asociadas para determinar la incertidumbre típica asociada al proceso global; determinando de esta manera que tolerancias se pueden obtener con cada MH en función del sistema de medida utilizado, máquina herramienta y condiciones de calibración. En procesos tan complejos como la calibración de MH mediante VV las limitaciones de la GUM hacen recomendable la utilización del Método de Montecarlo, dado el comportamiento aleatorio y probabilístico de las fuentes de error que lo conforman.

A lo largo de este artículo se presentan las distintas fuentes de error con influencia en el error volumétrico de la máquina incorporadas en el software de simulación. Este permite utilizar diferentes funciones de error probabilístico para cada fuente de error, a partir de las cuales determinar la influencia, incertidumbre y tipo de distribución asociados al proceso de calibración de cada MH. De las distintas fuentes de incertidumbre, este artículo se centra en la influencia del error del sistema de medida (laser tracker), al considerarse este uno de los parámetros con mayor influencia en la incertidumbre global del proceso.

2. Principios verificación volumétrica y factores de influencia

La verificación volumétrica consiste en un proceso intensivo de identificación de parámetros del modelo cinemático de la MH a partir de una función objetivo. Esta se basa en la minimización de la diferencia entre pares de puntos teóricos y reales a través del modelo cinemático de la máquina. La diferencia entre puntos reales y puntos teóricos mostrará la influencia conjunta de los errores para cada punto, a partir de los cuales obtener el error volumétrico cuadrático medio de la máquina (*Ev*).

A diferencia de un interferómetro láser, el láser tracker proporciona información de la influencia de todos los errores geométricos. Por lo tanto, la diferencia entre las series de puntos nominales y medidos, tal como se define en la ecuación 1, puede ser utilizada como error volumétrico para obtener las funciones de aproximación de los errores geométricos de la MH.

$$Ev_{LT} = \frac{\sum_{i=1}^{n}\sqrt{(x_{nominal}-x_{medido})^2+(y_{nominal}-y_{medido})^2+(z_{nominal}-z_{medido})^2}}{n} \quad (1)$$

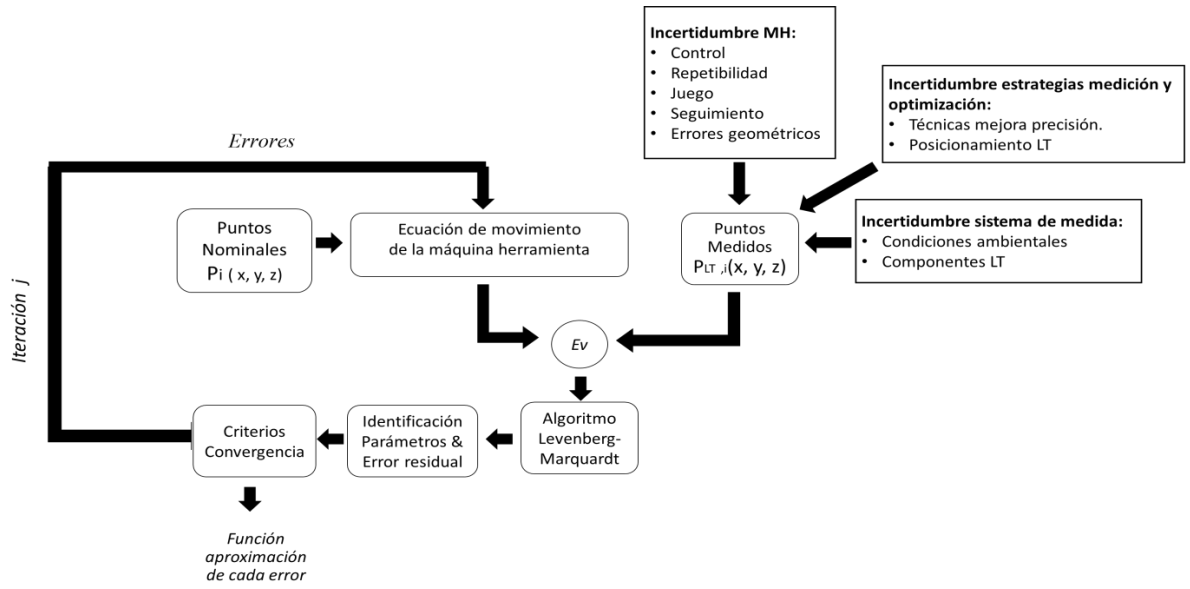


Figura 1: Esquema obtención funciones aproximación errores geométricos con influencia de incertidumbres.

En el *Ev* está incorporada, además de la influencia de los errores geométricos, la influencia de otras fuentes de incertidumbre como el ruido de medición, variaciones atmosféricas, errores no geométricos, etc. En la figura 1 se presenta un esquema tanto del proceso de identificación de parámetros, con el que se obtienen las diferentes funciones de regresión con las que se aproximan los geométricos de la máquina, como las distintas fuentes de incertidumbre que afectan a la precisión de los puntos capturados. Estas fuentes de incertidumbre se dividen en:

- Incertidumbre asociada a la máquina herramienta: repetibilidad, errores geométricos, condiciones ambientales, etc.
- Incertidumbre asociada al sistema de medida utilizado (LT): condiciones ambientales, incertidumbre componentes medida utilizados, etc.
- Incertidumbre estrategias de medición y optimización: multilateración, posicionamiento laser tracker, etc.

3. GUM y método de Montecarlo en verificación volumétrica de MH

El método de Montecarlo (MCM) es una herramienta que utiliza la gran capacidad de cálculo y computacional de los ordenadores actuales para generar números pseudo-aleatorios, simulando un sistema complejo desde un punto de vista probabilístico. A diferencia de la GUM [5] que se centra en la evaluación de la incertidumbre tipo A, tipo B y combinada, basada en mediciones y muestras reales (figura 2), el método de Montecarlo [6] utiliza una gran cantidad de muestras aleatorias.

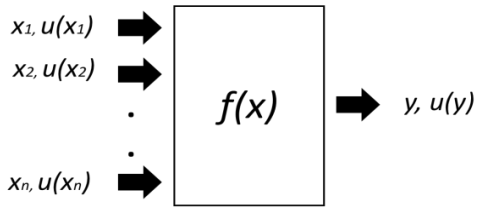


Figura 2. Propagación de incertidumbre mediante GUM

Sin embargo, la estimación de incertidumbres mediante el uso de la GUM se basa en unos supuestos que no siempre se cumplen. Estas limitaciones y adecuación de la GUM vienen dadas por:

- La no linealidad del modelo matemático que modeliza el proceso. La GUM se basa en la linealización del modelo, lo que puede no ser suficiente para estimar correctamente la salida de incertidumbre.
- La función de densidad de probabilidad (PDF) para la incertidumbre de salida se aparta de una distribución normal (Guasiana o t-escalada y sesgada). La GUM se basa en el teorema central límite. Este establece que la convo lución de un gran número de distribuciones tiene como resultado una distribución normal. Sin embargo, la distribución resultante en diferentes casos reales presenta un comportamiento asimétrico invalidando el teorema central del límite.
- El cálculo de la incertidumbre expandida mediante la GUM tras obtener la incertidumbre estándar no siempre presenta solución analítica y por lo tanto esta técnica no es adecuada.
- Las magnitudes de entrada no son simétricas, o bien una o más de las fuentes de entrada son mucho más grandes que las otras.
- El orden de magnitud de la estimación de la magnitud de salida y la incertidumbre típica asociada son aproximadamente los mismos.

La figura 3 muestra el principio del método de Montecarlo, donde la PDF de salida se obtiene mediante la propagación de las funciones de distribución de probabilidad de las magnitudes de entrada; obteniéndose de esta manera una mejor estimación de Y junto con su intervalo de cobertura.

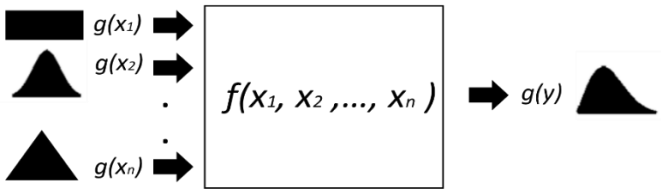


Figura 3. Principio del método de Montecarlo

La correcta realización del cálculo de incertidumbre mediante el método de Montecarlo requiera de un correcto modelado del proceso que se quiere analizar. Para ello es necesario identificar todos los factores (entradas) cuyo

comportamiento aleatorio determina el comportamiento global del sistema. A cada una de estas entradas se les proporciona un valor numérico basado en muestras aleatorias con objeto de analizar el comportamiento del sistema ante los valores generados e introducidos en el sistema.

El anexo 1 de la GUM proporciona la secuencia de pasos a seguir para su utilización:

1. Determinar las variables aleatorias y sus funciones de distribución acumuladas.
2. Generar números aleatorios en función de las funciones de distribución de cada entrada.
3. Determinar el valor de la variable aleatoria para el número aleatorio generado.
4. Calcular los parámetros de control.
5. Analizar los resultados de salida del sistema y la función de distribución que lo define.

4. Software desarrollado

El algoritmo implementado se ha desarrollado mediante el software Matlab teniendo en consideración el proceso de verificación completo; dividiéndose estos en cinco grandes bloques (figura 4):

1. Características de la máquina y parámetros de definición del ensayo de calibración. Este bloque está formado por: la información característica de la máquina junto con las características del proceso de calibración. Del mismo modo, este bloque permite introducir las funciones de error de cada uno de los errores geométricos de la máquina.
2. Localización del sistema de medida a emplear. Bloque donde se localiza la información relativa al posicionamiento relativo del sistema (LT) respecto a espacio de trabajo de la máquina.
3. Selección de las técnicas y estrategias de verificación para la calibración [7, 8].
4. Parámetros de incertidumbre que afectan al proceso de calibración. En este bloque se engloban los diferentes inputs del modelo matemático que conforman el modelo de incertidumbre.
5. Generación de números aleatorios para cada uno de los inputs del modelo de incertidumbre. Permite generar números aleatorios utilizando hasta veinte funciones de distribución de error diferentes en función de sus características.

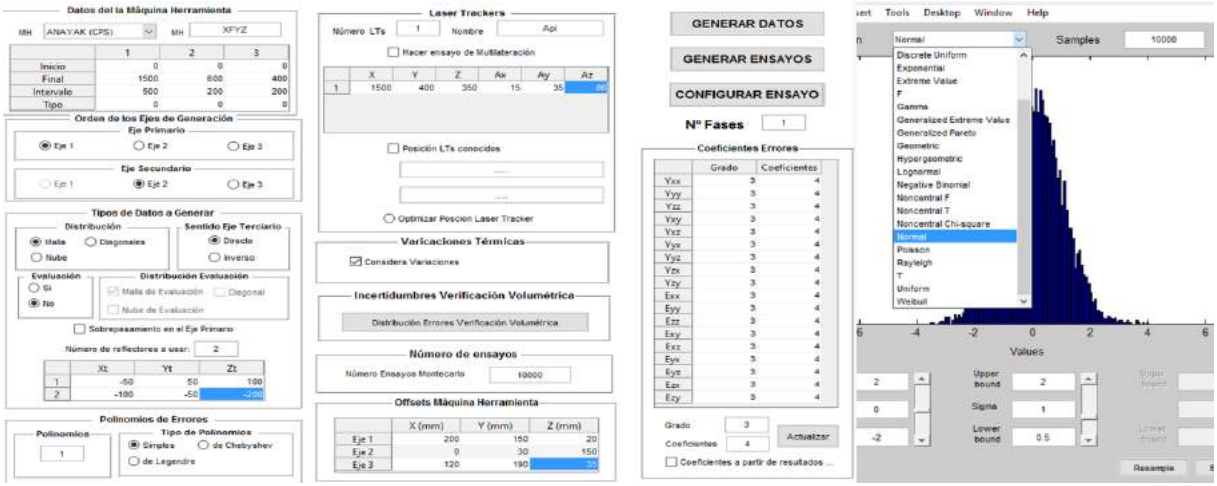


Figura 4. Simulador ensayos sintéticos basado en el método de Montecarlo

Los distintos bloques se inter-relacionan entre si dando lugar a una herramienta capaz de simular la calibración de cualquier máquina herramienta con tres ejes, lineales o de rotación. Este simulador permite introducir la influencia de los errores geométricos de la máquina a través de su modelo cinemático. Estos puntos son afectados por la incertidumbre de cada uno de los parámetros que afectan a la verificación volumétrica mediante LT, bien sea de manera independiente o conjunta. De esta manera, el software permite estudiar la influencia de las PDF en las incertidumbres de entrada y su influencia en la distribución de salida.

Como salida de este simulador tendremos *n* ensayos de calibración, donde cada ensayo estará formado por:

- Puntos nominales. Posiciones teóricas dentro de volumen de trabajo en las que se han tomado medidas con objeto de determinar el error volumétrico de la máquina y obtener la influencia de los errores geométricos de la misma.
- Puntos medidos. Coordenadas reales de los puntos nominales de la máquina medidos con laser tracker expresadas en su propio sistema de referencia.

- Estrategia de verificación a utilizar. Información utilizada por el software de identificación de errores con objeto de obtener las funciones de regresión que mejor caractericen la influencia de los errores geométricos de la máquina [7].
- Información de las características de la máquina a calibrar. Configuración estructural de la máquina con la que determinar el esquema cinemático y su ecuación de movimiento [8].

Las funciones de aproximación obtenidas reducen el error volumétrico inicial de la máquina, mejorando la precisión de la misma y proporcionando un error residual. El *Ev* inicial está afectado también por las incertidumbres de entrada. Por lo que cada uno de los *n* ensayos analizados proporcionaran diferentes funciones de aproximación de los mismos errores y diferente error volumétrico residual.

Debido a la gran cantidad de ensayos a realizar, el análisis de los mismos requiere de un software propio que agilice el proceso. Para ello se ha desarrollado una herramienta que permite, entre otras cosas, representar de manera conjunta el resultado de todos los ensayos, obtener la función de distribución que mejor se adecuada a la incertidumbre de calibración y estudiar la adecuación de las funciones de aproximación obtenidas en un ensayo en todos los demás (figura 5).

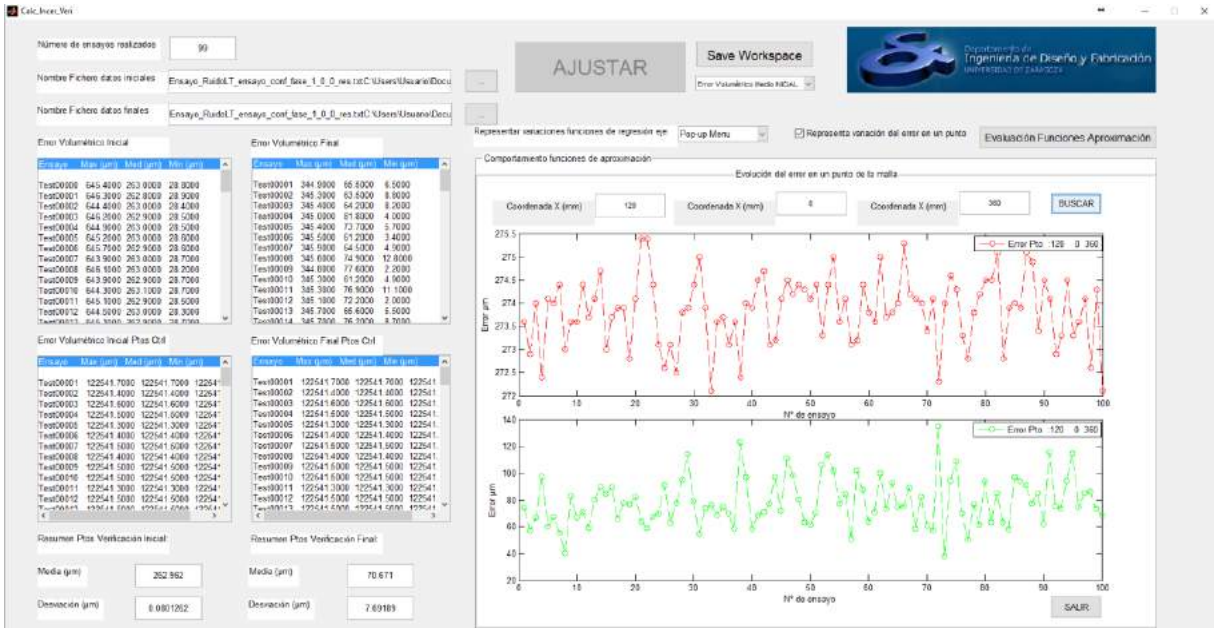


Figura 5. Ejemplo análisis resultado software análisis de resultados

5. Resultados

Actualmente nos encontramos en disposición de presentar los primeros resultados que estudian la influencia del sistema de medida el proceso de calibración. Para ello se ha utilizado una máquina herramienta con configuración estructural XFYZ. Donde las letras a la izquierda de F representan los ejes de movimiento asociados a la pieza y las letras a la derecha representan los ejes de movimiento asociados a la herramienta.

La ecuación de movimiento que define el modelo cinemático de la máquina [8], viene determinada por la ecuación 2. Donde el vector $\overline{X_{LT}}$ representa las coordenadas de un punto nominal P (x, y, z) medido con el LT, en función de la posición del LT y errores geométricos de la máquina.

$$\overline{X_{LT}} = \overline{R_{LT}^{-1}}\left(\overline{R_X^{-1}}\left(\overline{R_y}\left(\overline{R_z}\,\bar{T} + \bar{Z}\right) + \bar{Y} - \bar{Z}\right) - \overline{T_{LT}}\right) \quad (2)$$

$\bar{T}$ es el offset de la herramienta

$$\bar{T} = \begin{pmatrix} x_t \\ y_t \\ z_t \end{pmatrix} \quad (3)$$

$\overline{R_k}$ representa la matriz de errores de rotación del eje *k* con *k* = *x*, *y*, *z*.

$$\overline{R_{(k)}} = \begin{pmatrix} 1 & -\varepsilon_z(k) & {}_y(k) \\ {}_z(k) & 1 & -\varepsilon_x(k) \\ -\varepsilon_y(k) & {}_x(k) & 1 \end{pmatrix} \quad (4)$$

$\bar{X}$ representa el vector de errores lineales del eje *x*.

$$\bar{X} = \begin{pmatrix} -x + \delta_x(x) \\ \delta_y(x) \\ \delta_z(x) \end{pmatrix} \quad (5)$$

$\bar{Y}$ representa el vector de errores lineales del eje *y*.

$$\bar{Y} = \begin{pmatrix} \delta_x(y) - y \cdot \varepsilon_{xy} \\ y + \delta_y(y) \\ \delta_z(y) \end{pmatrix} \quad (6)$$

$\bar{Z}$ representa el vector de errores lineales del eje Z

$$\bar{Z} = \begin{pmatrix} \delta_x(z) - z \cdot \varepsilon_{xz} \\ \delta_y(z) - z \cdot \varepsilon_{yz} \\ z + \delta_z(z) \end{pmatrix} \quad (7)$$

Donde ${}_x(k), \varepsilon_y(k)\ y\ \varepsilon_z(k)$ son los errores de rotación del eje k = x, y, z; $\delta_k(k)$ es el error de posición del eje k = x, y, z; $\delta_k(j)$ con k ≠ j es el error de rectitud en la dirección *k*; y ${}_{xy}$, ${}_{xz}$, ${}_{yz}$ son los errores de perpendicularidad. $\overline{T_{LT}}$ y $\overline{R_{LT}}$ representan el vector de traslación y matriz de rotación que relacionan LT con MH.

Utilizando el software presentado en la sección 4 de este artículo se introduce la incertidumbre de medida consecuencia de los componentes (interferómetro y encoders angulares) del laser tracker. Estos se modelan mediante una distribución normal de 24 µrad para los encoders angulares y 4 µm ± 0.8 µm/m para el error radial. Esta influencia afecta al error volumétrico y por lo tanto a las funciones de aproximación obtenidas en función de: distribución espacial del laser tracker respecto a sistema de coordenadas de la máquina, y la incertidumbre que se introduce en cada punto medido.

Para determinar la influencia de estos factores en el error volumétrico final de la máquina (error residual) se simula la medición de la misma un número de veces *n* igual a 100. Este es repetido colocando el laser tracker en tres posiciones diferentes (tabla 1); lo que permite observar la influencia del posicionamiento del LT en el error final.

Tabla 1: Posicionamiento laser tracker respecto al sistema de coordenadas máquina.

Laser Tracker	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Giro X (º)	Giro Y (º)	Giro Z (º)
1	0	0	0	0	0	0
2	360	1500	180	15	10	25
3	1750	240	180	65	38	67

El valor de cada uno de los errores se introduce en las ecuaciones anteriores a través de una serie de funciones de generación. Estas funciones son evaluadas para cada uno de los puntos de una malla de verificación definida por $0 \leq X \leq 720$ mm, $0 \leq Y \leq 480$ mm y $0 \leq Z \leq 360$ mm con un intervalo equidistante para cada coordenada de 120 mm. Esta malla será medida con dos offset de herramienta diferente ($\bar{T}$); identificando las funciones de aproximación de cada una de los errores de manera conjunta [8]. De esta manera, si no se introduce la incertidumbre de ninguno de los factores que afecta al proceso, las funciones de aproximación que se obtienen en el proceso de verificación son constantes y tomadas como referencia (fila 1, tabla 2). Manteniendo la misma estrategia de identificación se obtienen las funciones de aproximación de los 100 ensayos de cada uno de los LTs de la tabla 1. En la tabla 2 se observa la media del error volumétrico medio de los 100 ensayos de cada posición de LT junto con su desviación típica. Del mismo modo, esta tabla muestra también el error residual medio del proceso de identificación junto con su desviación típica.

Tabla 3: Posicionamiento laser tracker respecto al sistema de coordenadas máquina

	Error Volumétrico Inicial (µm)		Error Volumétrico Final (µm)		Residuo
Laser Tracker	**Medio**	**Desviación**	**Medio**	**Desviación**	**%**
Referencia	570,0	0,0	4,0	0,0	0,7%
1	587,4	0,1	4,1	1,5	0,7%
2	587,6	0,2	12,3	9,9	2,1%
3	591,5	0,1	23,5	19,1	4,0%

En esta tabla se puede observar cómo afecta la posición y ruido de medida al error volumétrico inicial y final de la máquina. La influencia del ruido de medida en el error volumétrico inicial de la máquina puede considerarse semejante en todos los ensayos de una misma posición. Al variar la posición del sistema, el error volumétrico inicial varia aumentando la diferencia respecto al ensayo de referencia. Si analizamos el error volumétrico final se observa como el ruido de medida del LT proporciona un error mayor con un aumento en la desviación de los mismos; proporcionando una mayor incertidumbre de calibración.

Como se puede observar en la figura 6 a pesar de que la función de distribución de los inputs del modelo son distribuciones normales, esta no se adapta a la influencia que la incertidumbre del LT tiene en el *Ev* inicial del proceso de calibración. Del mismo modo, esta distribución normal se aleja todavía más del comportamiento que presenta el *Ev* final tras finalizar el proceso de identificación de errores con los que calibrar la máquina.

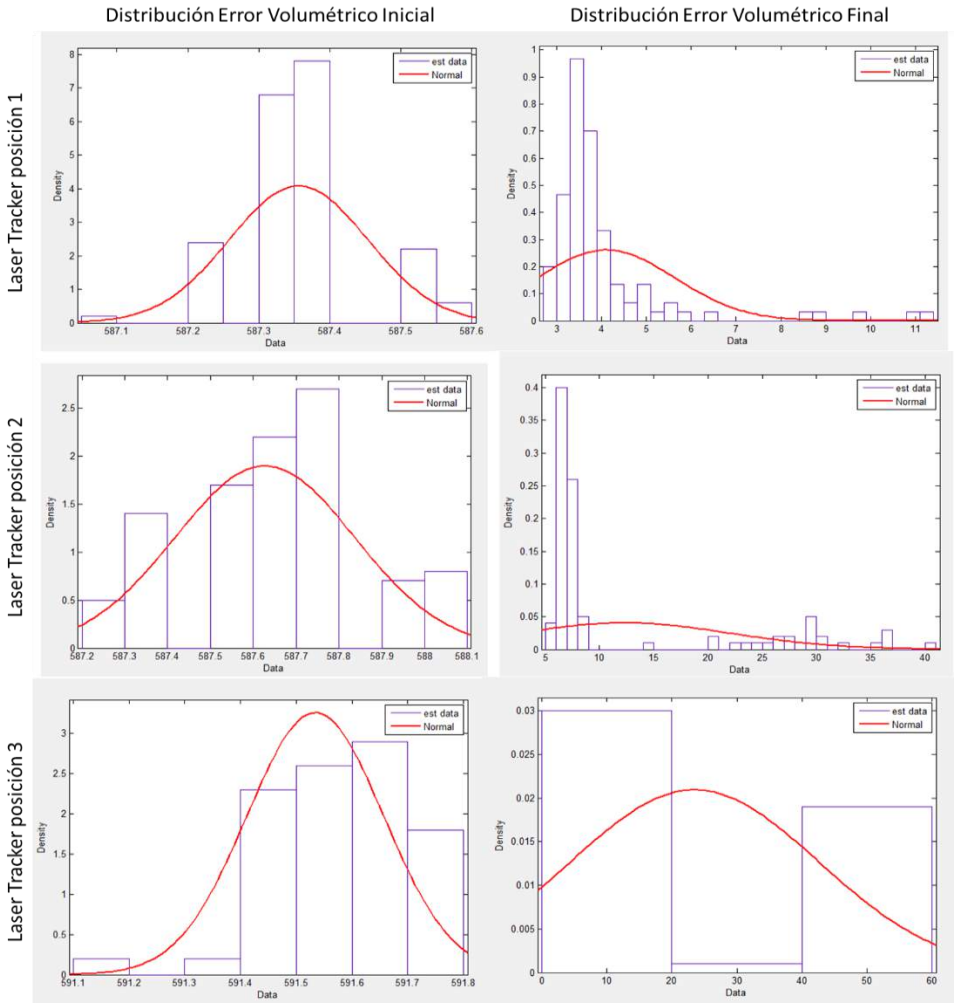


Figura 6. Adecuación distribución normal al error volumétrico inicial y final ante influencias del ruido de media con distribución normal.

6. Conclusiones

La determinación de la incertidumbre de calibración de MH mediante técnicas de verificación volumétrica mediante LT no puede obtenerse mediante la ley de propagación de errores (GUM). Para ello es necesaria la aplicación del método de Montecarlo.

El método de Montecarlo se beneficia de la gran capacidad computacional de los ordenadores actuales para generar números aleatorios dentro de diferentes funciones de distribución de error. A la influencia de los errores geométricos de los ejes de movimiento de la máquina, obtenida a partir de su modelo cinemático, el software desarrollado permite introducir la influencia de los factores de influencia de la máquina, equipo de medida utilizado, y la incertidumbre de las estrategias de medición y optimización. Los ensayos presentados se centran en la influencia de la incertidumbre de medición de un LT. Esta influencia definida a partir de una distribución de error normal afecta al error volumétrico inicial de la máquina incrementándolo entre un 3% y un 4%. Este incremento dependerá de la posición del laser tracker y el error volumétrico como consecuencia solamente de los errores geométricos. A pasar de introducir una influencia con distribución normal, la influencia en el error volumétrico inicial no presenta con cien muestras esta distribución. En el proceso de identificación parte de la influencia de la incertidumbre de medida es caracterizada por las funciones de aproximación. Del mismo modo, el error volumétrico final, parámetro de salida del modelo, no se adapta a una distribución de error normal descartando la utilización de la GUM para el cálculo de la incertidumbre.

7. Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el Gobierno Español (Ministerio de Economía y Competitividad) a través del proyecto de investigación METRAP - Desarrollo de nuevas técnicas de verificación y compensación de los sistemas de fabricación y trazabilidad en proceso (DPI2013-46979-C2-1-P),dentro del Programa Estatal de Fomento de la Investigación Científica y Técnica de Excelencia, y por el Gobierno de Aragon (Departamento de Industria e Innovación) a partir de subvenciones a la actividad investigadora de los grupos de investigación reconocidos por el Gobierno de Aragon (2014-T62 Grupo de Ingeniería de Fabricación y Metrología Avanzada).

8. Bibliografía

[1] Schwenke, W.Knapp,H.Haitjema, A.Weckenmann, R.Schmitt, F.Delbressine. Geometric error measurement and compensation of machines. Manufacturing Technology, 57, (2008) 660-675.

[2] UNE/ISO-230-1:2014 Máquinas-herramienta. Código de verificación de máquinas-herramienta. Parte 1: Precisión geométrica de las máquinas funcionando en vacío o en condiciones cuasi-estáticas.

[3] ISO/TR 230-9:2005 Estimation of measurement uncertainty for machine tool tests according to series ISO 230, basic equations.

[4] ISO 14253-2-2011 Inspection by measurement of workpieces and measuring equipment -- Part 2: Guidance for the estimation of uncertainty in GPS measurement, in calibration of measuring equipment and in product verification.

[5] Evaluación de datos de medición. Guía para la expresión de la incertidumbre de medida. Edición digital. http://www.cem.es/sites/default/files/gum20digital1202010.pdf.

[6] Evaluación de datos de medición. Suplemento 1 de la Guía para la expresión de la incertidumbre de medida. Propagación de incertidumbres utilizando el método de Montecarlo. http://www.cem.es/sites/default/files /suplemento20120de20gum.pdf

[7] S.Aguado, D.Samper, J. Santolaria, J.J. Aguilar. Identification strategy of error parameter in volumetric error compensation of machine tool based on laser tracker measurements. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2012, 53, 160-169.

[8] S.Aguado, D.Samper, J.Santolaria, J.J.Aguilar. Towards an effective strategy in volumetric error compensation of machine tools. Measurement Science and Technology, 2012, 23, 12pp.

Metodología para la caracterización numérica de bóvedas circulares fabricadas por conformado superplástico

L. García-Barrachina[1], A. J. Gámez López[2], M. Marcos[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad de Cádiz. luis.barrachina@uca.es

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad de Cádiz. antoniojuan.gamez@uca.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad de Cádiz. mariano.marcos@uca.es

La construcción de aeronaves, desde la fabricación de normales y partes al ensamblado de grandes conjuntos, requiere de una gran diversidad de procesos de fabricación. Estos procesos se adecuan al proceso productivo en cuestión y al material sobre el que se ejecuta. El conformado superplástico, como proceso de fabricación, es especialmente útil para la aplicación en partes de estructura laminar que presenten formas complejas. También, el conformado superplástico, al combinarse con la soldadura por difusión, permite reducir el peso final de ensamblajes al no necesitar de elementos de unión. Desde los primeros años de la década de los 90 del siglo XX, el conformado superplástico ha sido ampliamente estudiado mediante ensayos de laboratorio en pequeñas probetas y pruebas computacionales. Entre los objetivos de estas pruebas, están las de avanzar en la calidad de las simulaciones, mejorar los modelos de comportamiento del material, optimizar las curvas de presión-tiempo durante el proceso, etc. Estas probetas presentan un alto grado de heterogeneidad entre ellas, lo cual constituye un hándicap para la comparación de resultados y estudios de diversos autores. En este trabajo se pretende mostrar la metodología seguida en la modelización de una probeta con forma de bóveda circular. La bóveda circular es una de las formas más ampliamente utilizadas en el ensayo del conformado superplástico por su simpleza, de modo que los resultados de las simulaciones han podido ser cotejados con ensayos experimentales e incluso con desarrollos analíticos. La metodología abordará las distintas etapas seguidas para analizar la bóveda circular, desde la caracterización geométrica, la discretización física o la modelización del material. Se presentan en el estudio diferentes estrategias de modelización que requerirán de consideraciones particulares en su desarrollo y estudio.

1. Introducción

El conformado superplástico (SPF, del inglés SuperPlastic Forming) es un método de fabricación basado en la propiedad de superplasticidad que presentan determinados materiales a partir de una cierta temperatura, habitualmente entre un 50% y un 80% de la temperatura de fusión.

La superplasticidad permite conseguir elongaciones del orden del 1000% sin que el material llegue a romperse. Este fenómeno fue observado por primera vez en 1934 por Pearson [1] en una aleación Bi-Sn, la cual experimentaba deformaciones de hasta 1950%. Sin embargo, no fue hasta la década de los sesenta cuando dicho fenómeno empieza a ser estudiado en más profundidad y empleado como método de fabricación. Así, comienzan a aparecer en la literatura artículos que tratan de analizar el tema desde un punto de vista tanto analítico como experimental. Por ejemplo, Jovane [2], en 1968, estudia la superplasticidad de aleaciones de estaño y plomo, caracterizando el material con la obteción del parámetro *strain rate sensitivity* y el proceso, estudiando aspectos como la variación del espesor o el perfil de presiones a aplicar para conseguir el régimen superplástico.

Casi paralelamente, en 1967 se patentaba el primer dispositivo que trataba de realizar determinadas piezas usando materiales desarrollando superplasticidad [3]. De forma muy simple, se colocaba una placa de metal sobre un molde en el cual se representaba una cavidad para que el material adquiera dicha forma. En la parte inferior de la cavidad se disponía una serie de orificios por los cuales se extraía el aire. De esta forma, la diferencia de presiones entre ambas caras de la placa hacía que ésta tomara la forma del molde.

En estas primeras etapas del desarrollo de la tecnología del conformado superplástico, los materiales más comúnmente utilizados eran aleaciones de aluminio-zinc y de plomo-estaño. Su bajo punto de fusión, entre 200 y

400 ºC lo hacían buenos candidatos para empezar a trabajar en el conformado superplástico con equipos más sencillos; reduciendo los requerimientos de los materiales necesarios para el molde, juntas, calentadores, etc.

El proceso básico de un SPF suele partir de una placa plana (chapa) y un molde que contiene el negativo de la pieza a realizar. De forma esquemática, se puede dividir un proceso SPF en las siguientes fases [4]:

- FASE 1. La placa se sitúa sobre el molde evitando el movimiento en XY por restricción en sus bordes, ppara permitir únicamente la deformación debida a la presión que ejerce el gas. Esta restricción se efectúa utilizando una segunda cavidad, esta vez superior, que junto a la inferior presionan el borde exterior de la placa, consiguiendo, además, el sellado de las dos cavidades, superior e inferior, Figura 1.



Figura 1: Fase inicial de SPF donde la placa es colocada entre ambas caras del molde

- FASE 2. Un vez que se logra la estanqueidad del conjunto, se ha de proceder a sustituir el aire interior por un gas inerte (Ar). Comúnmente se utiliza argón al ser este un gas noble que no reacciona con otros elementos. Con esto se consigue que el material no se contamine con los elementos que se encuentran en el aire como el O_2 o el N_2, fragilizándose.
- FASE 3. Tras sustituir el aire por Ar, se puede proceder a calentar la placa de material hasta la temperatura requerida, que oscila entre el 50 % y el 80 % de la temperatura de fusión. De manera usual, este procedimiento se realiza mediante una resistencia eléctrica que calienta desde el interior el conjunto de molde y chapa. Otros métodos más complejos, utilizan la inducción electromagnética para calentar más directamente la pieza de material superplástico. Con esto se consiguen ciclos de temperatura más reducidos con el consiguiente ahorro energético y beneficio para las propiedades del material.
- FASE 4. Una vez alcanzada la temperatura de trabajo en la atmósfera inerte se puede proceder a aplicar la sobrepresión en una de las caras y el vacío en la opuesta, Figura 2. Durante esta última fase el material se va ajustando de manera progresiva a las paredes del molde. De esta manera, en un primer momento, la placa va adquiriendo forma abovedada debido únicamente a la presión del gas que se ejerce sobre ésta y la depresión bajo ésta.

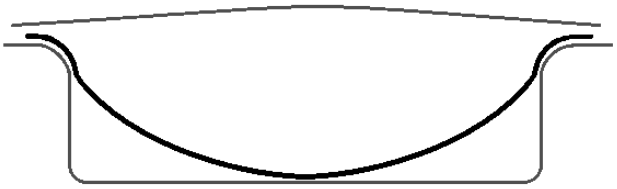


Figura 2: La placa va deformandose de forma libre hasta que ésta encuentra la cara extrema del molde

- FASE 5. En un determinado instante, la placa entra en contacto con el molde en un primer punto, Figura 3. El comportamiento de la placa no sólo será una propiedad intrínseca del material sino que la interacción entre el material y el molde definirán el resultado final. La presión ejercida ha de adaptarse a esta nueva circunstancia.

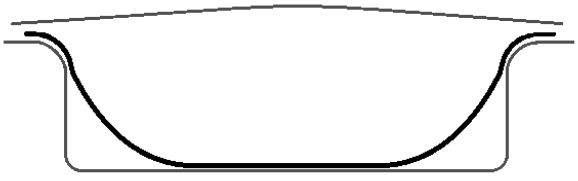


Figura 3: La presión sigue actuando haciendo que la placa vaya adquiriendo la forma completa del molde

- FASE 6. A partir de este instante, la placa comienza a adaptarse al resto del molde hasta las partes complejas con mayor curvatura, como son las esquinas, Figura 4. Este momento es especialmente crítico para conseguir un buen resultado final, pues es donde se necesitan mayores diferencias de presión para

lograr la pieza final, lo cual se ha de estimar previamente; así como la disposición de los orificios por donde ha de evacuarse el aire sobrante bajo la placa.

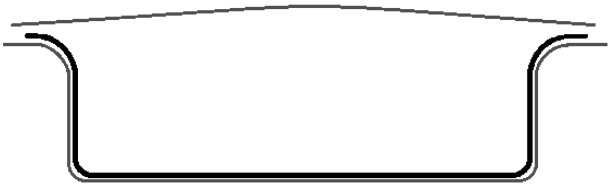


Figura 4: En la última fase la placa ha adquirido completamente la forma del molde

Aunque durante los primeros años los materiales empleados consistían en aleaciones ligeras de aluminio o estaño, el desarrollo de nuevas tecnologías y materiales ha permitido que materiales como el titanio, con mayores requerimientos de temperatura, atmosfera inerte o presión, sean cada día más empleados por la industria y en los estudios de investigación.

A lo largo de la reciente historia del SPF, diferentes grupos de investigación han desarrollado sus propios especímenes, los cuales, están enfocados en pruebas simples capaces de poder ser comparados con códigos de elementos finitos a fin de ensayar sus propios modelos.

Los modelos más simples a la hora de realizar un ensayo de SPF, y los primeros en desarrollarse, tomaban como forma básica la de un casquete esférico, que permite, de forma relativamente sencilla, hacer un estudio de la evolución del conformado y obtener buenos resultados, así como su comprobación posterior mediante métodos numéricos. Así, J.H. Lee, en 1998, propuso un espécimen en forma de bóveda comenzando por un tramo recto, de forma que se realizaba una transición suave entre la parte con curvatura de la bóveda y el borde exterior plano [5].

Por su parte, K.S. Lee, en 1999, propuso como modelo una cáscara cilíndrica cerrada [6]. De esta forma, se tenían dos radios de curvaturas diferentes de órdenes de magnitud distintos, esto es, el radio de curvatura del cilindro de 50 mm de radio, y un radio de curvatura de transición entre el cilindro y la tapa, un orden de magnitud inferior.

L. Carrino, en 2003, en cuyo grupo se lleva tiempo desarrollando modelos computacionales para la simulación del SPF, estudió dos ejemplos prácticos [7]. Uno similar a la cáscara cilíndrica de K.S. Lee, y otro en forma de cono. Con ambos se pretendía estudiar parámetros claves del proceso, como son el ciclo de presión aplicado, la distribución de espesor, o la evolución de la forma.

Modelos más complejos como el de M.A. Nazzal en 2004, que en este caso se desarrolla únicamente de forma computacional, estudian otros elementos como las esquinas o rincones [8]. En un espécimen muy simple en forma prismática, analiza las distribuciones de espesor en rincones bi- y tridimensionales, a la vez que estos mismos elementos se estudian en su forma cóncava y convexa.

Los últimos modelos más recientes de especímenes creados para el estudio del SPF avanzan en complejidad, tratando de representar diferentes etapas a la vez que se consiguen una divesrsidad de radios de curvatura a los que se debe de adaptar una lámina de material superplástico. Así, modelos como el de Jun Liu, en 2013, divide el conformado en tres etapas en un modelo con dos escalones [9]. Con ello se relaciona la presión aplicada con el grado de adaptación al molde del material, así como la distribución de espesores a lo largo de un corte, o la microestructura del propio material.

Este trabajo se enfoca hacia el modelado de probetas de geometría semiesférica. En el siguiente apartado se detallarán cuáles son los factores que son necesarios tener en cuenta a la hora de modelar correctamente este tipo de problema aplicado a la fabricación por conformado superplástico.

2. Metodología de ensayo

La modelización completa del ensayo pasa por dos etapas: una primera donde se recogen las principales características del ensayo a realizar, y una segunda donde se modeliza geométricamente, discretiza y se realizan las simplificaciones y adaptaciones oportunas para un modelo de elementos finitos.

2.1. Caracterización general

El ensayo estará definido a nivel funcional tomando en consideración los siguientes siete aspectos: material, forma de la placa, espesor de la placa, forma del molde, ciclo de temperatura, ciclo de presión y rozamiento.

La elección del material -siempre condicionada a necesidades de aplicación industrial- sólo tendrá lugar entre aquéllos que presenten un comportamiento superplástico. Para poder desarrollar este tipo de comportamiento, el material internamente debe contener una fase alfa y una fase beta. Este tipo de estructuras cristalográficas ralentiza el crecimiento de los granos de fase beta, lo cual degradaría de manera sustancial las propiedades del material durante el propio proceso. Las aleaciones más comunes tanto en la industria como a nivel de ensayo son Pb-Sn60, Ti-6Al-4V, Al Supral 100 o AA5083.

Aunque podría haberse incluido en un mismo aspecto, se ha decidido considerar separadamente el espesor y la forma propia de la placa, dada la importancia que presenta el estudio del espesor a la hora de evaluar la calidad de un proceso de conformado superplástico. Tanto su evolución en el tiempo como su distribución a lo largo de la pieza son comúnmente evaluados para testar los resultados finales. Valores entre 0.5 y 6 mm suelen ser valores iniciales típicos en este tipo de aplicaciones.

La forma de la placa vendrá determinada por la forma de la sección base de la pieza a realizar. En el caso de una cáscara esférica, la sección base estará compuesta por una circunferencia. De manera que se partirá de una placa circular.

La forma final de la pieza vendrá determinada en gran medida por la forma del molde. Para el caso concreto de una bóveda circular, la forma completa del molde estará compuesta por un perímetro exterior plano, un radio de adaptación y la bóveda circular. La placa se extenderá hasta la mitad del zona del perímetro exterior.

Desde el momento en que la placa, a temperatura ambiente, es introducida en el molde (previamente calentado a la temperatura del conforrmado), la placa va incrementando su temperatura hasta que alcanza la de trbajo. Una vez fijada esta temperatura y bajo la acción de la presión, la placa adopta la forma del molde. Tras esto, se ha de proceder a disminuir la temperatura del conjunto y se da por concluido el proceso. En modelos de comportamiento del material que tengan en cuenta la evolución de la microestructura con la temperatura, este aspecto ha de tenerse en cuenta, en caso contrario, no es necesario tener en cuenta el parámetro de la temperatura considerando sus efectos en las propiedades del material para esa temperatura.

El ciclo de presión es de vital importancia para garantizar el comportamiento superplástico durante todo el conformado, es decir, debe conseguir que la tasa de deformación de la placa se mantenga en el rango en el que se produce la superplasticidad durante todo el conformado. A nivel numérico, el hecho de conocer en cada paso cualquier variable en cualquier punto del modelo, hace que sea relativamente simple mantener constante el parámetro de tasa de deformación.

El el caso de estudio elegido, se aplica una presión constante de 1 MPa sobre la cara superior de la placa. Al no existir zonas donde el molde presente grandes cambios en su curvatura, se puede suponer que la presión necesaria para mantener la tasa de deformación requerida no variará significativamente. Los resultados obtenidos se contrastarán con la resolución experimental y analítica propuesta por G. Giuliano [10].

El rozamiento influirá en la evolución del conformado una vez que la placa y el molde entren en contacto. Vendrá influenciado por el acabado superficial de placa y molde y la temperatura de trabajo. El rozamiento se considerará coulombiano, tomando el coeficiente de fricción de valor constante e igual a 0.016.

2.2. Caracterización numérica

A la hora de plasmar todos los aspectos que caracterizan un ensayo de conformado superplástico en un análisis numérico por el método de los elementos finitos, se han tenido en cuenta las siguientes consideraciones:

- Dada la forma de las partes que componen el problema, molde y placa, se pueden realizar tres tipos de modelados geométricos: modelado geométrico completo, modelo utilizando la doble simetría y modelo usando la simetría axial. Por motivos de ahorro computacional, se usan sólo los dos últimos modelos para representar el conformado.
- Para evitar problemas numéricos durante el contacto entre molde y placa, el molde se extenderá más allá de la proyección de la placa para evitar una coincidencia en las fronteras de ambas partes. Así, para el modelo de simetría biaxial, el molde se extenderán 10º alrededor del eje de revolución hacia cada lado y 10 mm de radio sobre el radio de la placa, Figura 5. En el modelo axisimétrico, únicamente se aplicará la extensión de 10 mm sobre el radio.

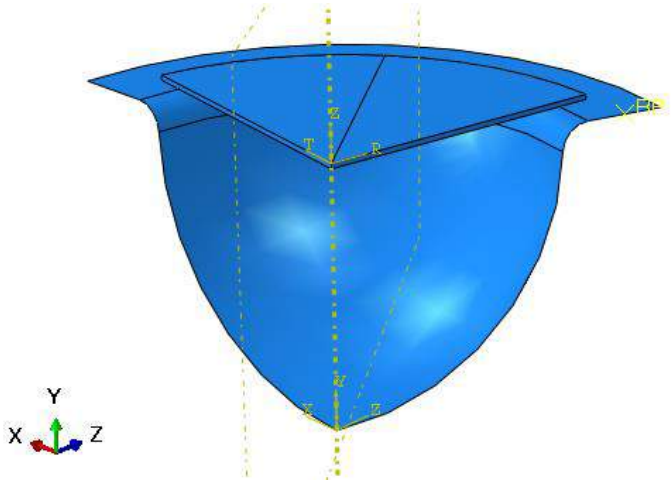


Figura 5: Modelado usando doble simetría en el plano XZ.

– Se simulará el agarre entre el molde inferior y el superior aplicando una restricción de los movimientos del perímetro de la placa y mediante el rozamiento experimentado debido a la presión transmitida desde la placa al molde, Figura 6. El radio de adaptación es fundamiental a la hora de prevenir problemas numéricos debido al salto en las normales de elementos adyacentes que pueden aparecer si se tomara como una esquina recta. Se tomará un radio de adaptación del 10% del radio de la bóveda.

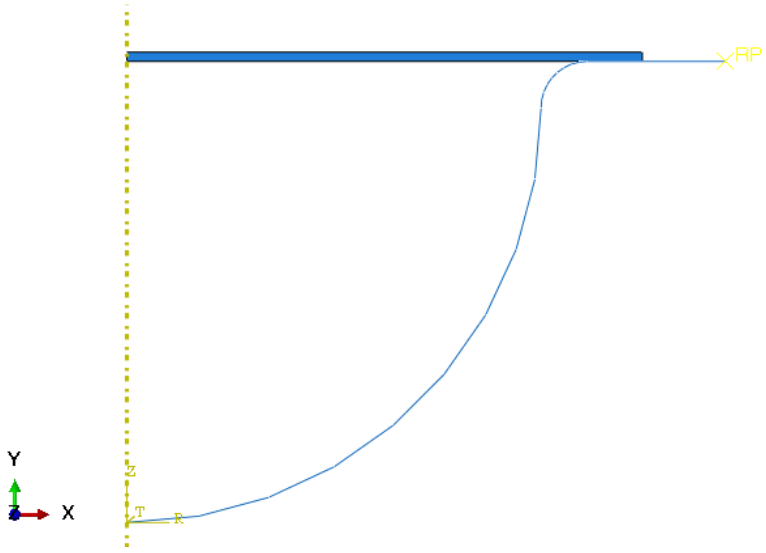


Figura 6: Modelado usando simetría axial alrededor del eje y.

Una vez concretada la forma de modelar la geometría, se requiere caracterizar tanto el molde como la placa. Los ensayos computacionales se realizarán con el software ABAQUS, el cual dispone de un gran conjunto de elementos para poder utilizar. El molde, en concreto, se tratará como una superficie rígida para ambos modelajes. La placa, puede ser tratada como un sólido tanto como una lámina, o incluso como una membrana si se supone que sólo se transmiten esfuerzos normales.Se simplificará el siguiente estudio eliminando la última opción.

Así, se modelará la placa como un sólido y como una lámina. Para el modelo bisimétrico, se utilizarán elementos S4R/S3R (al ser una forma circular, es necesario combinar elementos triangulares y cuadrangulares), es decir, elementos lámina de cuatro y tres nodos con formulación reducida para la placa considerada como lámina. En caso de que se considere como sólido, se utilizarán los elementos C3D10M, es decir, elementos cuadráticos tetrahédricos de diez nodos y formulación modificada Dichos elementos estan especialmente diseñados para ofrecer buenos resultados en problemas que impliquen grandes deformaciones y contacto entre varios cuerpos. Por último, en el modelo con simetría axial se utilizará el elemento CAX6M para la láxima, el cual es un elemento triangular axisimétrico de 6 nodos, y SAX1, elemento lineal de dos nodos, para el sólido.

– El siguiente punto consiste en la caracterización del material mediante una ecuación de comportamiento. Se utilizará como tal el modelo de Norton-Hoff [11]

$$\sigma = K\dot{\varepsilon}^m \qquad (1)$$

donde σ es la tensión de Cauchy, K un coeficiente, $\dot{\varepsilon}$, la tasa de deformación equivalente y m es un parámetro de sensibilidad de la tasa de deformación. Dicho modelo es uno de los más utilizados para los materiales superplásticos [12-14]. En dicho modelo se asume que no existe endurecimiento por deformación y que los parámetros K y m permanencen constantes durante todo el proceso.

Para implementar el modelo constitutivo se utilizará la ley de potencias que dispone ABAQUS para materiales con propiedades superplásticas con endurecimiento temporal.

$$\dot{\varepsilon} = A\tilde{q}^n t^p, \qquad (2)$$

donde p es un parámetro que tomado como 0, y $\tilde{q}$ la tension desviatoria equivalente. Además de este modelo, ABAQUS proporciona otro también de ley de potencia con endurecimiento por deformación y una ley más compleja de forma de seno hiperbólico también muy usada como modelo de comportamiento[15]. Una última alternativa, la cual abre la posibilidad a implementar leyes de comportamiento más complejas, consistiría en la modelización constitutiva mediante una subrutina UMAT. El ensayo se realizará sobre una placa de PbSn60 con las siguientes propiedades [16].

$$K = 36.925\ s^m\ MPa \quad m = 0.364 \qquad (3)$$

3. Ejemplificación del ensayo

Se aplicará la metodología anteriormente expuesta en el estudio de la evolución del espesor en el centro de la bóveda durante todo el proceso. Dicho estudio fue abordado analítica y experimentalmente [10] de manera que se compararán ambos resultados con los obtenidos mediante métodos numéricos para las diferentes modelizaciones. De manera analítica, la evolución del espesor puede ser descrita como

$$\frac{s}{s_o} = \alpha\Lambda - \beta \qquad \Lambda = \frac{1}{1+H^2} \qquad H = \frac{h}{a} \qquad (4)$$

donde s es el espesor para cualquier instante medido en el centro de la placa circular, el cual se convertirá en la cúspide de la bóveda, s_o es el espesor en el instante inicial, α y β son dos parámetros, Λ es una variable que depende de la altura adimensional H, h la altura alcanzada por la bóveda en un instante dado y a el radio de curvatura de la bóveda. Los parámetros α y β se definen como

$$\alpha = \frac{0.14}{m} + 0.99 \qquad (5)$$

$$\beta = \frac{0.14}{m} - 0.01 \qquad (6)$$

En la Tabla 1 se comparan, para cada modelado, el tiempo de conformado necesario para completar la bóveda y el tiempo de cómputo invertido en el cálculo. Para tres de los cuatro modelos, se obtuvieron un tiempo de conformado similar, del orden de los 310 segundos. Para la modelización con el elemento CAX6M, el tiempo aumentó hasta los 392 segundos. En cuanto a los tiempos de cómputo, los dos modelos axisimétricos obtuvieron valores en el mismo orden de magnitud. Mientras que para los modelos bisimétricos, estos valores aumentaron uno y dos órdenes de magnitud para la modelización como lámina y como sólido respectivamente. Todos los cálculos fueron realizados con un procesador i3-2350M a 2.3 GHz y 4 Gb de memoria RAM DDR3.

Tabla 1. Tiempos de conformado y de cómputo

	Elemento			
	S4R/S3R	**C3D10M**	**CAX6M**	**SAX1**
Tiempo de conformado (s)	315	320	392	300
Tiempo de cómputo (s)	657	5055	87	32

Asímismo, en la Figura 7 se muestran las evoluciones de espesor para el mismo punto central de la placa: para el desarrollo analítico (negro), en el estudio experimental (azul) y para las cuatro modelizaciones llevadas a cabo mediante elementos finitos en el programa ABAQUS. De esta forma, para $\Lambda = 1$, se está viendo la placa antes de someterse a ninguna deformación, y $\Lambda = 0.5$, para cuando la placa ha adoptado la forma completa de la bóveda.

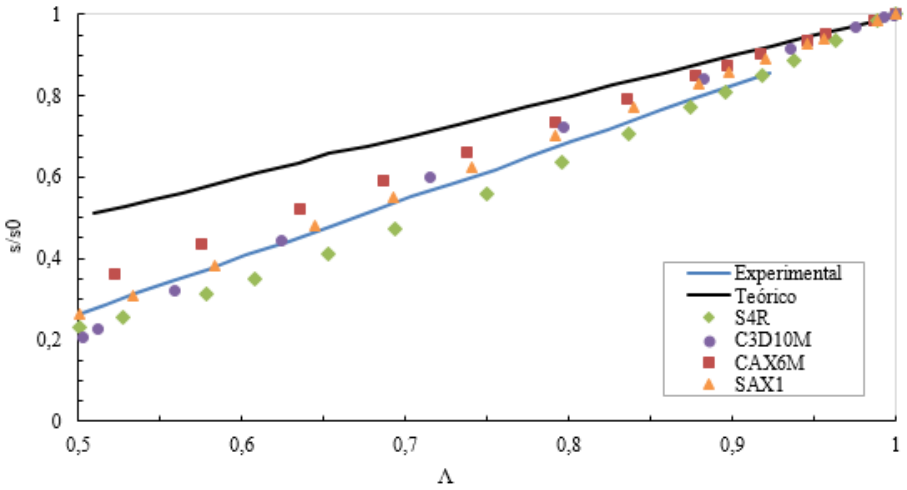


Figura 7: Evolución del espesor adimensional durante el conformado.

Para todas las modelizaciones se puede observar aproximadamente una evolución lineal en el entorno de la respuesta experimental. La mejor coincidencia con la curva experimental se consiguió con el elemento SAX1 del modelado axisimétrico, seguido del elemento C3D10M, CAX6M y S4R. Para todos los modelados, la placa fue discretizada con un tamaño medio de elemento de 2 mm.

4. Conclusión

Se ha presentado una metodología con la que modelar el proceso de fabricación por conformado superplástico de una bóveda circular. Se han reseñado los aspectos que intervienen en la configuración de un determinado proceso SPF, y cómo estos aspectos son plasmados en un modelo de elementos finitos. Se ha seguido esta metodología para modelar el mismo problema de cuatro formas diferentes, utilizando en cada caso un elemento particular para discretizar la placa a conformar. Se ha analizado estas cuatro modelizaciones desde el punto de vista de los resultads, cotejándolos con los resultados experimentales y con el desarrollo analítico y desde el punto de vista de la eficiencia computacional comparando entre ellos los tiempos de cómputo. De esta forma, se ha podido constatar la idoneidad de determinados elementos para este tipo de ensayos, como el axisimétrico SAX1, frente al resto de opciones; debido tanto a la precisión de los resultados como al tiempo de cómputo empleado.

5. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad (Proyecto DPI2015-71448-R), por la Unión Europea (Convocatoria INTERCONNECTA, Proyecto COSSTA) y por la Junta de Andalucía.

6. Referencias

[1] C.E. Pearson. Viscous properties of extruded eutectic alloys of lead-tin and bismuth-tin. J. Inst. Metals, (1934), 54-111.

[2] F. Jovane. An approximate analysis of the superplastic forming of a thin circular diaphragm: theory and experiments. In. J. Mech. Sci, 10, (1968), 403-427.

[3] B.F. Addis, D.S. Fields, D.L. Mehl. Thermoforming of metals. Part. No. 3,340,101. 1967.

[4] A.K. Ghosh, C.H. Hamilton. Superplastic forming and diffusion bonding of titanium alloys. Defense Science Journal, 36, (1986), 153-177.

[5] J.H. Lee, Y.J. Song, D.H. Shin, C.S. Lee. Microstructural evolution during superplsatic bulge forming of Ti-6Al-4V alloy. Materials Science and Engineering:A, 243, (1998), 119-125.

[6] K.S. Lee, H. Huh. Simulation of superplstic forming/diffusion bonding with finite-element analysis using the convective coordinate system. Journal of Materials Processing Technology, 89, (1999), 92-98.

[7] L. Carrino, G. Giuliano, C. Palmeri. On the optimisation of superplastic forming processes by the finite-element method. Journal of Materials Processing Technology, 143, (2003), 373-377.

[8] M.A. Nazzal, M.K. Khraisheh, B.M. Darras. Finite element modeling and optimization of superplastic forming using variable strain rate approach. Journal of Materials Engineering and Performance, 13, (2004), 691-699.

[9] J. Liu, M.J. Tan, M. Guo. Superplastic-like forming of Ti-6Al-4V alloy. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 69, (2013), 1097-1104.

[10] G. Giuliano, S. Franchitti. On the evaluation of superplastic characteristics using the finite element method. International Journal of Machine Tools & Manufactura, 47, (2007), 471-476.

[11] K.A. Padmanabhan, G.J. Davies. Superplasticity MRE Materials Research and Engineering. Springer-Verlag, 2, (1980), 312.

[12] N. Chandra. Constitutive behavior of superplastic materials. International Journal of Non-Linear Mechanics, 37, (2002), 461-484.

[13] M.A. Nazzal, F. Abu-Farha, R. Curtis. Finite Element Simulations for Investigating the Effects of Specimen Geometry in Superplastic Tensile Tests. Journal of Materials Engineering and Performance, 26 (2011), 865-876.

[14] K.D.V. Yarlagadda, P. Gudimetla, C. Adam. Finite element analysis of high strain rate superplastic forming (SPF) of Al-Ti alloys. Journal of Materials Processing Technology, 130, (2002), 469-476.

[15] J. Lin, T.A. Dean. Modelling of microstructure evolution in hot forming using unified constitutive equations. Journal of Materials Processing Technology, 167, (2002), 354-362.

[16] R.E. Ramos, J.C. Garcia-Prada, G. Giuliano. Análisis de las características mecánicas de la superplasticidad: aplicación a la aleación de PbSn60. Universidad Carlos III, Madrid, (2011).

Generación de texturas superficiales por fresado en cinco ejes

M. Arizmendi Jaca[1], M. Artano Aldalur[2], A. Jiménez Zabaleta[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Navarra. marizmendi@tecnun.es

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Navarra. martanoa@alumni.tecnun.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Navarra. ajzabaleta@tecnun.es

En este artículo, se presenta un modelo que permite predecir la generación de texturas superficiales con forma de cavidad en piezas fresadas en cinco ejes con fresas de punta esférica. Para el desarrollo del modelo, se deducen las ecuaciones de las trayectorias descritas por los filos de corte en fresado en cinco ejes. A partir de este modelo, se analiza la influencia de las condiciones de corte en la forma y dimensiones de las cavidades generadas. Para la generación de las cavidades, se emplean avances y profundidades de pasada que evitan la interferencia entre cavidades generadas por distintos filos de la fresa. Finalmente, se han llevado a cabo ensayos de fresado para validar las predicciones del modelo. La validación experimental muestra la existencia de una buena concordancia en forma y dimensiones entre las cavidades simuladas y las obtenidas en los ensayos.

1. Introducción

Los procesos de texturizado de superficies para mejorar las propiedades superficiales de piezas están teniendo una aplicación creciente [1, 2]. Algunos ejemplos de propiedades cuya mejora tiene interés industrial son la adherencia superficial para piezas que deben ser recubiertas, la capacidad de repeler la humedad, propiedades ópticas o estéticas, la disminución de la fricción y la capacidad de almacenamiento de lubricante. Los procesos más empleados para el texturizado de superficies se basan en el laser (laser surface texturing), el chorro de iones (ion beam surface texturing) y en el ataque químico selectivo (etching surface texturing), pero dado que el equipo necesario es caro, estas aplicaciones sólo se justifican en piezas de muy alto valor. Recientemente algunas publicaciones científicas [3, 4, 5, 6] han mostrado que el fresado con fresa de punta esférica puede ser capaz de texturizar las superficies generando cavidades si se eligen adecuadamente los parámetros del proceso. El texturizado proporcionado por este proceso es muy versátil y se pueden conseguir cavidades con diferentes geometrías y orientaciones. En este artículo, se desarrolla en primer lugar un modelo que predice la geometría de cavidades generadas en superficies planas fresadas en cinco ejes con fresas de punta esférica. A continuación, se analiza la influencia de las condiciones de corte (inclinación y orientación de la fresa, avance y profundidad de pasada) en la forma, dimensiones y orientación de las cavidades generadas. Finalmente, se valida experimentalmente el modelo comparando la geometría de cavidades predichas por el modelo con cavidades generadas en ensayos de fresado en cinco ejes.

2. Definición de la geometría de una fresa de punta esférica

En la Figura 1(a), se muestra de manera esquemática la geometría en 3D de una fresa de punta esférica de radio R y ángulo de hélice α_{hx}. Por simplicidad, en la figura se representa uno de los filos pero el modelo desarrollado se generaliza para una fresa de N_t filos. Se supone que el filo de corte representado en la Figura 1(a) es uno de los filos de la fresa, que se denomina como filo k, siendo k=1, 2, …, N_t.

Para definir la posición de un punto situado sobre el filo k, se considera en primer lugar, un sistema de coordenadas local $O_kX_kY_kZ_k$ asociado a dicho filo k (Figura 1(a)) en el cual:

- El origen O_k del sistema de referencia está situado sobre el eje de la fresa en su extremo libre.
- El eje Z_k coincide con el eje de la fresa.
- El eje X_k tiene dirección radial y es tangente en el punto O_k a la proyección del filo k en el plano que pasa por el origen O_k y es perpendicular al eje Z_k (ver Figura 1(c)). En esta figura, se muestra una vista en planta de la fresa y del filo k.
- El eje Y_k es perpendicular a los ejes X_k y Z_k formando un triedro.

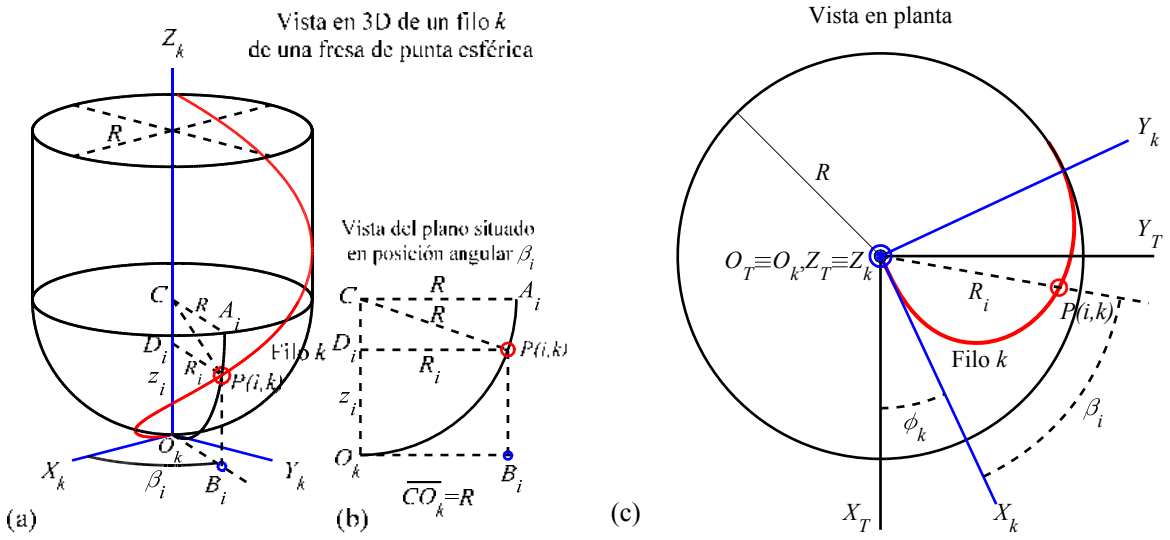


Figura 1: Definición de la geometría de una fresa de punta esférica y de un filo de corte *k*: (a) Vista en 3D del filo *k* y (b) vista en planta de la fresa, del filo *k* y de los sistemas de referencia $O_TX_TY_TZ_T$ y $O_kX_kY_kZ_k$.

Para simular la cavidad generada por un filo de corte sobre la superficie de una pieza, el filo de corte *k* se discretiza en un número finito de puntos *P(i,k)*, siendo *i*=1, 2, …, *n*, y el parámetro *n es* el número de puntos en que se discretiza el filo de corte. La posición del punto *P(i,k)* se define a partir de tres parámetros: su altura z_i, su posición radial R_i con respecto al eje de la fresa y su posición angular β_i (ver Figura 1(a)), estando z_i, R_i y β_i relacionados entre sí, como se verá a continuación. Como se puede observar en la Figura 1(b), el punto *P(i,k)* está situado sobre una circunferencia de centro *C* y radio *R*, que resulta de la intersección de la punta esférica de la fresa con un plano radial definido por los puntos O_kCA_i (Figura 1(a)). Este plano contiene al eje de la fresa Z_T y pasa por el punto *P(i,k)*. Teniendo en cuenta la Figura 1(b), el radio R_i se puede expresar en función de la altura z_i como:

$$R_i = \sqrt{2Rz_i - (z_i)^2} \tag{1}$$

Las coordenadas del punto *P(i,k)* en el sistema $O_kX_kY_kZ_k$ se pueden expresar como:

$$x^k_{P(i,k)} = R_i \cdot \cos(\beta_i) \tag{2}$$

$$y^k_{P(i,k)} = R_i \cdot \sin(\beta_i) \tag{3}$$

$$z^k_{P(i,k)} = z_i \tag{4}$$

donde el ángulo β_i representa la posición angular del plano O_kCA_i, plano que contiene al punto *P(i,k),* con respecto al plano X_kZ_k (Figura 1), y se puede expresar en función de la altura z_i a la que se encuentra el punto *P(i,k)* considerado, del ángulo de hélice α_{hx} y del radio de la fresa *R* por medio de la siguiente ecuación:

$$\beta_i = \frac{z_i}{R} \cdot \tan(\alpha_{hx}) \tag{5}$$

Para definir la posición del punto *P(i,k)* en la fresa, se considera en segundo lugar, un sistema de coordenadas $O_TX_TY_TZ_T$ asociado a la fresa (Figura 1(c)) en el cual:

- El origen O_T del sistema de referencia está situado sobre el eje de la fresa en su extremo y coincide con el origen O_k del sistema $O_kX_kY_kZ_k$.
- El eje Z_T coincide con el eje de la fresa y el eje Z_k.
- El eje X_T tiene dirección radial y es tangente a la proyección del filo de corte 1 en el punto O_T.
- El eje Y_T es perpendicular a los ejes X_T y Z_T formando un triedro.

La posición del punto *P(i,k)* en el sistema de referencia asociado a la fresa $O_T X_T Y_T Z_T$ se puede expresar en función de la separación angular ϕ_k entre el filo k y el filo 1 (ver Figura 1(c)) como:

$$x^T_{P(i,k)} = R_i \cdot \cos(\beta_i + \phi_k) \qquad \text{donde } \phi_k = \frac{2\pi}{N_t} \cdot (k-1) \tag{6}$$

$$y^T_{P(i,k)} = R_i \cdot \sin(\beta_i + \phi_k) \tag{7}$$

$$z^T_{P(i,k)} = z_i = \frac{R\beta_i}{\tan(\alpha_{hx})} \tag{8}$$

3. Trayectoria de los filos de corte en fresado en cinco ejes

Una vez definidas las coordenadas de los puntos *P(i,k)* situados en los filos de corte de una fresa de punta esférica, se deducen en este apartado las ecuaciones que describen su trayectoria en una operación de fresado. El objetivo es simular la cavidad generada por los filos de corte sobre una superficie plana de una pieza (ver Figura 2(a)). En dicha figura, se representan de manera esquemática la operación de fresado considerada en este trabajo y los parámetros que la definen: la inclinación y orientación de la fresa, los parámetros geométricos de corte y las velocidades de avance y de giro de la fresa. Durante la operación de fresado, la fresa gira con una velocidad de giro N y se desplaza con una velocidad V_f en la dirección de avance, avanzando una distancia f por cada revolución de la fresa. La orientación de la fresa se define por medio de dos ángulos: el ángulo de inclinación β y el ángulo de orientación γ. En la operación de fresado considerada en este trabajo, los ángulos β y γ se fijan al inicio y se mantienen invariables a medida que avanza la herramienta. Para la generación de estas cavidades, se emplean avances elevados y profundidades de pasada pequeñas con el fin de evitar interferencias entre cavidades generadas por diferentes filos de la fresa. Para simular la geometría de la cavidad generada en la superficie de la pieza, se define un sistema de referencia asociado a la pieza $O_W X_W Y_W Z_W$ (Figura 2(a)) en el cual:

- El eje Z_W es perpendicular a la superficie plana de la pieza.
- El origen O_W está situado a una distancia a_P respecto a la superficie, en el interior de la pieza. Esta distancia es la profundidad de pasada y determina la profundidad de las cavidades generadas.
- El eje X_W coincide con la dirección de avance de la fresa.
- El eje Y_W es perpendicular X_W y Z_W formando un triedro.

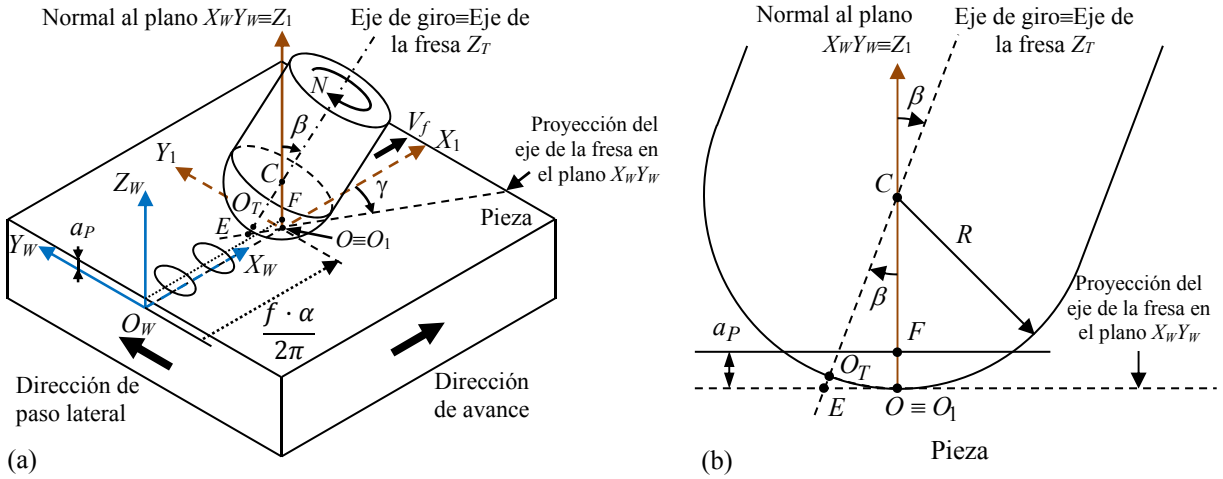


Figura 2: (a) Esquema de un proceso de fresado en cinco ejes. (b) Ángulo de inclinación β de la fresa.

Para facilitar la definición de estos ángulos, se considera en primer lugar, la proyección del eje de la fresa sobre el plano $X_W Y_W$. La proyección del eje de la fresa se representa en la Figura 2(a) por medio de una línea a trazos. A continuación, se considera el plano formado por el eje de giro de la fresa (eje Z_T) y dicha proyección. Una vista de este plano se muestra en la Figura 2(b). En esta figura, se representan el eje de giro de la fresa Z_T, la proyección del eje de la fresa en el plano $X_W Y_W$ y la dirección normal a dicho plano que pasa por el centro C de la punta esférica de la fresa. Esta dirección normal a la pieza coincide con un eje denominado en la Figura 2(b) como eje Z_1. El

punto de intersección entre la dirección normal (eje Z_1) y el plano X_WY_W es el punto O, que se corresponde con el punto de tangencia de la punta esférica de la fresa con dicho plano X_WY_W (Figura 2(b)).

Finalmente, teniendo en cuenta las Figuras 2(a,b), el ángulo de inclinación β se define como el ángulo que forma el eje de giro Z_T de la fresa con la dirección normal a la superficie de la pieza (eje Z_1). El ángulo de orientación γ se define como el ángulo formado por la proyección del eje de la fresa sobre el plano X_WY_W y la dirección de la velocidad de avance V_f de la herramienta (Figura 2(a)).

Para formular las ecuaciones que describen la trayectoria de cualquier punto situado sobre los filos de la fresa, se considera, en primer lugar, el punto *P(i,k)* definido en el Apartado 2, que pertenece al filo k, está situado a una altura z_i y cuyas coordenadas en el sistema $O_TX_TY_TZ_T$ asociado a la fresa vienen dadas por las ecuaciones (6-8). A continuación, se deducen las coordenadas de dicho punto en el sistema asociado a la pieza $O_WX_WY_WZ_W$ teniendo en cuenta el avance f, el ángulo girado α, el ángulo de orientación γ y el ángulo de inclinación β. Para ello, se emplean tres sistemas de coordenadas auxiliares $O_1X_1Y_1Z_1$, $O_2X_2Y_2Z_2$ y $O_3X_3Y_3Z_3$ (Figura 3) que tienen en cuenta:

- La distancia que recorre la fresa sobre la superficie de la pieza. Se considera una traslación en dirección X_W del sistema $O_1X_1Y_1Z_1$ respecto al $O_WX_WY_WZ_W$ (ver Figuras 2(a) y 3(a)). La distancia recorrida depende del avance por vuelta f y del ángulo α girado por la fresa y es igual a la distancia entre el punto de tangencia O de la fresa y el origen O_W del sistema asociado a la pieza $O_WX_WY_WZ_W$.
- El ángulo de orientación γ del eje de la fresa respecto a la dirección de avance. Se realiza un giro γ alrededor del eje Z_1 del sistema $O_2X_2Y_2Z_2$ respecto al $O_1X_1Y_1Z_1$ (ver Figura 3(b)).
- El ángulo de inclinación β del eje de la fresa Z_T, que coincide con el eje Z_3 (ver Figura 3(c)), respecto al eje Z_2, coincidente con el eje Z_1 y la dirección normal a la superficie de la pieza (ver Figuras 3(b) y 2(b)). Se considera un giro β alrededor de un eje paralelo al eje Y_2, que pasa por el centro C de la punta esférica. De esta forma, se pasa del sistema $O_2X_2Y_2Z_2$ al $O_3X_3Y_3Z_3$ (ver Figura 3(c)).
- El ángulo α girado por la fresa. Se supone un giro α alrededor del eje Z_3 del sistema asociado a la fresa $O_TX_TY_TZ_T$ respecto al sistema $O_3X_3Y_3Z_3$ (ver Figura 3(d)).

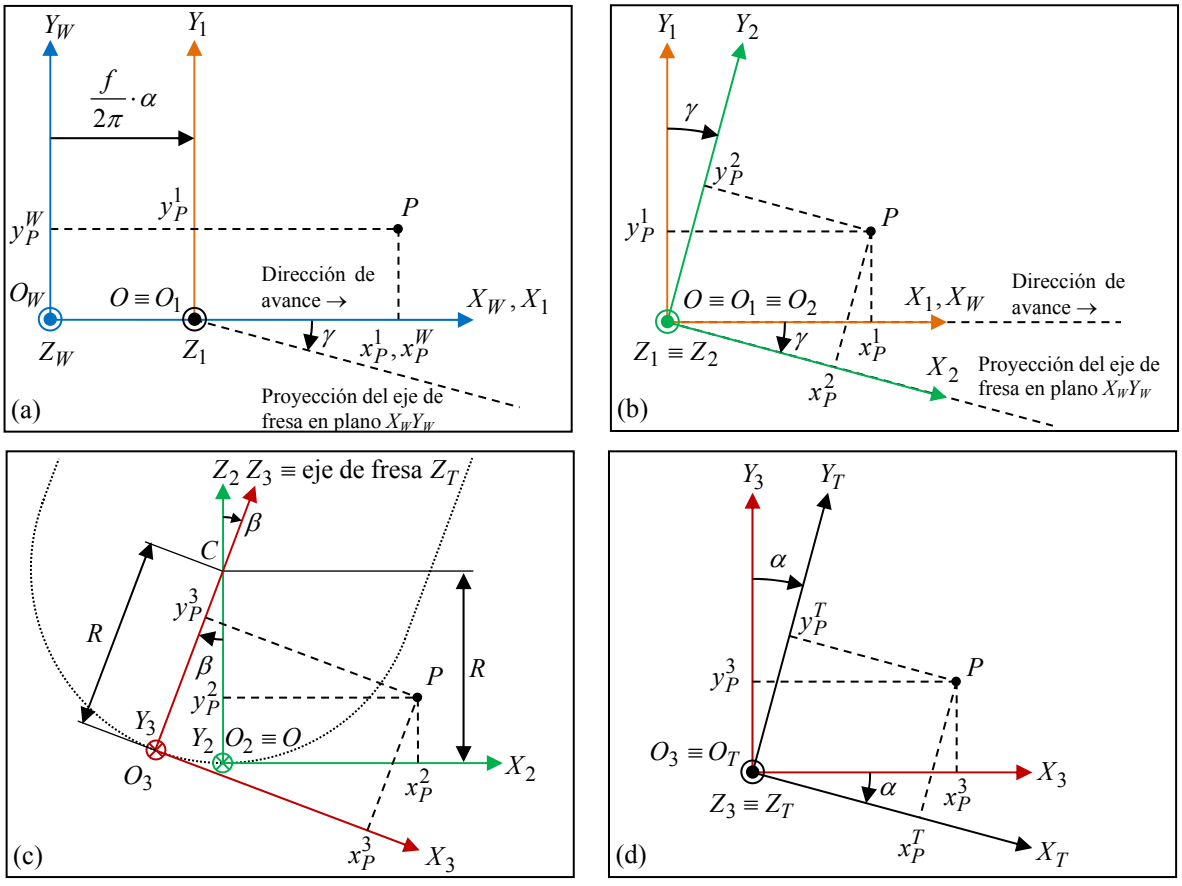


Figura 3: Definición de los sistemas de referencia auxiliares $O_1X_1Y_1Z_1$, $O_2X_2Y_2Z_2$ y $O_3X_3Y_3Z_3$.

La trayectoria de un punto *P(i,k)* en el sistema $O_W X_W Y_W Z_W$ de la pieza se obtiene a partir de las sucesivas posiciones del punto a medida que gira la fresa. La posición del punto *P(i,k)*, dada por sus coordenadas en el sistema $O_W X_W Y_W Z_W$, se puede expresar en función de cuatro matrices de transformación entre los sistemas definidos previamente, ${}^{W}T_1$, ${}^{1}T_2$, ${}^{2}T_3$ y ${}^{3}T_T$, que dependen del avance por vuelta f, del ángulo girado α, del ángulo de inclinación β, del ángulo de orientación γ y del radio R de la fresa:

$$\begin{pmatrix} x^W_{P(i,k)} \\ y^W_{P(i,k)} \\ z^W_{P(i,k)} \\ 1 \end{pmatrix} = {}^{W}T_1 \cdot {}^{1}T_2 \cdot {}^{2}T_3 \cdot {}^{3}T_T \cdot \begin{pmatrix} x^T_{P(i,k)} \\ y^T_{P(i,k)} \\ z^T_{P(i,k)} \\ 1 \end{pmatrix} \quad \text{donde} \quad {}^{W}T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & f\alpha/(2\pi) \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{9}$$

$${}^{1}T_2 = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & \sin(\gamma) & 0 & 0 \\ -\sin(\gamma) & \cos(\gamma) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \; {}^{2}T_3 = \begin{bmatrix} \cos(\beta) & 0 & \sin(\beta) & -R\sin(\beta) \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin(\beta) & 0 & \cos(\beta) & R - R\cos(\beta) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \; {}^{3}T_T = \begin{bmatrix} \cos(\alpha) & \sin(\alpha) & 0 & 0 \\ -\sin(\alpha) & \cos(\alpha) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Una vez deducidas las trayectorias de los filos de corte, se simulan y analizan en el siguiente apartado la geometría de las cavidades generadas en la superficie de las piezas fresadas.

4. Simulación de cavidades generadas en la superficie de piezas fresadas

En la Figura 4(a), se muestra a modo de ejemplo la simulación de una cavidad generada en la superficie de una pieza, es decir, en un plano paralelo al plano $X_W Y_W$ que está situado a una altura a_P. A la hora de simular la cavidad, el filo de corte se discretiza en un número finito de puntos. Esto hace que, cuando se simule el movimiento de los filos de corte, la trayectoria que recorre un punto del filo esté formada por una serie de puntos que representan el paso de dicho punto sobre la pieza en distintas posiciones angulares. De entre estos puntos, se seleccionan aquellos que están por debajo del plano paralelo al plano $X_W Y_W$ y situado a la altura a_P, es decir, por debajo del plano que coincide con la superficie de la pieza. Estos puntos son los puntos representados en la Figura 4(a). A continuación, se obtienen los puntos que definen el contorno de la cavidad en la superficie de la pieza (Figura 4(b)). El objetivo es ajustar este contorno a una geometría elíptica y obtener las dimensiones de la cavidad que caracterizan su forma. Para ello, se obtienen las coordenadas de los puntos de la cavidad que definen su contorno en la superficie de la pieza. Una vez identificados los puntos que conforman el borde, se ajustan dichos puntos a una elipse por medio del método de los mínimos de cuadrados. De esta forma, se obtienen una serie de parámetros que caracterizan la geometría de la cavidad (ver Figura 4(b)): 1) el centro de la elipse: (x_C, y_C), 2) los semiejes mayor y menor de la elipse: a y b, respectivamente y 3) el ángulo de inclinación ψ del semi-eje mayor respecto a la horizontal.

A continuación se analiza la influencia que tienen distintos parámetros geométricos de corte (los ángulos de orientación γ e inclinación β de la fresa, el avance f y la profundidad de pasada a_P) en la forma de la cavidad.

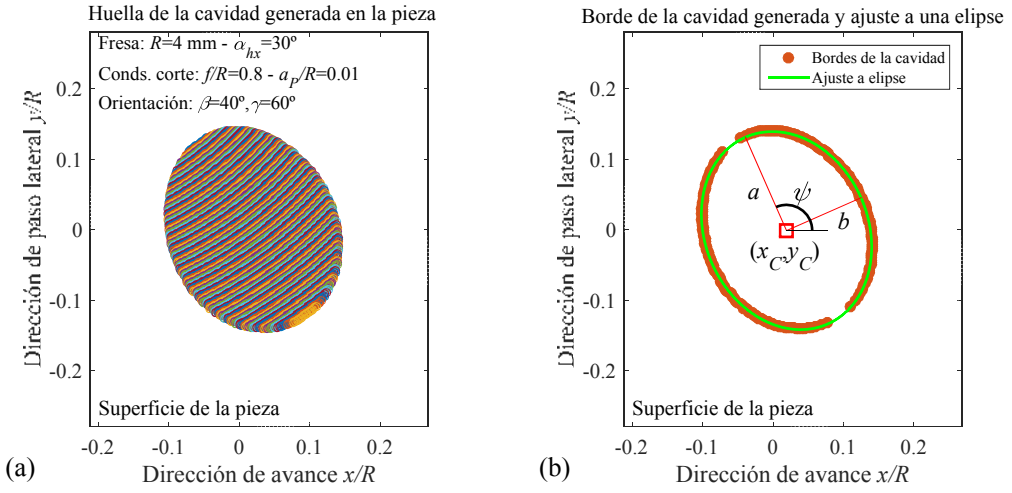


Figura 4: (a) Cavidad simulada en la superficie de una pieza y (b) ajuste de los bordes a una elipse.

4.1. Influencia de los ángulos de orientación γ y de inclinación β de la fresa en la cavidad

En la Figura 5(a), se muestra la influencia del ángulo γ en la geometría y orientación de las cavidades simuladas para un ángulo de inclinación β constante (β=40º). Se observa que el ángulo γ influye de manera significativa en la orientación de las cavidades generadas respecto a la dirección de avance: para γ=270º, el semieje mayor de la cavidad sigue la dirección de avance mientras que para γ=90º, la dirección perpendicular. Respecto a la forma, se observa que, para las condiciones de corte consideradas en la figura, las cavidades tienen forma elíptica independientemente del ángulo γ. En el caso de que el ángulo de inclinación fuera menor (β=20º), las cavidades mantienen la orientación pero tienden a ser más alargadas y su forma cambia dejando de ser elípticas.

En la Figura 5(b), se representa el cociente entre los semiejes mayor a y menor b de las cavidades en función de los ángulos γ y β. En esta figura, se observa que, a medida que disminuye β, el cociente a/b es cada vez mayor para cualquier ángulo γ. Esta tendencia es más significativa para valores de γ comprendidos entre 0 y 225º.

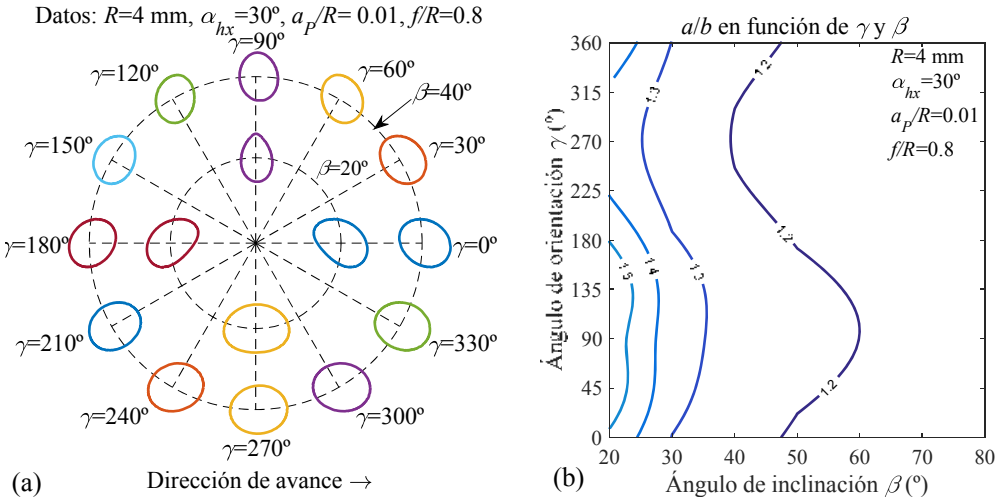


Figura 5: (a) Forma y (b) cociente entre semiejes (a/b) de cavidades generadas en función de los ángulos γ y β.

4.2. Influencia de la profundidad de pasada a_P y del avance f en la geometría de la cavidad

En la Figura 6(a), se muestra la influencia de la profundidad de pasada a_P en la geometría de la cavidad. A medida que aumenta a_P, las dimensiones de las cavidades aumentan pero su orientación y forma se mantienen prácticamente constantes.

En la Figura 6(b), se analiza la influencia del avance por vuelta f. En este caso, a medida que disminuye el avance, el contorno de la cavidad en la superficie de la pieza pasa de tener forma elíptica a una circular. Para valores elevados de avance, el cociente a/b es 1.25 mientras que para avances más pequeños, el cociente se reduce hasta 1.06, siendo en este caso los semiejes a y b prácticamente iguales.

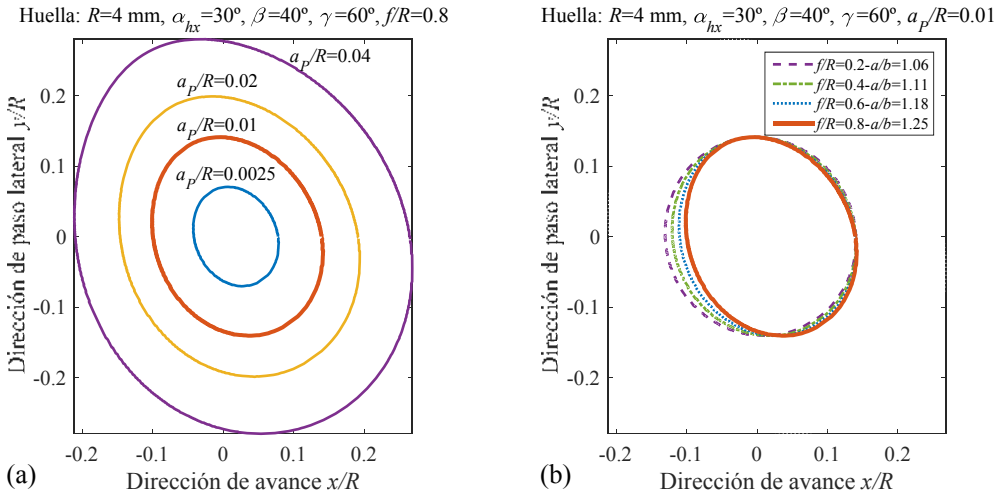


Figura 6: Influencia de (a) la profundidad de pasada a_P y (b) el avance f en la forma de la cavidad generada.

5. Validación experimental

Para validar las predicciones del modelo, se han llevado a cabo una serie de ensayos de fresado en un centro de mecanizado de 5 ejes. Los ensayos de corte han consistido en la generación de cavidades en superficies planas de piezas de AL7075-T6 con una fresa de punta de esférica de metal duro, con 2 filos de corte, ∅8 mm y ángulo de hélice 30º. La velocidad de giro es 2000 rpm. En la Tabla 1, se muestran los parámetros geométricos de corte definidos para cada ensayo: avance (f), profundidad de pasada (a_P) y ángulos de orientación (γ) e inclinación (β).

Tabla 1: Condiciones de los ensayos de fresado y dimensiones d_x y d_y de cavidades simuladas y fresadas.

Ensayo nº	Avance f (mm)	Prof. pasada a_P(mm)	Áng. orientación γ (º)	Áng. inclinación β(º)	Simulación		Experimental		Errores	
					d_x (μm)	d_y (μm)	$\bar{d}_x$ (μm)	$\bar{d}_y$ (μm)	e_x (%)	e_y (%)
1	4	0.055	90	20	766.4	1320.5	836.0±5.1	1355.7±18.0	9.1	2.7
2	3	0.060	90	32	1077.9	1372.2	1134.9±32.3	1348.0±10.3	5.3	1.8
3	4	0.085	90	62	1348.8	1629.3	1342.2±37.0	1568.2±31.7	0.5	3.9
4	4	0.105	90	62	1496.7	1816.7	1504.1±19.4	1794.5±12.6	0.5	1.2

La validación del modelo se ha realizado comparando la geometría de las cavidades generadas en la superficie de piezas fresadas con la geometría de cavidades simuladas. Para ello, tras el mecanizado de las cavidades, se han captado imágenes digitales en escala de grises de las superficies fresadas en un microscopio estereoscópico con objeto de caracterizar la forma y las dimensiones de las cavidades. En la Figura 7(a), se muestra a modo de ejemplo una de las imágenes captadas con cavidades generadas en el ensayo nº 3. A partir de estas imágenes, se ha obtenido el contorno de cada una de las cavidades por medio de la detección de sus bordes (ver Figura 7(b)). De manera análoga a lo realizado con las cavidades simuladas, se han ajustado los bordes detectados en las imágenes a elipses por mínimos cuadrados obteniéndose los valores correspondientes a los semiejes mayor a y menor b de la elipse. Asimismo, se ha determinado la anchura d_x en la dirección de avance y la altura d_y en la dirección del paso lateral para cada una de las cavidades. Finalmente, se han estimado las medias de los valores d_x, d_y, a y b medidos en distintas cavidades para cada uno de los ensayos y se han comparado con los valores predichos. En las Tablas 1 y 2, se muestran los valores medios de d_x, d_y, a y b obtenidos en cada ensayo y los predichos en las simulaciones. Para compararlos, se han calculado los errores e_x, e_y, e_a y e_b cometidos en cada uno de los parámetros. Se comprueba que los errores están por debajo del 5% excepto en el error e_x de los ensayos 1 y 2.

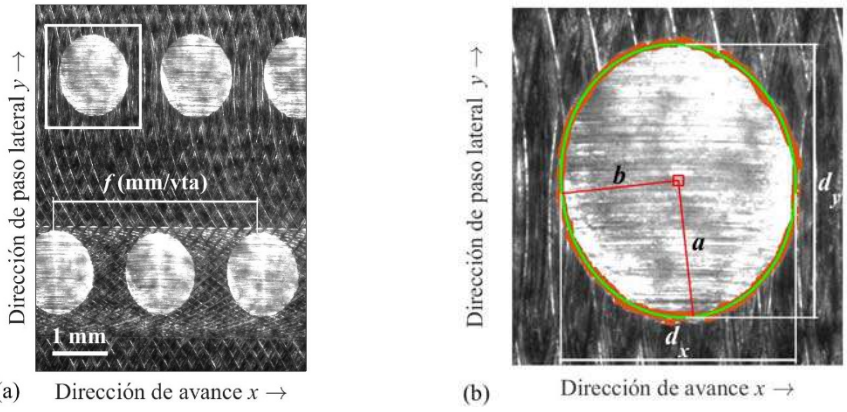


Figura 7: (a) Cavidades creadas en el ensayo nº 3. (b) Detección de bordes de una cavidad y ajuste a elipse.

Tabla 2: Valores de semi-ejes a y b de cavidades simuladas y fresadas en ensayos 2, 3 y 4.

Ensayo nº	Simulación		Experimental		Errores	
	a (μm)	b (μm)	$\bar{a}$ (μm)	$\bar{b}$ (μm)	e_a (%)	e_b (%)
2	687.6	531.8	661.1±7.3	553.4±9.6	4.0	4.1
3	824.9	659.3	795.8±17.1	666.9±15.4	3.6	1.2
4	915.0	732.2	897.1±9.7	746.4±9.0	2.0	1.9

En la Figura 8, se comparan las cavidades simuladas con las obtenidas en los ensayos. Se observa una buena correspondencia en la geometría (forma y dimensiones) de las cavidades. Asimismo, se aprecia una variación significativa en la forma de la cavidad en el ensayo nº 1 (Figuras 8(a,b)) respecto al resto. En los ensayos nº 2, 3 y 4, las cavidades se asemejan elipses, mientras que en el ensayo nº 1, un extremo de la cavidad deja de ser redondeado y es más agudo. Esta diferencia es debida al ángulo de inclinación β. Esta tendencia se observa también en las cavidades simuladas en la Figura 5(a) cuando el ángulo β pasa de 40º a 20º y γ es 90º.

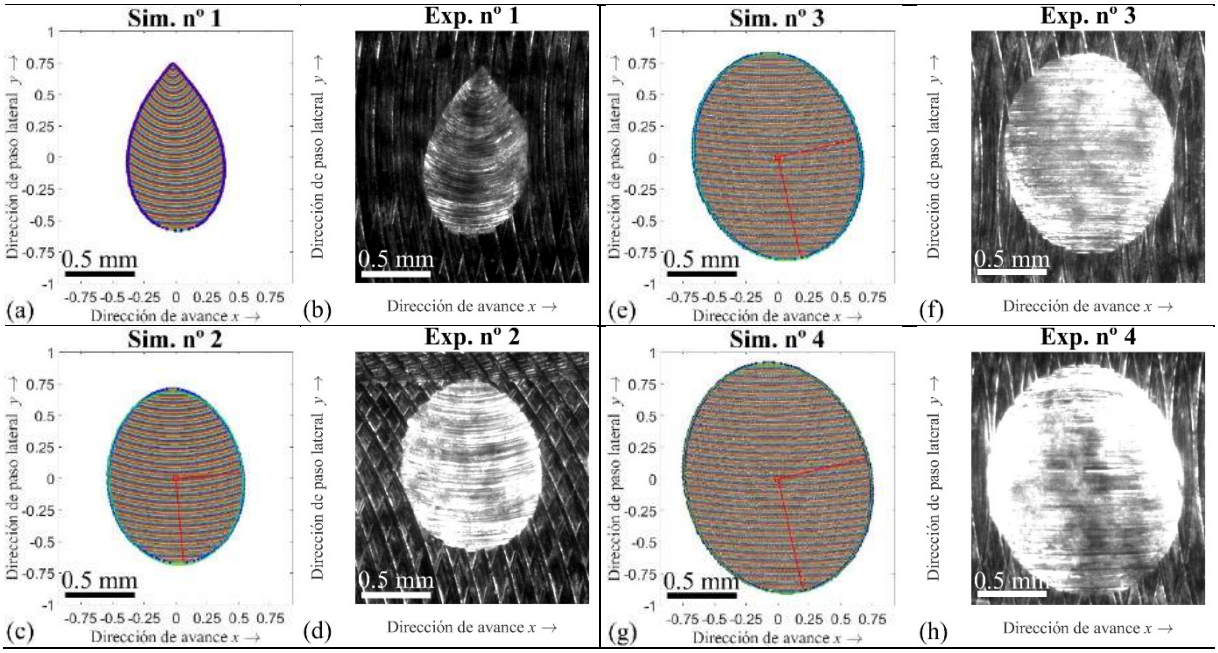


Figura 8: Geometría de las cavidades simuladas y medidas en los ensayos nº 1 (a-b), 2 (c-d), 3 (e-f) y 4 (g-h).

6. Conclusiones

Se ha desarrollado un modelo para la predicción de la geometría de cavidades generadas en la superficie de piezas fresadas en cinco ejes. La simulación de cavidades por medio del modelo ha permitido analizar la influencia de varios parámetros geométricos de corte (avance, profundidad y ángulos de inclinación y de orientación de la fresa) en la forma, dimensiones y orientación de las cavidades. De este análisis, se concluye que el ángulo de orientación de la fresa influye notablemente en la orientación de las cavidades respecto a la dirección de avance y que, conforme el avance disminuye, la forma de la cavidad pasa de ser elíptica a circular. Finalmente, se han validado las predicciones del modelo comparándolas con cavidades obtenidas en ensayos de fresado y se ha observado una buena correlación entre las simulaciones y los resultados experimentales tanto en la forma de las cavidades como en sus dimensiones.

7. Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Economía y Competitividad la financiación recibida por el proyecto TURBO (DPI2013-46164-C2-2-R), gracias a la cual se ha realizado este trabajo.

8. Referencias

[1] C. J. Evans, J. B. Bryan, “Structured”, “Textured” or “Engineered” Surfaces, Annals of the CIRP Vol. 48/2/1999, pp. 541-556.

[2] A. A. G. Bruzzone, H. L. Costa, P. M. Lonardo, D. A. Lucca, Advances in engineered surfaces for functional performance, CIRP Annals-Manufacturing Technology 57 (2008) 750-769.

[3] A. Zabel, T. Surmann, A. Peuker, Surface Structuring and Tool Path Planning for Efficient Milling of Dies, Seventh International Conference on High Speed Machining 2008, p. 155-160.

[4] H. Matsuda, H. Sasahara, M. Tsutsumi, Generation of a regularly aligned surface pattern and control of cutter marks array by patch division milling, Int. J. of Machine Tools & Manufacture 48 (2008) 84-94.

[5] Y. Kobayashi, K. Shirai, Multi-axis Milling for Micro-texturing, International of Precision Engineering and Manufacturing, January 2008, Vol. 9, Nº 1, pp. 34-38.

[6] E. Graham, C. I. Park, and S. S. Park, Fabrication of Micro-Dimpled Surfaces through Micro Ball End Milling, Int. J. of Precision Engineering and Manufacturing, Sept. 2013, Vol.14, No. 9, pp. 1637-1646.

Estudio de los factores de transmisión de la variabilidad dimensional en la fabricación de baldosas cerámicas

J. V. Abellán Nebot[1], C. Vila Pastor[2], G. M. Bruscas Bellido[3], J. Serrano Mira[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. abellan@uji.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. vila@uji.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. bruscas@uji.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. jserrano@uji.es*

Uno de los principales problemas en la fabricación de pavimento en la industria cerámica es la variabilidad dimensional tras la cocción del producto cerámico que ocasiona la clasificación del producto en diferentes calibres o calidades dimensionales. A pesar del conocimiento extenso del proceso de fabricación de las baldosas cerámicas, pocos son los trabajos que buscan analizar las interacciones entre las diferentes etapas del proceso para estimar la variación dimensional final del producto. Un análisis global del proceso permitiría realizar modificaciones de puntos de operación en ciertas etapas para minimizar la variabilidad, o estudiar en detalle las etapas críticas del proceso sobre las que implementar acciones de mejora. Este trabajo muestra un estudio del proceso global de fabricación de las baldosas cerámicas y la aplicación de la metodología Stream-of-Variation para el modelado de la propagación de errores entre las diferentes etapas del proceso.

1. Introducción

Las empresas dedicadas a la fabricación de baldosas cerámicas clasifican el producto final en función de su tamaño para que la posterior colocación por parte del cliente no se vea dificultada por una falta de estabilidad dimensional. Para realizar dicha clasificación se establecen una serie de tamaños, denominados habitualmente calibres, los cuales tienen asignado un margen de variación o tolerancia que depende de los estándares de calidad fijados por la empresa. Uno de los problemas más importantes del sector de fabricación de baldosas cerámicas es precisamente la dificultad para la consecución de lotes de producción con piezas de un mismo tamaño o calibre [1]. Este problema supone un aumento de coste por el incremento de posiciones en el almacén, la complejidad logística de la gestión de un stock separado en diferentes calibres, la necesidad de sobredimensionar los lotes de fabricación y en muchas ocasiones reclamaciones por parte de los clientes debido a variaciones dimensionales [2].

La variabilidad dimensional final de las baldosas cerámicas vienen dadas por las variaciones existentes en todas las etapas en las que se divide el proceso productivo, como son molienda, atomizado, prensado, secado, esmaltado y decoración y cocción (Figura 1). De hecho, el proceso de fabricación de las baldosas cerámicas ha sido extensamente estudiado en la literatura y existen numerosos trabajos que analizan en cada etapa del proceso las diferentes variables que influyen en el mismo y aquellas que, bajo experimentación, se conoce su relevancia en la calidad dimensional final.

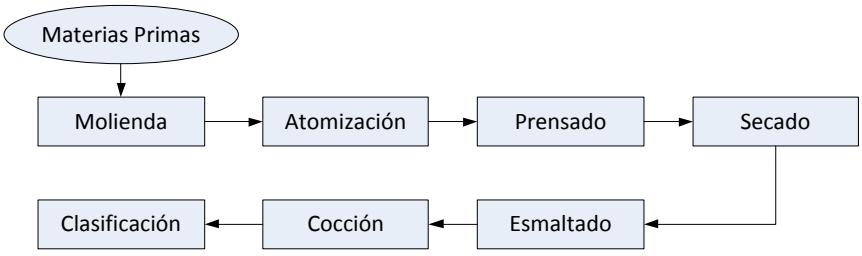


Figura 1: Etapas en el proceso de fabricación de baldosas cerámicas.

Por ejemplo, en la etapa de obtención de polvo atomizado, trabajos como [3] destacan la importancia del control de esta etapa por el impacto que tiene las variaciones de la humedad del polvo atomizado en la compacidad final de la baldosas tras prensado y en la dimensión final tras la etapa de cocción debido a las variaciones de la

contracción de las baldosas según el contenido de humedad de la misma. Variables como la composición de la materia prima (la barbotina resultante de la etapa anterior) y las características físico-morfológicas del aglomerado (tamaño, forma, humedad, fluidez, etc.) son consideradas críticas en la influencia sobre la humedad resultante del polvo atomizado.

La etapa de prensado y de cocción son dos de las etapas del proceso que más interés ha despertado en los investigadores para disminuir la variabilidad dimensional de las baldosas cerámicas. Poyatos y Mallol [1,4] argumentaron que el parámetro clave de la variabilidad de las piezas tras la cocción es la variabilidad de la densidad aparente tras el prensado. Con objeto de controlar esa variabilidad, desarrollaron un sistema de control integral de la operación de prensado donde la influencia en la densidad aparente de las variaciones en el contenido de humedad del polvo atomizado que entra en la prensa se compensan con la regulación de la presión de prensado y el llenado en cada uno de los alveolos de la prensa. Aunque se demostró a nivel experimental la validez del sistema, existen muchas otras variables en el proceso que pueden influir en la variabilidad de la dimensión final de las baldosas, por lo que se requiere tener un enfoque global de todo el proceso con las interrelaciones de todas las variables y su impacto en la calidad del producto final.

En la etapa de cocción, Jarque [5] estudió la influencia de las condiciones de operación del horno de rodillos sobre la curvatura de las baldosas cerámicas. En este trabajó se mostró que la curvatura de las baldosas tenían relación directa con los cambios en la temperatura de consigna de los termopares y la existencia de huecos en el tapete de las piezas del horno. Además, se observó que los parámetros de control en todas las válvulas de gas, establecidos por defecto por el fabricante del horno, provocaban una oscilación continua de la temperatura que impactaba negativamente en la curvatura de las baldosas.

A pesar de los esfuerzos realizados por la comunidad científica, son pocos los trabajos que han buscado realizar un modelado del proceso global de fabricación de baldosas cerámicas con objeto de analizar la interrelación entre las variables de las distintas etapas del proceso. Entre los estudios más relevantes, de Noni Junior [6] planteó un modelo basado en una expansión en serie de Taylor para conocer la influencia de diferentes variables de proceso sobre la variabilidad en la dimensión final de las baldosas tras la cocción. Las variables consideradas en el modelo fueron distribución del tamaño y contenido de agua del polvo atomizado; presión de compactación; tiempo de extracción; masa de la baldosa y temperatura de cocción máxima. Mediante regresiones polinómicas, se ajustaron los coeficientes de la serie de Taylor, y en un posterior análisis se demostró que las variaciones en la masa de la baldosa, la temperatura de cocción máxima y el contenido de agua del polvo atomizado son, en este orden, los principales responsables de la variación dimensional en el proceso estudiado. Sin embargo, el modelo no considera la posible correlación de las variables del proceso ni presenta una estructura que defina el aporte de la variabilidad en cada etapa con su interrelación con las etapas siguientes lo que dificulta su aplicación en la mejora del proceso, la definición de límites de control para las variables críticas del proceso, etc. Un trabajo similar se propone en [2] donde cada etapa viene definida por un modelo auto-regresivo de primer orden que se ajusta mediante la experimentación o mediante históricos de datos. Un posterior análisis de la varianza permite cuantificar la influencia en la propagación final de cada una de las variables de proceso. Así, en el caso de estudio presentado, se detectó que el 42% de la variabilidad dimensional era debida a la variabilidad de la humedad, el 16% a la composición del material, y el 16% a los gradientes de temperatura existentes en el horno de cocción entre otros. Santos [7] también buscó relacionar cómo influyen las variables de proceso en cada etapa sobre las dimensiones intermedias y final de la baldosa. Sin embargo, a pesar de ser un primer intento claro de identificar todo el proceso como un sistema multi-etapa interrelacionado, matemáticamente no se deriva un modelo como tal, y básicamente sigue siendo un modelo mono-etapa obtenido en diferentes etapas del proceso.

En este trabajo se busca modelar la variabilidad dimensional de las baldosas cerámicas través de la propagación de errores entre las etapas que componen el proceso haciendo uso de la metodología Stream of Variation (flujos de variación). Esta metodología ha sido empleada recientemente en el sector metalmecánico y de automoción [8], permitiendo un control global del proceso y un aseguramiento de la calidad del producto manufacturado a final de línea.

2. Variables de proceso uni-etapa

A continuación se describen brevemente las variables que influyen en el resultado de la dimensión final de la baldosa cerámica. En [2], se indica que tanto la etapa de secado como la etapa de esmaltado y decoración no influyen en la aparición de calibres y su influencia está más relacionada con defectos en las baldosas como pinchados, cuarteados y desconchados. Por tanto, estas etapas no se analizan en cuanto a su influencia sobre la variabilidad dimensional del producto final.

2.1. Molienda

La molturación vía húmeda se lleva a cabo en un molino de bolas que trabaja en continuo. Se trata de un cuerpo cilíndrico o cilíndrico-cónico, cuyas paredes interiores están protegidas, y que gira alrededor de un eje horizontal [9]. En el interior del tambor se coloca una carga de molienda (que suelen ser bolos de sílex o bolas de alúmina), con una distribución de tamaños apropiados para optimizar la molturación. Por un lado del molino se introduce los sólidos mezclados con un 35% de agua aproximadamente y el aditivo desfloculante (polifosfatos, y otros) que ayuda a mantener aquellos en suspensión (controlando la viscosidad) y, por tanto, la molturación. Por efecto de la rotación del tambor, las bolas son arrastradas a lo largo de las paredes hasta que caen en cascada, por lo que someten al material a moler a innumerables acciones de presión, de rozamiento y de choque por las mismas bolas y con las paredes del tambor. Por el otro extremo del molino se obtiene el producto molturado en forma de suspensión, habitualmente denominado barbotina, y que resultará con un tamaño de partícula medio mayor o menor en función del tiempo que permanezca en el interior, de la velocidad de rotación y de la longitud del molino.

Las variables que influyen en esta etapa son:

- Variables a controlar: densidad de la barbotina, la viscosidad y la granulometría de la barbotina.
- Variables de actuación: caudales de sólidos, agua y desfloculante. La velocidad de giro del molino se fija a la velocidad óptima.
- Perturbaciones (variables difícilmente controlables): estado de las piedras utilizadas para la trituración.

2.2. Atomizado

El proceso de atomización es un proceso de secado por el cual la barbotina procedente de las balsas de almacenamiento de las plantas de molienda, con un contenido en sólidos entre el 60% y el 70% y con una viscosidad adecuada (alrededor de 1000 cP), es inyectada a alta presión (25-30 bar) por medio de bombas hidráulicas; la barbotina finamente nebulizada y dividida se seca poniéndola en contacto con una corriente de gases calientes (a temperaturas del orden de los 500°C-600°C) que provienen de un quemador convencional aire-gas natural o son los gases de escape de una turbina de cogeneración; el agua contenida en la barbotina es evaporada y se obtienen polvos granulares con distribución de tamaño de partícula y humedad apropiados para la etapa de prensado [9]. El granulado, con una humedad entre el 5% y el 7%, se descarga en una cinta transportadora y se lleva a los silos para su posterior prensado. El control de la distribución granulométrica es importante en cuanto a que ello influye en la fluidez del polvo atomizado para poder alimentar correctamente las prensas y llenar los alvéolos de los moldes para generar así baldosas en verde compactas y libre de defectos.

Las variables que influyen en esta etapa son:

- Variables a controlar: contenido de humedad del polvo atomizado y su granulometría.
- Variables de actuación: temperatura del aire soplado; caudal de aire seco de entrada y salida; depresión en la torre de evaporación; presión de entrada de la barbotina; caudal de barbotina.
- Perturbaciones (variables difícilmente controlables): superficie de evaporación; temperatura de la barbotina; temperatura exterior; viscosidad de la barbotina.

2.3. Prensado

En la etapa de prensado, el polvo atomizado, proveniente de los silos de almacenamiento y con humedad del 4% - 7% se descarga a los alveolos de la prensa para su posterior prensado. El polvo atomizado en los alveolos de la prensa es comprimido entre dos superficies a presiones entre 350-500 Kg/cm^2. Tales presiones causan reacomodo y deformación parcial en el polvo, lo que permite un alto grado de compactación [9].

El objetivo que se persigue en esta fase del proceso es alcanzar la máxima densidad aparente en crudo (compactación) del soporte que permita una óptima sinterización y que ésta sea compatible con la desgasificación de la pieza en la etapa de cocción. Con lo anterior, se obtienen productos con valores más bajos de absorción de agua y de mayor estabilidad dimensional en cocción.

Las variables que influyen en esta etapa son: i) variables a controlar: densidad aparente, espesor de la baldosa; ii) variables de actuación: presión máxima; altura de la carga; iii) perturbaciones (variables difícilmente controlables): humedad del polvo atomizado; distribución granulométrica; características de los gránulos atomizados.

2.4. Cocción

La cocción de los productos cerámicos es una de las etapas más importantes del proceso de fabricación, ya que de ella depende gran parte de las características del producto cerámico: resistencia mecánica, estabilidad dimensional, resistencia a los agentes químicos, facilidad de limpieza, resistencia al fuego, etc. Las características del proceso de cocción vienen definidas mediante el ciclo de cocción, donde se definen las etapas de precalentamiento, calentamiento, cocción, y enfriamiento [9].

Las variables que influyen en esta etapa son:

- Variables a controlar: calibres y descuadres.
- Variables de actuación: temperatura máxima, tiempo de permanencia a esa temperatura máxima, velocidades de calentamiento/enfriamiento, presión y la atmósfera dentro del horno.
- Perturbaciones (variables difícilmente controlables): posición de los quemadores superiores/inferiores; perfil trasversal de temperaturas; granulometría de la baldosa compactada; densidad aparente de la pieza compactada.

3. Modelos simplificados de proceso uni-etapa

En la literatura existen muchos trabajos que analizan cada una de las etapas del proceso de fabricación de baldosas cerámicas. En algunos de ellos se presentan modelos empíricos que definen las relaciones entre las variables de proceso. Si bien éstos son modelos ajustados experimentalmente para una determinada planta industrial, la estructura del modelo es válida para cualquier proceso de fabricación de baldosas cerámicas.

A continuación se definirán las estructuras de los modelos uni-etapa y los valores específicos de estos modelos para un caso concreto extraído de la bibliografía existente.

3.1. Molienda

En la molienda es la densidad final de la barbotina lo que influye notablemente en las etapas posteriores del proceso de fabricación de baldosas cerámicas. La densidad dependerá de la dosificación de materias primas y de la cantidad de agua introducida en el molino. La densidad se estima conociendo el porcentaje de materias primas y de agua añadido en la dosificación, que a nivel industrial suele ser de 38% de agua y 62% de materias primas. Aunque la densidad de la barbotina dependerá de la densidad del agua empleada (suele emplearse agua reciclada con lodos) y de la densidad de las materias primas, asumiendo que estos valores son aproximadamente constantes durante la molienda, la densidad de la barbotina se puede definir como:

$$_{bar} = \ _{mat-prim} \cdot \left(1 - \%_{agua}\right) + \ _{agua} \cdot \left(\%_{agua}\right) \pm \varepsilon_1 \qquad (1)$$

3.2. Atomizado

En [3] se estudió la operación de secado por atomización de polvos cerámicos. Asumiendo una barbotina con parámetros constantes (viscosidad, densidad y dTP), se obtuvo que las variaciones de humedad del polvo atomizado inherentes al proceso pueden minimizarse con un bucle de control adecuado donde la temperatura del aire de entrada es el parámetro de control, manteniendo un caudal constante de la barbotina.

Los valores experimentales del funcionamiento del atomizador se recogen en la Tabla 1. Como la humedad resultante depende además de la cantidad de agua de la barbotina y ésta depende de la proporción agua / sólidos que resulta del proceso de molienda, las variables que definen la humedad del polvo atomizado son la temperatura del aire de secado, el caudal de la barbotina inyectado y el porcentaje de agua de la misma.

Tabla 1: Estudio experimental del funcionamiento de un atomizador industrial. Extraído de [3].

Pto	Humedad (%)	Tº (ºC)	Q agua (m^3/h) (Qbarbotina x %agua)	Pto	Humedad (%)	Tº (ºC)	Q agua (m^3/h) (Qbarbotina x %agua)
1	6,1	540	3,04	9	5,7	620	3,42
2	5,7	560	3,04	10	5,2	645	3,42
3	4,95	595	3,04	11	4,45	680	3,42
4	4,5	625	3,04	12	6,6	615	3,61
5	5,5	603	3,23	13	5,6	657	3,61
6	5,1	630	3,23	14	5	690	3,61
7	4,5	650	3,23	15	4,6	705	3,61
8	6,4	580	3,42				

El ajuste por regresión lineal da una relación lineal del tipo:

$$\%h = \alpha_1 + \beta_1 \cdot T_{atom} + \gamma_1 \cdot Q_{barbotina} \cdot \%_{agua} \pm \varepsilon_2 \quad (2)$$

$$\%h = 7{,}12 - 0{,}0199 \cdot T_{atom} + 3{,}19 \cdot Q_{barbotina} \cdot \%_{agua} \pm \varepsilon_2 \quad (3)$$

Donde R^2 = 98.5% y una desviación típica del ajuste de σ = 0,092%.

3.3. Prensado

Según [10], la relación existente entre la humedad de prensado y la compactación puede describirse mediante una ecuación de segundo grado aunque para presiones menores de 450 kg/cm^2 y humedades inferiores a 6.7% (valores límite habituales en la operación industrial), la relación queda perfectamente descrita por una ecuación lineal sin términos de interacción del siguiente modo:

$$_{ap} = \alpha_2 + \beta_2 \cdot \log P_{prensa} + \gamma_2 \cdot \%h \pm \varepsilon_3 \quad (4)$$

$$\rho_{ap} = 0{,}637 + 0{,}474 \cdot \log P_{prensa} - 0{,}041 \cdot \%h \pm \varepsilon_3 \quad (5)$$

Con R^2 = 99% y una desviación típica del ajuste de σ = 5,89·10^{-3} g/cm^3.

3.4. Cocción

Se sabe que la relación entre densidad aparente y contracción lineal es lineal para una misma temperatura de cocción [11]. A medida que baja la temperatura de cocción, dada una determinada densidad aparente, la contracción también varía de forma lineal con la temperatura [5].

La Tabla 2 recoge un estudio experimental extraído de [11] donde se relaciona la contracción lineal de una pasta de gres con la temperatura máxima de cocción y con la densidad aparente.

Tabla 2: Estudio experimental del funcionamiento del horno. Extraído de [11].

Pto	Densidad (g/cm^3)	Tº (ºC)	Contracción lineal (%)	Pto	Densidad (g/cm^3)	Tº (ºC)	Contracción lineal (%)
1	1,9	1080	5,8	7	2,00	1080	5,4
2	1,9	1100	6,7	8	2,00	1100	6,25
3	1,9	1120	7,7	9	2,00	1120	7
4	1,95	1080	5,6	10	2,05	1080	5,25
5	1,95	1100	6,5	11	2,05	1100	6
6	1,95	1120	7,4	12	2,05	1120	6,6

Con los datos experimentales de [9] se ajusta el siguiente modelo lineal:

$$C.L = \alpha_3 + \beta_3 \cdot \rho_{ap} + \gamma_3 \cdot T_{coccion} \pm \varepsilon_4 \quad (6)$$

$$C.L = -32{,}1 - 4{,}69 \cdot \ _{ap} + 0{,}0434 \cdot T_{coccion} \pm \varepsilon_4 \quad (7)$$

Con R^2 = 99,3% y una desviación típica del ajuste de σ = 0,073%.

4. Modelado multi-etapa del proceso

Para modelar la propagación de errores a lo largo del proceso de fabricación de baldosas cerámicas y su influencia en la variabilidad dimensional final de las mismas, se hace uso de la metodología Stream-of-variation (flujos de variación -SoV). En procesos multi-etapa, la propagación de errores se modela de la forma [8]:

$$x_k = A_k \cdot x_{k-1} + B_k \cdot u_k + w_k \quad (8)$$

Donde el vector x_k contiene la/s variable/s a controlar en la etapa k, A_k es una matriz que relaciona las variables a controlar de la etapa k con las de la etapa k-1; u_k es un vector con las variables que influyen en la etapa k sobre la variable a controlar en k; B_k es una matriz que muestra esa relación; y w_k indica el error de modelado. Además, las mediciones tras la etapa k se definen con el vector y_k, con el error del sistema de medición definido como v_k, y siendo la relación entre el valor real en cada etapa x_k con la medición de:

$$y_k = C_k \cdot x_k + v_k \quad (9)$$

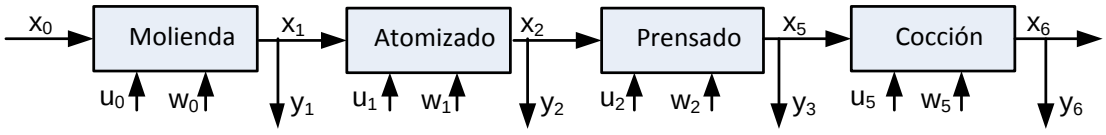


Figura 2: Esquema multi-etapa del proceso de fabricación cerámico bajo la nomenclatura Stream-of-variation.

Con objeto de trasladar los modelos uni-etapa al modelo multi-etapa SoV, se emplea modelos linealizados alrededor de un punto de funcionamiento, y se asume que las variables presentan pequeñas desviaciones respecto de su correspondiente punto de funcionamiento. De este modo, el modelo SoV para la fabricación de baldosas cerámicas vendría definido como muestra la Figura 2, donde:

$$x_0 = \begin{pmatrix}0\\0\\0\\0\end{pmatrix};\ x_1 = \begin{pmatrix}\Delta\rho\\0\\0\\0\end{pmatrix};\ x_2 = \begin{pmatrix}\Delta\rho\\\Delta\%h\\0\\0\end{pmatrix};\ x_3 = \begin{pmatrix}\Delta\rho\\\Delta\%h\\\Delta\rho_{ap}\\0\end{pmatrix};\ x_4 = \begin{pmatrix}\Delta\rho\\\Delta\%h\\\Delta\rho_{ap}\\\Delta C.L\end{pmatrix};\ A_1 = 0_{4x4};\ A_2 = \begin{pmatrix}1&0&0&0\\a_1^2&0&0&0\\0&0&0&0\\0&0&0&0\end{pmatrix};$$

$$A_3 = \begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&a_1^3&0&0\\0&0&0&0\end{pmatrix};\ A_4 = \begin{pmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&0\\0&0&a_1^4&0\end{pmatrix};\ u_1 = (\Delta\%_{agua});\ u_2 = \begin{pmatrix}\Delta T_{atom}\\\Delta Q_{atom}\end{pmatrix};\ u_3 = \begin{pmatrix}\Delta P\\\Delta P_{alv}\end{pmatrix};$$

$$u_4 = \begin{pmatrix}\Delta T\\\Delta T_{tras}\end{pmatrix};\ B_1 = \begin{pmatrix}b_1^1\\0\\0\\0\end{pmatrix};\ B_2 = \begin{pmatrix}0&0\\b_1^2&b_2^2\\0&0\\0&0\end{pmatrix};\ B_3 = \begin{pmatrix}0&0\\0&0\\b_1^3&b_2^3\\0&0\end{pmatrix};\ B_4 = \begin{pmatrix}0&0\\0&0\\0&0\\b_1^4&b_2^4\end{pmatrix};$$

$$w_1 = \begin{pmatrix}w_1^1\\0\\0\\0\end{pmatrix};\ w_2 = \begin{pmatrix}0\\w_1^2\\0\\0\end{pmatrix};\ w_3 = \begin{pmatrix}0\\0\\w_1^3\\0\end{pmatrix};\ w_4 = \begin{pmatrix}0\\0\\0\\w_1^4\end{pmatrix};\ C_1 = \begin{pmatrix}1\\0\\0\\0\end{pmatrix}^T;\ C_2 = \begin{pmatrix}0\\1\\0\\0\end{pmatrix}^T;\ C_3 = \begin{pmatrix}0\\0\\1\\0\end{pmatrix}^T;\ C_4 = \begin{pmatrix}0\\0\\0\\1\end{pmatrix}^T;$$

Los coeficientes de las matrices vienen dados por los coeficientes empíricos obtenidos en los modelos uni-etapa del apartado anterior. La equivalencia de estos coeficientes son los mostrados en la Tabla 3, donde se ha considerado como punto de funcionamiento: $\rho_{ag} = 1\frac{gr}{cm^3}$; $_{mat} = 1.9\frac{gr}{cm^3}$; $\%_{agua} = 0.38$; $T_{atom} = 625ºC$; $Q_{bar} = 9\frac{m^3}{h}$; $P_{prensa} = 300\frac{kg}{cm^2}$; $T_{coccion} = 1100ºC$.

Tabla 3: Coeficientes de las matrices del sistema SoV según modelos empíricos.

Coeficiente	Variable empírica. Valor experimental	Coeficiente	Variable empírica. Valor experimental	Coeficiente	Variable empírica. Valor experimental
a_1^2	$\frac{\gamma_1 \cdot Q_{bar}}{ag - mat} = -31.9$	a_1^3	γ_2 =-0.041	a_1^4	$\beta_3 = -4.69$
b_1^1	$(\rho_{ag} - _{mat}) = -0.9$	b_1^2	$\beta_1 = -0.0199$	b_2^2	$\gamma_1 \cdot \%_{agua} = 1.212$
b_1^3	$\beta_2 = 0.474$	b_2^3	$\beta_2 = 0.474$	b_1^4	$\gamma_3 = 0.0434$
b_2^4	$\gamma_3 = 0.0434$	w_1^1	$\pm\varepsilon_1$	w_1^2	$\pm\varepsilon_2$
w_1^3	$\pm\varepsilon_3$	w_1^4	$\pm\varepsilon_4$		

El modelo anterior se puede reescribir propagando las relaciones de las primeras etapas hacia la última, de modo que el modelo SoV se puede definir en su forma entrada-salida como:

$$Y = \Gamma \cdot U + \Psi \tag{10}$$

Donde:

$$Y = \begin{pmatrix}y_1\\y_2\\y_3\\y_4\end{pmatrix};\ U = \begin{pmatrix}u_1\\u_2\\\vdots\\u_4\end{pmatrix};\ \Psi = \begin{pmatrix}\bar{M}_{1,1}&0&\cdots&0\\\bar{M}_{2,1}&\bar{M}_{2,2}&\dots&0\\\dots&&\dots&\dots\\\bar{M}_{4,1}&\bar{M}_{4,2}&\dots&\bar{M}_{4,4}\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}w_1\\w_2\\\vdots\\w_4\end{pmatrix}+\begin{pmatrix}v_1\\v_2\\\vdots\\v_4\end{pmatrix};\ \Gamma = \begin{pmatrix}M_{1,1}&0&\cdots&0\\M_{2,1}&M_{2,2}&\dots&0\\\dots&&\dots&\dots\\M_{4,1}&M_{4,2}&\dots&M_{4,4}\end{pmatrix};$$

$$M_{i,j} = C_i \cdot \phi_{i,j} \cdot B_j\ (i \geq j);\ \bar{M}_{i,j} = C_i \cdot \phi_{i,j}\ (i \geq j);\ \phi_{i,j} = \begin{cases}A_i \cdot A_{i-1} \cdot \dots \cdot A_{j+1} & i > j\\ I, & i = j\end{cases};$$

Realizando la sustitución para los modelos empíricos a nivel uni-etapa, el modelo SoV final a modo de ejemplo para este caso concreto que se comporte según estos modelos empíricos extraídos de la literatura es el siguiente:

$$Y = \begin{pmatrix}y_{\%agua}\\y_{\%h}\\y_{\rho\_ap}\\y_{CL}\end{pmatrix};\ U = (\Delta\%_{agu}\quad \Delta T_{atom}\quad \Delta Q_{atom}\quad \Delta P\quad \Delta P_{alv}\quad \Delta T\quad \Delta T_{tras})^{\mathrm{T}};\ \Psi = \begin{pmatrix}0.08\\-0.631\\0.0956\\0.0552\end{pmatrix};$$

$$\Gamma = \begin{pmatrix}-0.9&0&0&0&0&0&0\\28.71&-0.02&1.212&0&0&0&0\\-1.18&8\cdot10^{-3}&-0.0497&0.474&0.474&0&0\\5.52&-0.0038&0.233&-2.223&-2.223&0.0434&0.0434\end{pmatrix}$$

Donde se considera que los errores de medición en la medida de la densidad de la barbotina, humedad del polvo atomizado, densidad aparente y contracción lineal son, respectivamente, $v_1 = \pm 0.05$ gr/cm^3, $v_2 = \pm 0.05\%$, $v_3 = \pm 0.05$ gr/cm^3 y $v_4 = \pm 0.05\%$.

5. Análisis de la variabilidad del proceso

Con el modelo SoV simplificado del proceso de fabricación de baldosas cerámicas, se puede realizar un análisis de variabilidad del proceso para identificar las etapas críticas del proceso, factores clave a controlar, etc., y con ello plantear opciones de mejora del proceso.

Cuando el proceso de fabricación está operando correctamente, la variabilidad inherente de los parámetros que definen el vector U viene definido por la Tabla 4, si bien estos valores son sólo estimaciones y dependen de cada sistema de fabricación, maquinaria, etc.

Tabla 4: Variabilidad de los parámetros definidos en U.

Variable	Variabilidad	Variable	Variabilidad	Variable	Variabilidad
Δ% agua barbotina	±1.5%	ΔTº atomizada	±10ºC	ΔCaudal atomizador	±0.032 m^3/h
ΔPresión prensa	±9 Kg/cm^2	Variaciones presión alveolos	±25 Kg/cm^2	ΔTº cocción	±4ºC
Variaciones Tº trasversal	±8ºC				

Asumiendo que la variabilidad de las fuentes de error del proceso sigue una distribución normal, se puede obtener la variabilidad final de cada una de las mediciones realizadas en proceso y a final de línea. De este modo, la variabilidad en las mediciones es:

$$\Sigma_Y = \Gamma \cdot \Sigma_U \cdot \Gamma^{\mathrm{T}} + \Sigma_\Psi \tag{11}$$

Donde Σ indica matriz de covarianzas. La componente (4,4) de la matriz Σ_Y, definida como $\Sigma_{Y(4x4)}$, indica la variabilidad de la contracción lineal en función de las variabilidades de las fuentes de error definidas en U y en función de la propia variabilidad de la medición de la dimensión definida por la precisión del instrumento de medida y de la incertidumbre de los modelos empíricos obtenidos.

Con el modelo SoV construido, es de interés realizar un análisis de la variabilidad de la contracción lineal de las piezas a final de línea, que definirán los calibres, además de conocer qué parte de esta variabilidad se debe a los modelos empíricos ajustados, qué parte viene dada por la propia limitación de los modelos o precisión de medida, qué parte de esa variabilidad se debe a cada una de las etapas del proceso productivo, etc. Se definen así los siguientes índices:

- Índices de contribución de variabilidad por etapa

$$I_k^1 = \frac{\left(\Gamma \cdot \Sigma_{\mathrm{U}}^k \cdot \Gamma^{\mathrm{T}}\right)_{(4x4)} + \Sigma_{\Psi(4x4)}^k}{\Sigma_{Y(4x4)}};\ \ k = 1, \dots, 4. \tag{12}$$

- Índices de contribución de variabilidad por variable

$$I_{u_i}^2 = \frac{\left(\Gamma \cdot \Sigma_{\mathrm{U}}^{u_i} \cdot \Gamma^{\mathrm{T}}\right)_{(4x4)}}{\Sigma_{Y(4x4)}};\ \ i = 1, \dots, 7 \tag{13}$$

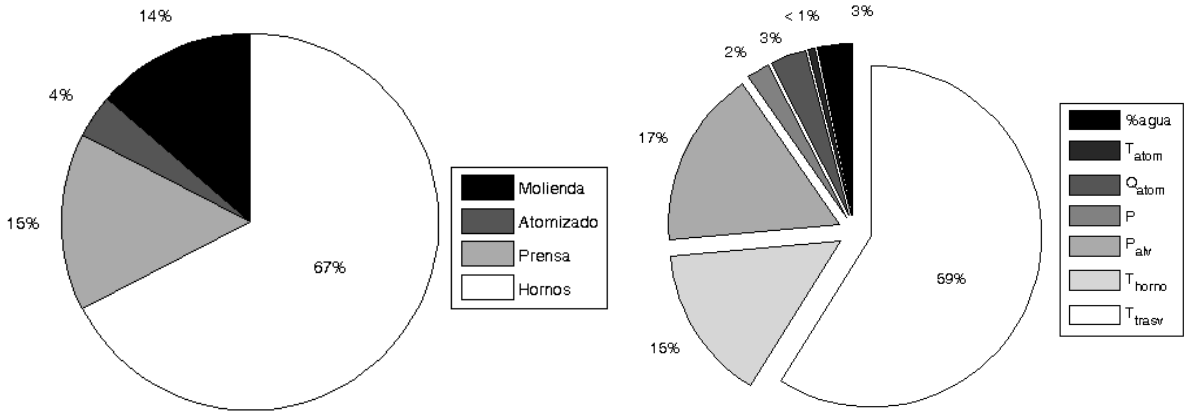


Figura 3: Contribución sobre el porcentaje de: (izq) variabilidad por etapa; (der) variabilidad por variable.

En estos índices, el término Σ_U^k indica la matriz de covarianzas de las variables U en la etapa k, siendo 0 el resto de términos; el término $\Sigma_U^{u_i}$ indica la matriz de covarianzas U donde sólo se considera la variable u_i.

La Figura 3 muestra el resultado de estos índices y su contribución sobre el porcentaje de variabilidad total del proceso para el ejemplo estudiado. Como se observa, a nivel de etapas es la etapa de cocción de la baldosa cerámica la que más influye en la variabilidad final, generando el 67% de la variabilidad final de la baldosa.

6. Conclusiones

Uno de los principales problemas en la fabricación de pavimento en la industria cerámica es la variabilidad dimensional tras la cocción del producto cerámico que ocasiona la clasificación del producto en diferentes calibres o calidades dimensionales. A pesar del conocimiento extenso del proceso de fabricación de las baldosas cerámicas, pocos son los trabajos que buscan analizar las interacciones entre las diferentes etapas del proceso para estimar la variación dimensional final del producto.

En este trabajo se propone el modelado según la metodología Stream-of-Variation (SoV) para propagar los errores en todas las etapas involucradas en la fabricación de baldosas cerámicas de modo que se tenga un modelo global de todo el proceso. El modelo SoV se obtiene haciendo uso de modelos empíricos uni-etapa que son ampliamente conocidos en la literatura, y que describen las relaciones de las variables críticas en cada una de las etapas del proceso. Mediante la integración de los modelos uni-etapa en el modelo multi-etapa SoV, se puede realizar un estudio global del proceso analizando las etapas que más contribuyen en la variabilidad final del producto, ver qué variables son las más críticas y proponer así mejoras en el sistema en aras de minimizar la aparición de calibres tras la fabricación. Empleando modelos empíricos extraídos de trabajos existentes en la literatura, se puede ver que para el caso concreto analizado, la etapa de cocción es la que más contribuye a la variabilidad final explicada mediante los modelos empíricos, y que el 59% y el 17% de la variabilidad final se debe, respectivamente, a las variaciones trasversales de temperaturas y variaciones de presión entre los alveolos de la prensa durante la compactación de las baldosas cerámicas.

7. Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por la Generalitat Valenciana en su programa de ayudas a proyectos de I+D para grupos emergentes convocatoria 2015, proyecto GV/2015/091.

8. Referencias

[1] A. Poyatos, R. Bonaque, G. Mallol, J. Boix. Nuevo sistema y metodología para la eliminación de los calibres en el proceso de fabricación de baldosas cerámicas. Boletín Sociedad Española Cerámica y Vidrio. 49 (2010), 147-151.

[2] M. Gras. Estimación estadística, modelado y análisis de la trasmisión y coste de la variabilidad en procesos multi-etapa. Aplicación en la fabricación de baldosas cerámicas. Tesis Doctoral. Universitat Jaume I, Castellón, (2010).

[3] F. Negre, J.C. Jarque, C. Feliu, J.E. Enrique. Estudio de la operación de secado por atomización de polvos cerámicos a escala industrial, su control y automatización, Qualicer 94, Castellón, España, (1994).

[4] G. Mallol, D. Llorens, J. Boix, N. Pascual, A. Poyatos, R. Bonaque. Medida y control de la presión máxima en los alveolos de un molde de fabricación de baldosas cerámicas, Qualicer 12, Castellón, España, (2012).

[5] J.C. Jarque, V. Cantavella, M.J. Daroca, P. Gómez, C. Arrébola, A. Carceller. Influencia de las condiciones de operación del horno de rodillos sobre la curvatura de las piezas, Qualicer 02, Castellón, España, (2002).

[6] A. de Noni Junior, C. de Oliveira Modesto, D. Hotza. Modelización matemática aplicada al control dimensional de baldosas cerámicas fabricadas por monococción con molienda en húmedo. Qualicer 2006, Castellón, España, (2006).

[7] D. Santos Barbosa, D. Hotza, J. Boix, G. Mallol. Modelling the Influence of Manufacturing Process Variables on Dimensional Changes of Porcelain Tiles, Advances in Materials Science and Engineering, (2013), 1.12.

[8] J. Shi. Stream-of-Variation Modeling Analysis for Multistage Manufacturing Processes, CRC Press, (2007), ISBN 978-0849321511.

[9] Sacmi, Tecnología Cerámica Aplicada. Volumen II, Faenza Editrize Ibérica, (2004), ISBN 84-87683-29-0.

[10] J.L. Amorós, V. Beltrán, F. Negre, A. Escardino. Estudio de la compactación de soportes cerámicos (Bizcochos) de pavimento y revestimiento. II. Influencia de la presión y humedad de prensado. Bol. Soc. Esp. Ceram, 22, (1983), 9-18.

[11] A. Escardino, J.L. Amorós, J.E. Enrique. Estudio de pastas de gres para pavimentos. Bol. Soc. Esp. Ceram. Vidr, 20, (1981), 17-24.

Influencia de los defectos geométricos en la superficie de contacto de un disipador de calor, orientado a la asignación de sus tolerancias de fabricación

J. Serrano Mira[1], G. M. Bruscas Bellido[2], C. Vila Pastor[3], J. V. Abellán Nebot[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. jserrano@uji.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. bruscas@uji.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. vila@uji.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería de Sistemas Industriales y Diseño. Universitat Jaume I. abellan@uji.es*

Las desviaciones de la geometría real en los componentes fabricados respecto de la geometría ideal tratada durante el diseño provocan la aparición de anomalías durante el funcionamiento de componentes ensamblados, siendo necesario limitar estas desviaciones mediante una apropiada síntesis de tolerancias (su especificación y la asignación de sus valores) de modo que se garantice la funcionalidad. Esta síntesis de tolerancias se deberá llevar a cabo efectuando un estudio detallado de cómo las desviaciones de fabricación afectan a la función, y asignando valores de las tolerancias atendiendo a criterios de capacidad y de costes de fabricación. Sin embargo, las relaciones entre el valor de las tolerancias y la calidad de funcionamiento no están siempre claras, por lo que las tolerancias se especifican asignando valores "habituales" o recomendados. Este proceder es frecuente y lleva a que se establezcan, con gran frecuencia, esquemas inconsistentes de tolerancias, que conducen a asignar valores para las tolerancias excesivamente estrechos. Como consecuencia de todo ello las piezas resultan caras y el propio funcionamiento del conjunto puede incluso no quedar garantizado. En este trabajo se analiza un sistema compuesto por un circuito integrado (CI) y un disipador de calor sobre él montado, estudiando cómo influyen los errores de fabricación presentes en la superficie del disipador en la capacidad de transmisión de calor en la zona de contacto entre CI y disipador, siendo el requisito funcional la transmisión de una cantidad de calor Q definida bajo unas condiciones de contorno ambientales. Como resultado se obtendrán las ecuaciones funcionales que ligan el RF con la tipología y magnitud de los errores, particularizado para el caso concreto de los defectos de rugosidad superficial en la superficie del CI.

1. Introducción

Tradicionalmente, el tratamiento de las tolerancias ha sido una de las actividades más difíciles y menos entendidas. Las relaciones entre el valor de las tolerancias y la calidad de funcionamiento no están siempre claras. Es bastante difícil definir conjuntos interrelacionados de requerimientos totalmente consistentes en posición, distancia, concentricidad, rectitud, etc. Usualmente las tolerancias se especifican para todos los requerimientos funcionales sin prestar mucha atención a sus efectos. Este proceder es habitual y lleva a que se establezcan, con gran frecuencia, esquemas inconsistentes de tolerancias que conducen a asignar valores para las mismas excesivamente estrechos. Como consecuencia de todo ello, las piezas resultan caras y el propio funcionamiento del conjunto puede incluso no quedar garantizado.

A lo anterior se ha de añadir que muchas compañías no tienen clara la metodología para especificar las tolerancias. La mayoría de los diseñadores utilizan su intuición y experiencia, y sólo algunas veces siguen reglas generales. Como consecuencia de ello, muchos de los diseños no contienen todas las tolerancias funcionales relevantes mientras algunos valores de las tolerancias son demasiado estrechos. Se requiere, pues, de una estrategia orientada a la especificación de tolerancias de un modo fiable y claro, y que tenga presente en todo momento las consideraciones de fabricación, inspección y montaje.

Cuando se aborda el diseño de detalle de la geometría de los componentes de un producto o de un mecanismo, el punto de partida son un conjunto de Requisitos Funcionales (RF) cuantificables que éste deberá de cumplir y cuyo cumplimiento determinan las condiciones de aptitud del mismo. De entre estos RF iniciales, unos darán lugar a las dimensiones de los componentes mediante la aplicación de “Técnicas y Leyes de Cálculo de

Ingeniería", y otros darán lugar al establecimiento de los valores de la geometría de precisión, esto es, los valores objetivo de los ajustes y de las variabilidades admitidas: tolerancias dimensionales y geométricas, y acabados superficiales. A aquellos RF que determinan las dimensiones de los componentes se les denominará en adelante RF dimensionales (RFd), y RF de precisión (RFp) a los que determinan la geometría de precisión. El conjunto de los resultados obtenidos para el cumplimiento de ambos tipos de RF conformará el acotado funcional de los componentes, tal como se ilustra en la figura 1.

Los procedimientos y metodologías de cálculo para la obtención de los valores de los parámetros que garantizan el cumplimiento de los RFd suele ser muy claro y ha sido ampliamente tratado por todas las ramas de la ingeniería. Sin embargo, la situación es completamente contraria para el caso de los RFp pues, tal y como indica Srinivasan [1], la interrelación entre los errores geométricos de precisión (o tolerancias establecidas o admitidas) y la funcionalidad de los elementos del mecanismo ha sido, tradicionalmente pésimamente definida y pobremente comprendida. Por ello, el estudio y conocimiento de tales relaciones es una necesidad acuciante en el contexto moderno de avances en materiales y en tecnologías de fabricación, que allanan el camino para obtener una precisión más elevada en los componentes de los mecanismos.

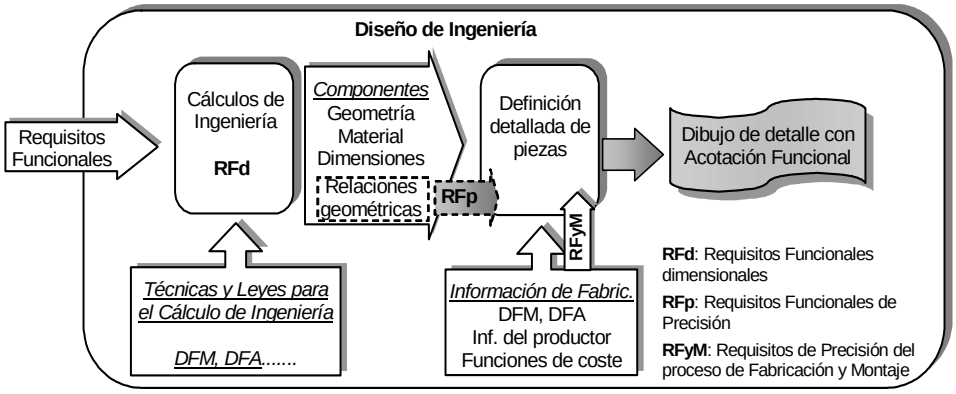


Figura 1: Esquema de tareas y flujo de información para la transformación de los RF en el acotado funcional.

Supóngase el ejemplo del diseño de un árbol de una transmisión que deba transmitir un determinado valor de par a través de un engranaje montado en apriete. El proceso para el dimensionado de su diámetro nominal es bastante claro para cualquier ingeniero mecánico, teniendo en cuenta aspectos de esfuerzos, fatiga, deformaciones, materiales, picos de cargas, coeficientes de seguridad, etc. Sin embargo, para el dimensionado del ajuste mediante interferencia, tendría serias dificultades para (o le sería casi imposible con sus conocimientos) determinar procedimiento a seguir para los cálculos del valor objetivo del apriete y de su variabilidad, siendo la opción adoptada la de utilizar valores habituales o recomendados en manuales de diseño para casos generales. Esta misma dificultad la encontraría asimismo a la hora de establecer otras especificaciones de precisión tales como rectitud del eje del árbol, redondez, y acabado superficial.

Consecuentemente, se hace necesario determinar de las ecuaciones que rigen el comportamiento de los RFp en función de las pequeñas variaciones dimensionales y de forma y orientación controladas mediante las tolerancias, ecuaciones que se denominarán Ecuaciones Funcionales (EcF). El conocimiento de estas EcF permitirá asignar las tolerancias garantizando de un modo mucho más seguro la funcionalidad, a la vez que ofrecerá la posibilidad de reducir los costes de fabricación al poder asignar los valores de las tolerancias utilizando criterios coste mediante el uso de las funciones de coste vs tolerancia. Con ello, se podrán obtener productos más confiables, con mayor fiabilidad, y a un coste menor.

En el presente trabajo se expone un ejemplo de la obtención de estas EcF aplicado al caso del RF de transmisión de calor a través de la superficie de contacto entre la superficie metálica de un circuito integrado (C.I.) y su correspondiente disipador. El objetivo perseguido será la síntesis de tolerancias correspondientes a la superficie metálica del C.I... Este proceso de síntesis de tolerancias consta de dos tareas: la especificación de tolerancias (determinar qué tolerancias son necesarias), y la asignación de tolerancias (qué valores pueden tomar estas tolerancias). Para ello, en el siguiente punto se ha llevado a cabo una revisión de los trabajos previos en este campo, siguiendo con la resolución del problema propuesto (comenzando con el planteamiento del mismo, y continuando con el proceso de especificación de tolerancias, y finalizando con la obtención de las EcF que rigen el comportamiento). Tras la resolución del problema, se realiza un análisis de los resultados obtenidos, para finalizar con la exposición de las principales conclusiones del trabajo y propuesta de futuros trabajos.

2. Trabajos previos

La "Teoría del Diseño Axiomático (TDA)" desarrollada por Shu [2-4], y en ejemplos de aplicación mostrados por Johannesson y Söderberg [5], trata la transformación de los RF de alto nivel en Parámetros de Diseño (PD) de bajo nivel relacionándolos mediante matrices, y estos PD a su vez se transforman en Variables de Proceso (VP) que son restricciones geométricas definibles mediante tolerancias. Sin embargo, se centra en la especificación de tolerancias y no trata el establecimiento de las EcF. Por otra parte, Srinivasan, McAdams y Wood [1, 6-8] proponen analizar cómo los errores geométricos debidos a las imperfecciones de fabricación afectan a la condición funcional, centrando sus esfuerzos en el modelado de los errores (empleando la teoría de los fractales en muchos casos) y en el tratamiento matemático del RF en función de los errores de fabricación, con lo que obtienen la relación entre el RF y las variabilidades de la geometría de precisión o tolerancias, si bien no establecen una metodología clara para realizar la especificación de tolerancias. Entre los ejemplos tratados por estos autores, resultan interesantes el del estudio del patín de un cojinete hidrodinámico de empuje axial [1] el del estudio de las vibraciones generadas en un seguidor de leva por los errores en la leva [8]. Otro trabajo interesante es el realizado por Zhang et al. [9] en donde se analiza el modo en el que los errores geométricos presentes en la aguja y en el orificio de salida de un inyector de gasóleo para motores diesel afectan al grado de pulverización del combustible, obteniendo las EcF que relaciona el RF con los errores en los componentes, y llegando a la conclusión de que el parámetro más influyente es la tolerancia dimensional del diámetro y el modo de verificarlo, mientras que los errores de redondez influyen escasamente (el fabricante para el que se realiza el estudio establecía tolerancias dimensionales y de redondez muy estrechas).

Por su parte, Serrano [10] propone una metodología para la transformación de los RF de alto nivel en Características Geométricas Funcionales (CGF) de bajo nivel expresables directamente mediante tolerancias, y estando estas relacionadas directamente con los RF de alto nivel mediante ecuaciones matemáticas. Esta metodología integra las tareas de especificación y asignación de tolerancias con la inclusión de las EcF. Esta metodología se ha aplicado a varios casos de estudio: las vibraciones generadas por los defectos de ondulación en el anillo interno y externo de un rodamiento de bolas de contacto angular [11 y 12] y a un dispositivo de detección de posición mediante la medida de la capacidad del condensador formado por sus componentes [13].

3. Planteamiento del caso de estudio y especificación de tolerancias

El caso de aplicación sobre el que se va a realizar el estudio es el que se describe a continuación.

> En el proceso de diseño del encapsulado del circuito integrado (C.I.) mostrado en la figura 2, se ha decidido colocar una superficie plana metálica sobre la que se apoyará un disipador de calor de aluminio, cuya finalidad no es otra que la de evacuar el calor generado durante el funcionamiento del circuito integrado, evitando que éste alcance temperaturas elevadas que comprometan su funcionamiento. Se conocen las características del disipador por tratarse de un elemento habitual del mercado y, por tanto, el problema de diseño se centra en establecer las características que debe cumplir la placa metálica sobre la que se montará el disipador, establecidos los materiales, ubicaciones y demás condiciones de contorno (temperaturas, corrientes de aire, etc.). Así pues, el requisito funcional queda planteado como la necesidad de "Transmitir una cantidad de calor Q desde el circuito integrado hasta el disipador".

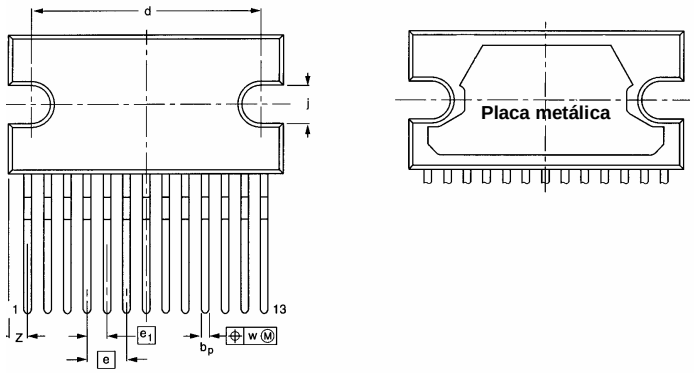


Figura 2: Acotado del circuito integrado a falta de la placa metálica de refrigeración.

Para dar solución al problema planteado, será necesario transformar el RF de alto nivel ("Transmitir una cantidad de calor Q desde el circuito integrado hasta el disipador") en Características Geométricas Funcionales (CGF) de bajo nivel expresables directamente mediante tolerancias y acabados superficiales, obteniendo asimismo las EcF que relacionan el RF con las CGF.

La primera tarea consiste en las CGF. Para ello se utiliza el proceso de Zigzag Funcional descrito en [10 y 13]. Mediante este proceso, se transforman los RF de primer nivel en los Parámetros de Diseño (PD) de primer nivel que los controlan, los cuales pasan a convertirse en RF de segundo nivel, obteniéndose a continuación los PD de segundo nivel, y así sucesivamente hasta llegar al nivel más bajo en el cual los PD son expresables directamente mediante especificaciones de tolerancias y acabados superficiales. El proceso de Zigzag Funcional para el caso de estudio es el mostrado en la figura 3(a), observándose que se desarrolla en tres niveles, respondiendo a las siguientes consideraciones:

- La transmisión de calor entre dos superficies en contacto depende fundamentalmente de la resistencia térmica de contacto, que a su vez depende del par de materiales en contacto (y de las propiedades del aire en las zonas de no contacto), de la superficie real de contacto, y de la forma del contacto.
- El área real de contacto depende del tamaño de la zona aparente de contacto y de la regularidad de ésta.
- La zona aparente de contacto queda definida por sus dimensiones, en este caso su largo y su ancho.
- La regularidad de la zona de contacto queda determinada fundamentalmente por la planicidad y por la rugosidad. La combinación de ambas es quien determina el área real de contacto por unidad de superficie.

Como resultado de la especificación se obtiene un conjunto de cuatro CGF que dan lugar al acotado mostrado en la figura 3(b). El paso posterior es el de obtención de las EcF que es tratado en el apartado siguiente.

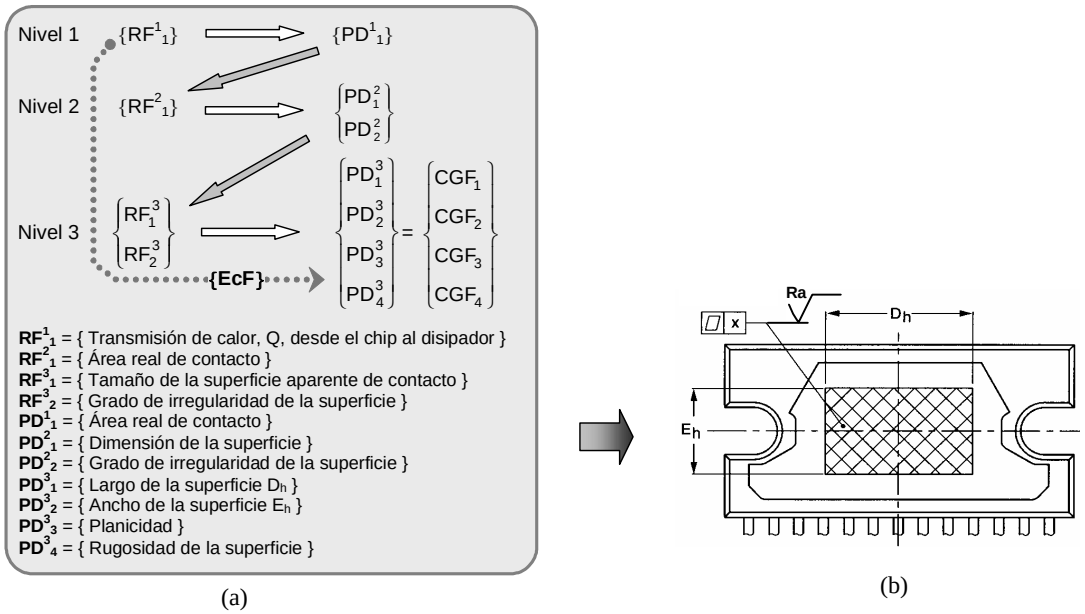


Figura 3: Proceso de Zigzag Funcional (a), y esquema de acotado de la placa metálica del C.I. resultante (b).

4. Obtención de las Ecuaciones Funcionales (EcF)

Tras haber realizado el Proceso de Zigzag Funcional, el estado de resolución del problema es el mostrado en la figura 4, en donde se observa que ha sido establecido el único RF exigido y obtenidas las CGF que los determinan, quedando pendiente de obtener las EcF que los relacionan.

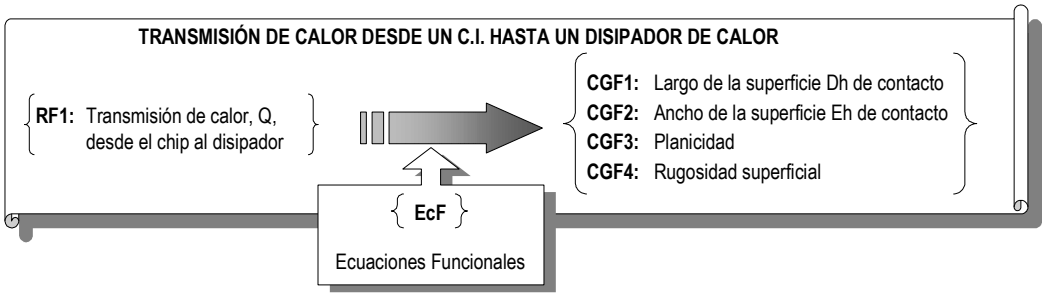


Figura 4: Planteamiento del problema de transmisión de calor desde el C.I. hacia el disipador.

Dada la extensión del trabajo, y puesto que el objeto es mostrar la necesidad y utilidad de la obtención de las EcF que vinculan los RF con las especificaciones de precisión CGF, únicamente se va a abordar la obtención de la EcF4 que relaciona el RF1 con la rugosidad superficial (CGF4), lo que implica asumir que la superficie es perfectamente plana pero no lisa. Además, y dado que el objetivo es analizar la influencia de los defectos presentes en la placa metálica del C.I., se asumirá también la hipótesis de que la superficie de contacto del disipador es ideal (plana y perfectamente lisa).

Para obtener esta EcF es necesario establecer el principio físico que rige el comportamiento del RF en función. Posteriormente se deberán modelar los errores geométricos controlados mediante las CGF (en este caso sólo la CGF4), y analizar cómo influyen estos errores en el valor final del RF.

Entre dos superficies ideales que se encuentran en contacto y a distinta temperatura se produce un flujo de calor de la más caliente a la más fría. Una parte de este flujo de calor se produce por conducción a través de la zona de contacto entre ellas, y otra parte del flujo es debida a la transmisión de calor por radiación.

Sin embargo, en las superficies reales, debido a las pequeñas irregularidades de las superficies, el área correspondiente a la superficie real de contacto es tanto menor que la superficie aparente cuanto mayor sea el grado de irregularidad. Debido a ello, en las zonas en las que haya contacto físico entre las superficies el flujo de calor es por conducción entre las superficies en contacto y por radiación en el vacío; pero en aquellas zonas en las que no hay contacto físico el flujo de calor se produce por conducción a través de la capa de aire entre ellas (despreciando el efecto de la transmisión de calor por convección dado que al ser el espacio muy pequeño no se produce movimiento del aire), y otra parte del flujo es debida a la transmisión de calor por radiación a través del aire. Esto se puede ver en la figura 5, en donde se muestra que en las zonas de contacto irregular a lo largo del espesor de la zona de contacto en un elemento diferencial de superficie el calor se transmite por conducción a través del metal de la irregularidad (q_m) y por conducción y radiación ($q_{a\text{-}c}$ y $q_{a\text{-}r}$ respectivamente) a través del espacio con aire.

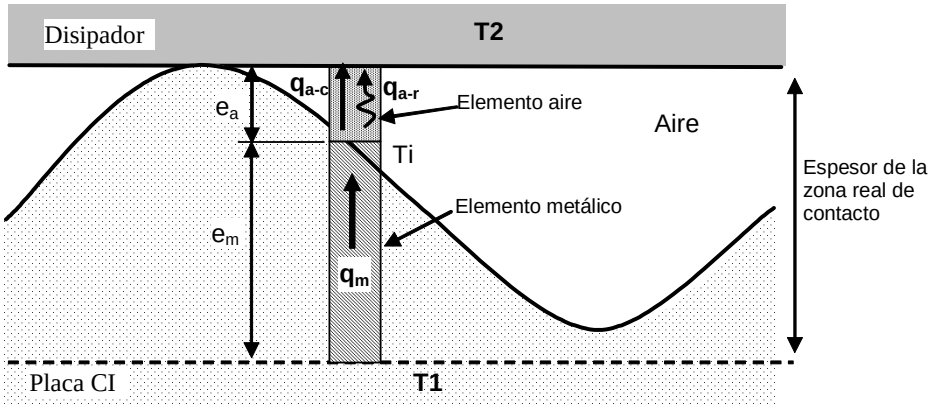


Figura 5: Modelo de la transmisión de calor desde el C.I. hacia el disipador en presencia de irregularidades.

Aplicando las ecuaciones de transmisión de calor a ambas zonas, se obtiene que el flujo de calor por elemento diferencial de superficie viene determinado por las expresiones de la ecuación (1), en donde k_m representa la conductividad del metal, k_a la conductividad del aire, y T_i la temperatura intermedia, siendo el resto de los parámetros los ilustrados en la figura 5.

$$\left.\begin{aligned} q_m &= k_m \Delta T \frac{dA}{e_m} = k_m (T_m - T_i)\frac{dA}{e_m} \\ q_a &= q_{a-c} + q_{a-r} = \left(k_a \Delta T \frac{dA}{e_a}\right) + q_{a-r} = \left(k_a (T_i - T_2)\frac{dA}{e_a}\right) + q_{a-r} \end{aligned}\right\} \Rightarrow\ q_m = q_a \qquad (1)$$

La componente de transmisión de calor por radiación a través del aire ($q_{a\text{-}r}$) se puede expresar mediante la ecuación (2), donde σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($5{,}67\text{x}10^{-8}$ W/m^{2}K^4), ε la emisividad o emitancia de cada componente (aproximadamente 0,035 para el aluminio sin oxidar), y $\rho = 1 - \varepsilon$.

$$q_{a-r} = \frac{\sigma(T_i^4 - T_2^4)}{\frac{\rho_i}{\varepsilon_i} + \frac{1}{F_{i,2}} + \frac{\rho_2}{\varepsilon_2}} dA \quad \xrightarrow{F_{i,2}\approx 1} \quad q_{a-r} = \frac{\sigma(T_i^4 - T_2^4)}{\frac{\rho_i}{\varepsilon_i} + 1 + \frac{\rho_2}{\varepsilon_2}} dA \qquad (2)$$

Las temperaturas de la zona intermedia T_i y la del disipador T_2 serán muy similares al tratarse de transmisión de calor a baja temperatura, por lo que el término de calor transmitido por radiación será despreciable debido a lo pequeño de la constante σ. De este modo, aplicando el principo de conservación de la cantidad de calor transmitido, se obtiene que el valor del calor transmitido queda expresado por la ecuación (3).

$$\left.\begin{array}{l} q_{a-r} \approx 0 \\ q_m = q_a \\ Ecuac.(1) \end{array}\right\} \quad \Rightarrow \quad \frac{dq}{dA} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{e_m}{k_m} + \frac{e_a}{k_a}} \tag{3}$$

El siguiente paso consistirá en modelar los errores geométricos definidos por la CGF4, y proceder a la definición matemática de la relación entre el RF y la CGF4.

Fijando las dimensiones de la zona de contacto D_h y E_h y despreciando su variabilidad por suponerse muy pequeñas en comparación con su valor nominal, el área aparente de contacto A_p queda fijada, por lo que el RF de flujo de calor total Q se puede expresar en forma de flujo de calor por unidad de superficie aparente como $q_p = Q/A_p$. Aplicando el símil eléctrico, para una diferencia de temperaturas $\Delta T=(T_1-T_2)$, el valor dado para este RF será $q_p = \cdot\Delta T/R_c$, siendo R_c la resistencia de contacto en la zona de contacto (concepto utilizado en transferencia de calor), la cual es función de la CGF4.

Consecuentemente, se deberá proceder a obtener $R_c = f(CGF4)$. Para ello, se ha de modelar la rugosidad superficial CGF4, para lo que se deberá suponer un posible proceso de fabricación.

Suponiendo que la superficie final se obtiene mediante un proceso de mecanizado convencional, por ejemplo planeado frontal en fresado, la rugosidad dependerá del radio de punta de la herramienta, del avance (avance por diente en este caso), de la velocidad de corte, del radio de la fresa y de la profundidad de pasada axial. Aunque hay múltiples trabajos que estudian de forma experimental la relación entre la rugosidad media (R_a) y los parámetros de corte, por simplificación se va a utilizar la expresión aceptada para torneado utilizando como avance el avance por diente, de modo que se puede estimar que la rugosidad máxima (R_M) y la R_a están relacionadas con el radio de punta de la herramienta (r) y con el avance por diente (s_z) mediante las relaciones dadas en (4), expresándose R_M y R_a en µm, y r y s_z en mm.

$$R_M = \frac{s_z^2}{8 \cdot r} 10^3 \qquad R_a = \frac{s_z^2}{32 \cdot r} 10^3 \tag{4}$$

El perfil teórico $y(x)$ obtenido para la rugosidad es el mostrado en línea continua en la figura 6, que se corresponde al caso de s_z= 0,2 mm y r = 0,8 mm, siendo $y(x)= r\cdot(r^2-x^2)^{1/2}$ la expresión matemática del perfil de rugosidad para el primer tramo (entre cero y la mitad del periodo) en el caso general. De este modo, fijado un radio de punta, para una rugosidad dada el avance por diente quedará fijado de forma que también lo estará el paso de la ondulación de la rugosidad siendo igual a dicho avance. Con ello, el objetivo será el cálculo de la resistencia de contacto R_c para un periodo completo de la oscilación de rugosidad. Para ello se puede proceder a realizar la integral de R'_c (correspondiente al valor de R_c por unidad lineal de perfil) a lo largo de un semiperiodo, integración que se puede llevar a cabo numéricamente o bien mediante integración discreta o numérica. El método que se va a utilizar es este segundo, de modo que el modelo discretizado para integración será el mostrado en la figura 6.

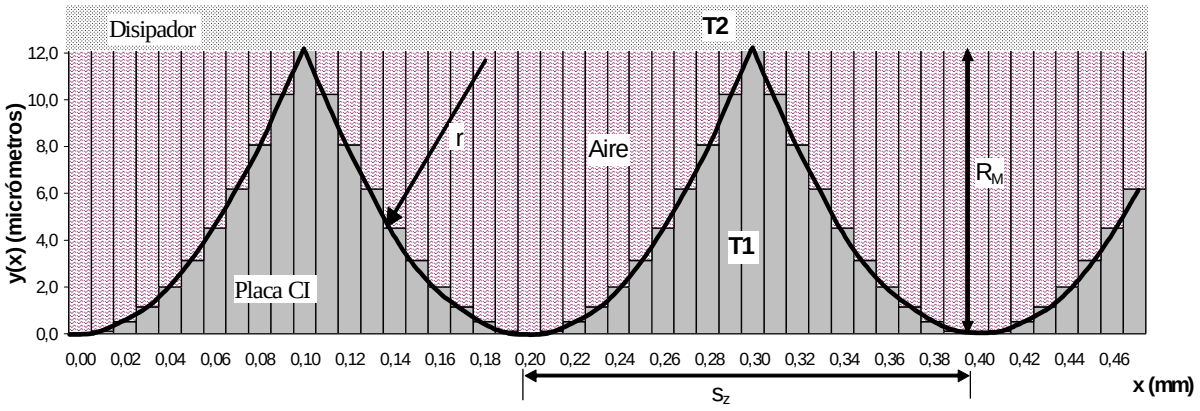


Figura 6: Modelo utilizado para la integración discreta a lo largo de un periodo de oscilación de rugosidad.

El modelo anterior se ha aplicado para diferentes valores de *Ra*, y para dos valores de *r*, en concreto 0,4 y 0,8 mm, tomando como conductividad del metal la del aluminio k_m=205 W/mK y para el aire k_a=0,029 W/mK que se corresponde con la de éste a 40º. La integración numérica se ha realizado con 18 elementos de discretización por periodo, siendo los resultados obtenidos los mostrado en la tabla 1. Por otra parte, y para observar visualmente la evolución de la resistencia de contacto en función de la rugosidad superficial media y de los radios de punta, en la figura 7 se ilustra la representación gráfica de estos resultados

Tabla 1: Parámetros de cálculo de los diferentes casos estudiados y valores de Rc obtenidos.

Radio de punta r (mm)	Rugosidad media R_a (µm)	Rugosidad máxima R_M (µm)	Avance por diente s_z (mm)	Resistencia de contacto térm. R_c ($m^2 \cdot K/W$)	Resistencia de contacto térm. $R_c x10^6$ ($m^2 \cdot K/W$)
0,8	1,0	4	0,160	2,7E-06	2,72
0,8	2,0	8	0,226	5,3E-06	5,33
0,8	3,0	12	0,277	7,8E-06	7,84
0,8	4,0	16	0,320	1,0E-05	10,23
0,8	5,0	20	0,358	1,2E-05	12,49
0,8	6,0	24	0,392	1,5E-05	14,60
0,8	7,0	28	0,423	1,7E-05	16,56
0,8	8,0	32	0,453	1,8E-05	18,35
0,4	1,0	4	0,113	2,7E-06	2,67
0,4	2,0	8	0,160	5,1E-06	5,11
0,4	3,0	12	0,196	7,3E-06	7,30
0,4	4,0	16	0,226	9,2E-06	9,18
0,4	5,0	20	0,253	1,1E-05	10,66
0,4	6,0	24	0,277	1,2E-05	11,67
0,4	7,0	28	0,299	1,2E-05	12,03
0,4	8,0	32	0,320	1,2E-05	11,55

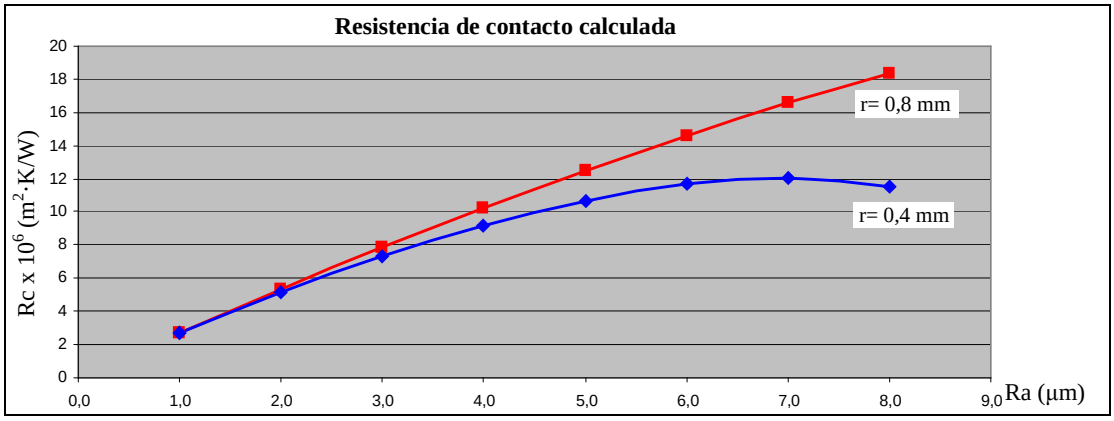


Figura 7: Resistencia de contacto calculada en función de la rugosidad media R_a, y para dos radios de punta.

Con los resultados obtenidos, se han calculado las curvas de ajuste para cada uno de los dos radios de punta, las cuales presentan un coeficiente de correlación prácticamente unidad. Con ello, se puede escribir la EcF buscada que relaciona el RF con la CGF4. Así, la EcF se puede expresar mediante (5), en donde R_a se expresa en µm, la resistencia de contacto R_c en $m^2 \cdot K/W$, el área aparente A_p en m^2, las temperaturas en K y el flujo de calor en W.

$$\left.\begin{array}{l} r = 0{,}8mm \rightarrow R_c = (-0{,}0682R_a^2 + 2{,}8571R_a - 0{,}0919)\cdot 10^{-6} \\ r = 0{,}4mm \rightarrow R_c = (-0{,}0188R_a^3 + 0{,}0193R_a^2 + 2{,}4693R_a + 0{,}2158)\cdot 10^{-6} \end{array}\right\} \Rightarrow Q = \frac{(T_1 - T_2)}{R_c}\cdot A_p \qquad (5)$$

5. Conclusiones

En el presente trabajo se ha expuesto de forma resumida una metodología que permite determinar aquellos errores observados en las piezas fabricadas que influyen en los requisitos funcionales (RF) que implican geometría de precisión (RFp) en los componentes de un mecanismo o de un dispositivo. Además, se ha mostrado mediante un caso de aplicación cómo obtener las EcF que relacionan los RF y los errores en las piezas fabricadas mediante el estudio detallado del principio físico que rige el comportamiento del RF y cómo éste se ve afectado por las variabilidades geométricas.

La utilidad de es doble. Por un lado, el hecho de conocer en detalle el comportamiento del RF y su relación con la variabilidad geométrica permite analizar en detalle la funcionalidad y establecer valores objetivo y variabilidad admitida para el RF de una forma más coherente. Por otro, el conocer de una forma objetiva y cuantitativa la relación entre los errores geométricos y la funcionalidad permite seleccionar aquellas tolerancias que realmente son funcionales (garantizan la funcionalidad) y asignarles valores apropiados. Ambas utilidades permiten mejorar la calidad y la fiabilidad, así como reducir los costes por cuanto solo se especifican aquellas tolerancias realmente necesarias (evitando sistemas de acotado incoherentes y/o sobrerrestringidos) y tanto a éstas como a los RF permite asignarles la mayor variabilidad posible compatible con la función.

Además, estas relaciones matemáticas entre la variabilidad funcional y las tolerancias pueden ser utilizadas para realizar un reparto directo de la variabilidad funcional entre las tolerancias que la influyen mediante el uso de funciones de coste vs tolerancias, evitando así un doble reparto de tolerancias, lo cual redunda en la reducción de costes. Esta utilidad se observa claramente en los resultados obtenidos en el ejemplo, puesto que mediante las ecuaciones (4) y (5) se puede relacionar directamente el RF con los parámetros de proceso (s_z y r) de modo que la variación en la exigencia funcional repercute directamente en el tiempo de procesado y, con ello, en el coste.

En cuanto al caso de estudio aplicativo de la metodología, éste se ha realizado únicamente para la variabilidad de la rugosidad superficial de la superficie de la placa metálica del C.I. Como continuación del trabajo se propone el incorporar la influencia de la rugosidad superficial de la superficie del disipador, así como los errores de planicidad de ambas superficies. Además, es deseable contrastar la validez de los resultados teóricos obtenidos, para lo que se propone la realización de experimentos que permitan obtener el valor de la resistencia de contacto para diferentes casos de piezas mecanizadas mediante medición directa de dicha resistencia de contacto.

6. Referencias

[1] R.S.Srinivasan. A Theorical Framework for Functional Form Tolerances in Design for Manufacturing; These of PhD, University of Texas at Austin, (1994).

[2] N. P. Suh. The Principles of Design. Oxford University Press New York, (1990). ISBN 0-19-504345-6.

[3] N. P. Suh. Axiomatic design theory for systems, Research in Engineering Design, 10 (1998), 189-209.

[4] N. P. Suh. Axiomatic Design: Advances and Applications, Oxford University Press, (2001), ISBN 978-0195134667.

[5] R. Söderberg; H. Johannesson. Tolerance Chain Detection by Geometrical Constraint Based Coupling Analysis. Journal of Engineering Design, 10 (1999), 5-24.

[6] R.S.Srinivasan, K. Wood. Geometric Tolerancing in Mechanical Design Using Fractal-Based Parameters, ASME Journal of Mechanical Design, 117 (1995), 203-205.

[7] R.S.Srinivasan, K. Wood, D. McAdams. Functional Tolerancing: A Design for Manufacturing Metodology, ASME Journal of Mechanical Design, 8 (1996), 99-115.

[8] D. McAdams, K. Wood. The effect of a fractal tolerance on the dynamic performance of cams, ASME Design For Manufacturing Conference, Irvine, Canadá, (1996).

[9] C. Zhang, X. Zhang, B.Wang. Functional Dimensioning and Tolerancing of Manufactured Parts for Fluid Leakage Control, Geometric Design Tolerancing: Theories, Standards and Applications, Chapman & Hall, (1998), ISBN 0412 83000 0, 157-170.

[10] J. Serrano Mira. De la Función a la Fabricación: Metodología para el Tratamiento Integrado de Tolerancias en Conjuntos Mecánicos; Tesis Doctoral, Universitat Jaume I, Castellón de la Plana, (2016).

[11] J. Serrano Mira, J. Sancho Brú. Análisis de la influencia de defectos geométricos en los anillos de un rodamiento en la generación de vibraciones, orientado a la asignación de tolerancias de fabricación, Revista de la Asociación Española de Ingeniería Mecánica, 1 (2000), 461-466. ISSN: 0212-5072.

[12] J. Serrano Mira, G. M. Bruscas Bellido, J. V. Abellán Nebot, F. Romero Subirón. Influence of Geometric Defects in Bearing Outer Race on Vibration Generation: An Oriented Study for Manufacturing Tolerances Specification and Allocation, 21st International DAAAM Symposium, Zadar, Croacia, (2010).

[13] F. Romero Subirón, J. Serrano Mira. Tratamiento Integrado de las Tolerancias en Diseño-Fabricación-Inspección, X Congreso Chileno de Ingeniería Mecánica, Santiago de Chile, Chile, (2002).

Actualización/retrofiteado de una máquina de una coordenada

E. García Bellido[1], M. A. Sáenz-Nuño[2], F. Moreno Bellido[3], N. Díez[3], F. Parejo[4]

[1]*Graduado en Ingeniería Electromecánica por Universidad Pontificia Comillas, eduardogarciabellido@gmail.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Pontificia Comillas, msaenz@icai.comillas.edu*

[3]*Laboratorio Metrología Dimensional, Readaptación profesional. Hospital de Majadahonda FREMAP francisco_moreno@fremap.es, noelia_diez@fremap.es*

[4]*Renishaw, Francisco.Parejo@Renishaw.com*

Este trabajo muestra una solución viable y económica para la puesta a punto de máquinas de una coordenada. Actualmente son muchos los laboratorios que disponen de equipos con una mecánica completamente operativa pero obsoletos en su electrónica. Así fue el caso que se presentó en el laboratorio acreditado por ENAC dueño del equipo retrofiteado, una Mahr 828. La casa comercial no ofreció una solución viable económicamente y se optó por implementar una solución que ya en CMM's funciona. En este estudio se presenta la solución alcanzada y los resultados obtenidos en la intercomparación en la que participó la máquina actualizada.

1. Introducción

Durante el año 2014, la máquina de medición de una coordenada (según la denominación de [1]) Mahr 828 del laboratorio de Metrología Dimensional de FREMAP acreditado por ENAC, sufrió una avería. Posiblemente por un mal posicionamiento del encoder lineal, éste fue sufriendo un constante deterioro que terminó por arañar la superficie de la regla, haciendo imposible la lectura óptica del mismo.



Figura 1: Mahr 828 antes de su reparación en el laboratorio acreditado.

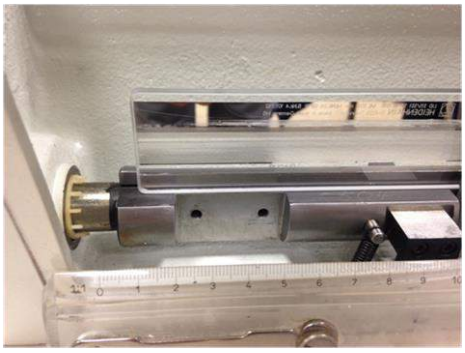


Figura 2: Al desmontar la máquina, se observó que el problema se encontraba en la deslizadera principal. La regla óptica (la parte más sensible) estaba dañada. Se pueden ver los arañazos en la imagen.

A pesar de ser un equipo de muy alta precisión y de bajo tiempo de uso, la casa comercial no pudo suministrar piezas de recambio con el mismo encoder Heidenhain. Dicho tipo de regla ya no se fabricaba, por lo que la única opción que proporcionaban era la adquisición de un nuevo equipo de medición de una coordenada.

Un equipo de estas características ronda los 100 000 euros, presupuesto del que no disponía en dicho momento el laboratorio. Con el agravante de tener que dejar de dar servicio en la calibración de patrones de diámetro, parte del alcance de su acreditación.

Después de un cuidadoso estudio se decidió intentar la puesta a punto con la sustitución del encoder dañado por uno nuevo. Puesto que la tecnología ha avanzado notablemente desde la compra de esta máquina hace aproximadamente 15 años, las reglas ópticas han cambiado tanto en material, forma y tamaño a la par que se ha mejorado la resolución y repetibilidad. Por lo que todo esto implicó que los anteriores soportes internos ya no eran válidos y se precisó de unos nuevos totalmente distintos, que permitieron todos los grados de libertad necesarios para la alineación de la nueva regla y encoder.

Aquí presentamos los diseños realizados y la posterior intercomparación en la que participó el equipo, mejorando aún más las prestaciones.

2. Diseño, desarrollo y fabricación

Al igual que en cualquier otro proceso de retrofiteado, se desglosó la tarea en las siguientes etapas.

2.1. Modelado del equipo a retrofitear.

Se desmontó el equipo dañado y se procedió a la medición de todos los componentes involucrados en la solución.

Con ello se dispuso de un modelo mecánico a simular en Solidworks, que permitió valorar cada una de las soluciones en cuanto a la movilidad de los ensamblajes, correcta alineación y posicionamiento de la regla. Principalmente se llevaron a cabo *Motion Studies*, utilizando la terminología de Solidworks.

Las piezas modeladas en Solidworks se ajustaron a la geometría de la máquina, con el fin de enmarcar el entorno en el que se construiría el soporte adicional para el encoder, tal y como se muestra a continuación:

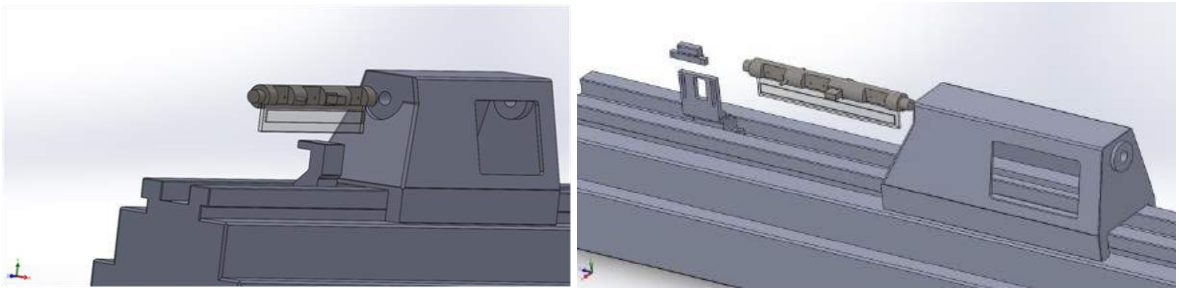


Figura 3: Modelado de la Mahr (izquierda). Modelado de los soportes integrados en la máquina (derecha).

Se estudió la compatibilidad del software de Mahr y señales recibidas por éste del encoder a fin de que la nueva regla y cabezal fueran compatibles con el sistema. En base a ello se realizó un estudio de mercado de la posible regla óptica a utilizar en la nueva solución. La que mejor cubrió las necesidades fue la solución de Renishaw [3], modelo TONiC T101x con una precisión de fábrica de 1,5 µm (siguiendo las características de la regla que anteriormente tenía el equipo). Posteriormente se caracterizó el equipo con los patrones del laboratorio, para su participación en la intercomparación que se cita.

2.2. Selección de la regla de medición

Se eligió una nueva regla óptica, mucho más compacta que la original pero que no podía anclarse en las pinzas de la máquina original, por lo que se optó por pegar la nueva regla óptica sobre la original.

Las ventajas de usar la regla antigua como soporte fueron principalmente tres:

- Estos sistemas deben reducir al máximo los efectos de las dilataciones y contracciones térmicas. Puesto que el soporte era de hecho una regla óptica, su dilatación térmica es mínima y así se evitaría la creación de tensiones sobre la nueva regla pegada con adhesivo a ella.

- Se evita tener que fabricar un nuevo soporte para la regla o tener que modificar los exisistentes. Simplemente se mantiene el sistema de anclajes original y a efectos prácticos sólo supone que la regla haya aumentado en grosor. Esto se solucionará ajustando el diseño de los soportes del cabezal. Notesé que los grados de libertad existentes en el diseño son incontables.
- Al mantener los soportes originales, el nuevo conjunto no ha perdido ningún grado de libertad en su ajuste. La regla puede modificar su posición angular respecto a la horizontal para que la alineación (en ángulo y altura) sea perfecta.

2.3. Diseño de nuevos soportes aptos para la nueva regla. Prototipado rápido.

Una vez elegida la regla con la precisión requerida por el laboratorio, se procedió a la fabricación de los soportes que permitieran la incorporación de la regla al sistema de medición.

Es importante señalar que s la pieza se hizo en Aluminio, para aligerar el soporte. La importancia del soporte no fue tanto su precisión en la fabricación.

El objetivo principal del diseño fue obtener suficientes grados de libertad en todos los sentidos de movimiento, que permitieran fijar la regla óptica en la posición adecuada, facilitando así la alineación.

Al fijarse en el soporte principal del nuevo encoder, se pudo ajustar la proximidad a la regla óptica, el ángulo de su cara principal respecto a la superficie de la regla óptica en el eje vertical, y por medio de calzas en su base, el ángulo de la cara principal respecto a la regla óptica en el eje horizontal. La precisión de fabricación del soporte no fue algo crítico en el diseño, y se utilizaron las técnicas habituales de mecanizado por arranque de viruta.

A continuación se muestra el diseño (figura 4 y 5):

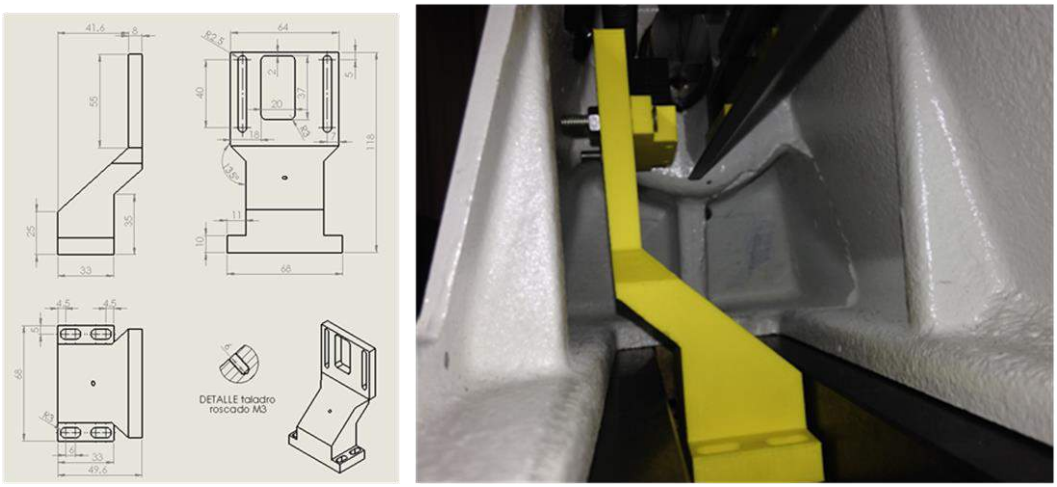


Figura 4: Sujección y prototipo rápido (amarillo).

Con las dos deslizaderas en el soporte principal se pudo ajustar la altura del cabezal de lectura y también su alineación con la regla óptica, y de esta forma se tuvieron todos los grados de libertad para que el ajuste fuera total (se ha de decir que alguno incluso es recursivo, ya que la regla en sí también permite cambios en su posición). Sin todos estos grados de libertad, el ajuste de posición relativa y seguimiento entre cabezal y regla habría sido impensable.

El prototipo rápido en plástico de los dos soportes del cabezal (amarillo) y modelo del cabezal lector (negro), se modificaron ligeramente en algunas de sus medidas. Hubo que poner especial atención en los tornillos donde anclar la pieza, puesto que el espacio era reducido. El prototipo rápido permitió optimizar el diseño final.

Se muestra a continuación los soportes ya fabricados, tornillos y arandelas fijadas en posición inferior. El cabezal ha sido atornillado al sub-soporte deslizadera. La ventana es crucial para la instalación. El diseño facilita el montaje, que es complicado debido a la pequeña ventana de acceso de la deslizadera principal de la máquina.

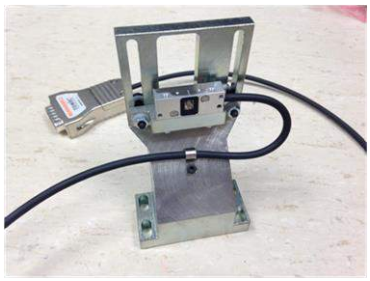


Figura 5: Versión definitiva del soporte.

3. Montaje y alineación

Se procedió al montaje (véase figura 6) de los soportes y las reglas sobre el equipo, una vez que el soporte proporcionaba los suficientes grados de libertad para el posicionamiento y alineación de la regla.

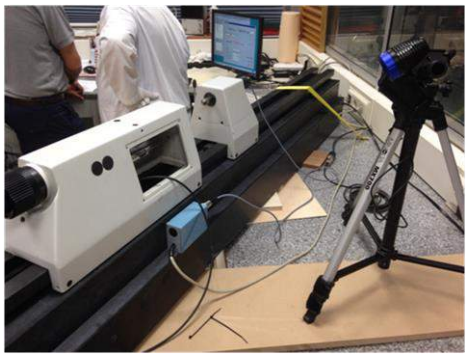


Figura 6: Montaje del nuevo sistema óptico. Uso de gatos hidráulicos para sostener la máquina en posición de trabajo. Iluminación focalizada al interior de la deslizadera.

Tras el montaje y la instalación, se realizó el reseteo del encoder y se comprobó la alineación. El cabezal debía distar 1±0.1mm de la regla en todo momento, siendo las tolerancias de montaje

Rideheight 2.1mm ±0.15mm Yaw tol. ±0.4° Roll tol. ±0.5°

La desviación en los ángulos entre cabezal y regla pueden variar hasta 2º. Se ajustó con paciencia la altura, aproximación y distintos ángulos mediante cada tornillo gradualmente. Los leds debían permanecer verdes en todo el recorrido, ya que son indicadores de que la señal reflejada sobre la regla está siendo recibida (véanse figuras 7 y 8).

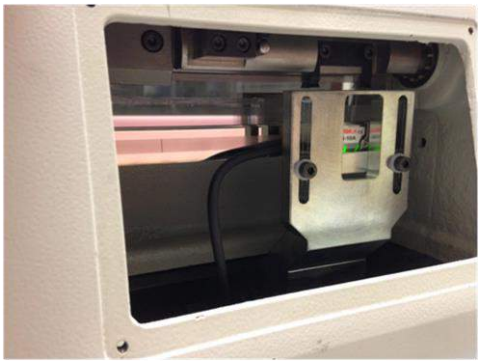


Figura 7: Montaje electrónico de los componentes del encoder, de la regla óptica Renishaw y alineación.

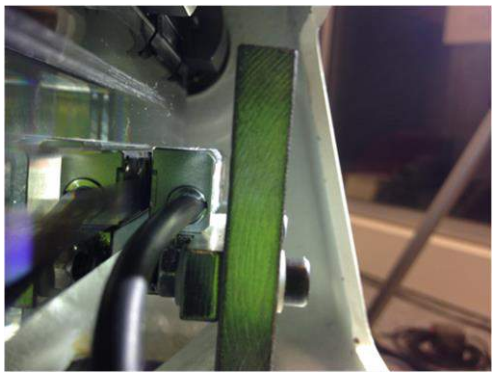


Figura 8: Ajuste fino.

4. Intercomparación LC-ENAC-2014/D02

Una vez reconstruido se procedió a participar en una intercomparación nacional (según la denominación de [2]) que avalase la viabilidad de la solución y su consiguiente mantenimiento dentro del alcance de la acreditación del laboratorio.

En dicha intercomparación el objeto era la determinación de la longitud central de cuatro bloques patrón longitudinales superiores a 100 mm, lc, definida según la norma UNE EN-ISO 3650 [4].

El Centro Español de Metrología (CEM) actuó como laboratorio de referencia (LR) y laboratorio coordinador (LC). Los laboratorios participantes fueron 14, incluido el CEM.

Los patrones circulados fueron: bloque patrón longitudinal de 125 mm. Marca: FRANK, número de serie: 6530; bloque patrón longitudinal de 500 mm. Marca: MITUTOYO, número de serie: 000023; bloque patrón longitudinal de 700 mm. Marca: TESA, número de serie: B49020; bloque patrón longitudinal de 1000 mm. Marca: CEJ, código de identificación: C2014.

Tabla 1: Alcance: bloques patrón longitudinales

Bloques (mm)	
100 mm < L ≤ 200 mm	0,004 mm
200 mm < L ≤ 1000 mm :	0,006 mm

Los resultados obtenidos quedaron recogidos en el informe de dicha intercomparación, con fecha de noviembre de 2015. En las figuras 9 a 12 se resalta la "posición" del nuevo equipo frente a los otros laboratorios nacionales, quedando patente el éxito del retrofiteado.

Tabla 2: Índice de compatibilidad

Mensurando de la comparación	**Índice de Compatibilidad**	**Abrir No conformidad**	
	C	**SI**	**NO**
BPL 125 mm	0,13		X
BPL 500 mm	0,13		X
BPL 700 mm	0,01		X
BPL 1000 mm	0,04		X

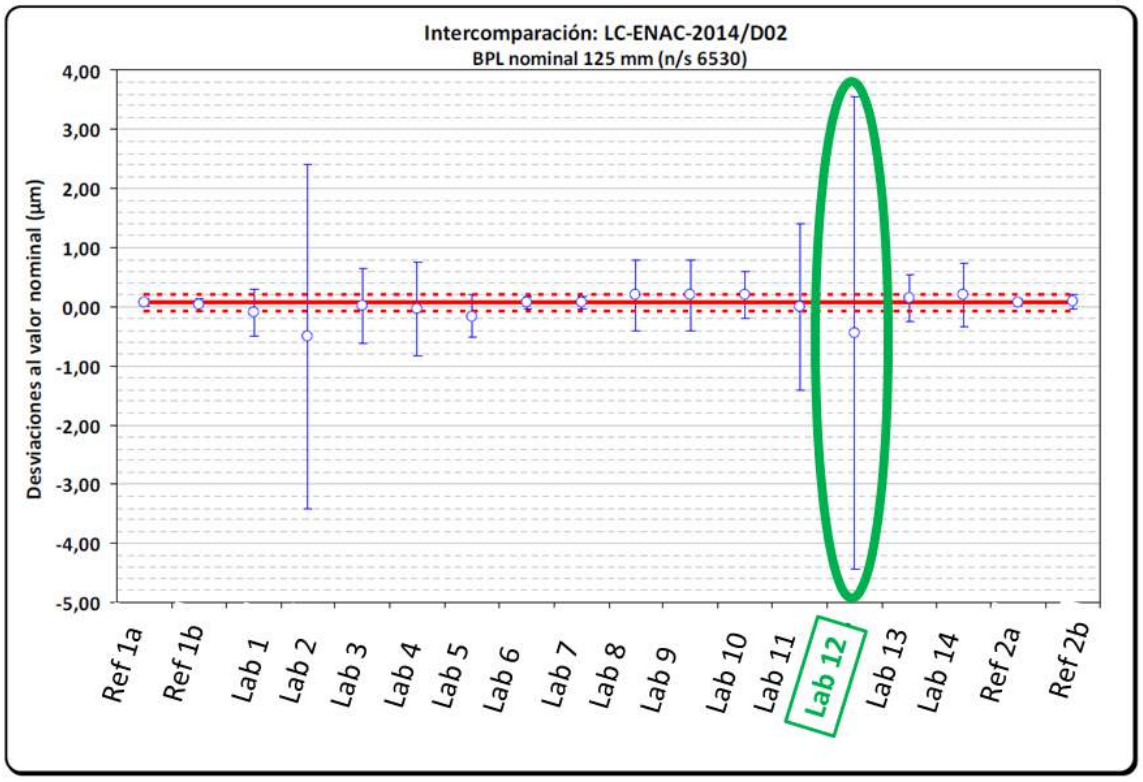


Figura 9: Gráficos de resultados BPL 125 mm. (Se resalta el resultado del sistema retrofiteado).

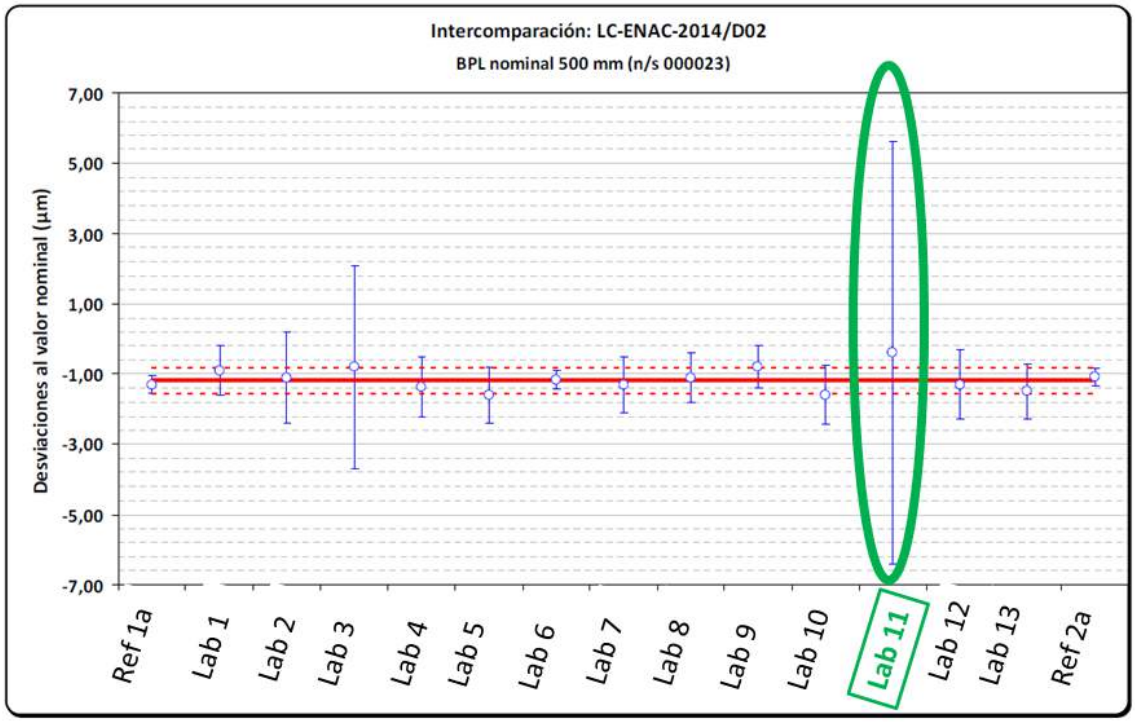


Figura 10: Gráficos de resultados BPL 500 mm. (Se resalta el resultado del sistema retrofiteado).

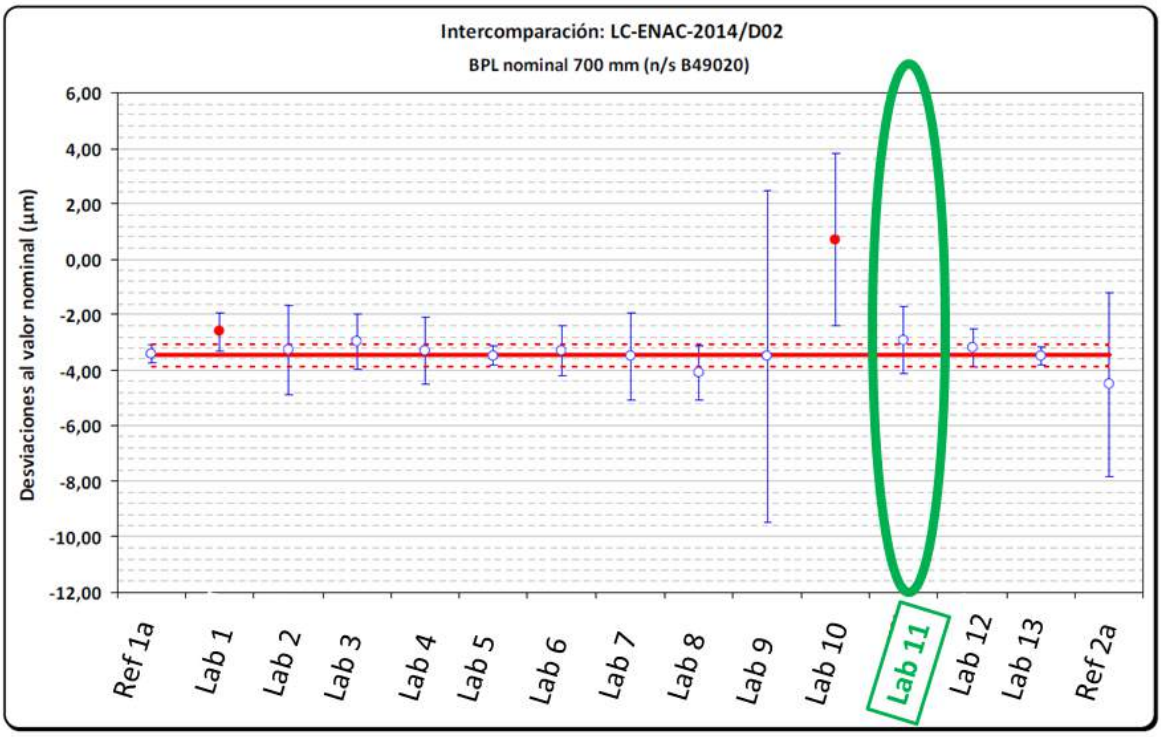


Figura 11: Gráficos de resultados BPL 700 mm. (Se resalta el resultado del sistema retrofiteado).

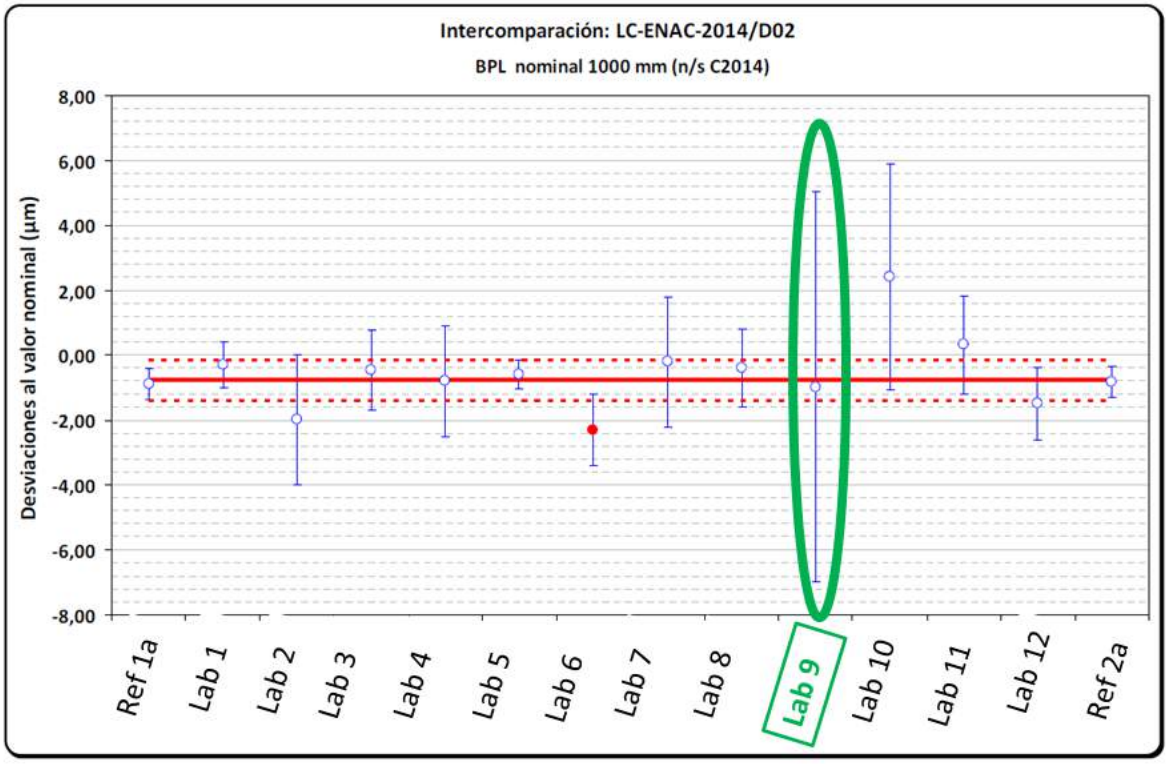


Figura 12: Gráficos de resultados BPL 1000 mm. (Se resalta el resultado del sistema retrofiteado).

5. Conclusiones

Los resultados obtenidos caben señalar la viabilidad de esta solución para otras muchas máquinas de una coordenada que ahora mismo se encuentran fuera de servicio en los laboratorios españoles.

El presupuesto necesario para el retrofiteado de este tipo de equipos puede realizarse sobre equipos fuera de servicio, o en equipos donde se quieran mejorar sus prestaciones. Y en ningún caso exceden como mucho el 10% del coste total del equipamiento (aunque dependerá mucho de las precisiones finales requeridas).

La incertidumbre propuesta en las primeras mediciones demostró ser muy conservadora, por lo que actualmente se está procediendo a una revisión de la misma y optimización para los resultados obtenidos en la intercomparación de 2015.

La propuesta de este trabajo fue el resultado del trabajo desarrollado dentro de la colaboración que existe entre FREMAP y la Universidad Pontificia Comillas de Madrid. Se optó por desarrollar las tareas con la asistencia de un alumno de la universidad, que pudiese formarse en este tipo de soluciones de la ingeniería, por lo que al tener que compaginarse con sus estudios, se dilató el trabajo a un curso académico aproximadamente.

Una vez vista la viabilidad de la solución, estos plazos podrán ajustarse mucho más a las necesidades de cada proyecto.

La utilización de prototipos rápidos para la mejora de los primeros diseños se muestra como una potente herramienta para el diseño de piezas tan específicas como las necesarias en los laboratorios de metrología dimensional.

Por último, una gran dificultad del proyecto fue la interoperabilidad entre los componentes electrónicos del conjunto de Renishaw y los propios de la máquina Mahr. Se trata de intentar acoplar dos partes de distintos fabricantes que además distan una quincena de años en tiempo, con el consecuente avance tecnológico que supone. A nivel de hardware cambia prácticamente todo, incluyendo las clavijas que llegan al ordenador. A nivel de software era necesario que las señales que le llegaban al ordenador de la Mahr para el programa de medición coincidiesen con las que la regla óptica montada en la actualidad genera. Este fue un punto de crucial importancia para el proyecto que podría haber puesto en entredicho la viabilidad de la solución, y que sin embargo fue resuelto finalmente.

6. Referencias

[1] Centro Español de Metrología (CEM): Clasificación de Instrumentos de Metrología Dimensional, 1ª Edición, 261 páginas, NIPO 165-02-003-4, Ministerio de Fomento, 2002, Madrid.

[2] Centro Español de Metrología (CEM): Vocabulario Internacional de Metrología. Conceptos fundamentales y generales, y términos asociados (VIM). 3ª edición en español 2008, traducción de la 3ª edición del VIM 2008, 87 páginas, NIPO 706-08-008-4.

[3] Catálogos de reglas ópticas de Renishaw. http://resources.renishaw.com

[4] UNE EN ISO 3650:, Especificación geométrica de productos (GPS)-Patrones de longitud- Bloques patrón (ISO:3650:1998).

Análisis de la energía específica de corte en el rectificado plano basado en el modelo de la tasa de material removido

A. Nápoles Alberro[1], H.A. González-Rojas[2], A.J. Sánchez Egea[3], S. Hameed[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica (EUETIB). Universidad Politécnica de Cataluña. amelia.napoles@upc.edu*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica (EPSEVG). Universidad Politécnica de Cataluña. hernan.gonzalez@upc.edu*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica (EPSEVG). Universidad Politécnica de Cataluña. antonio.egea@upc.edu*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica (EPSEVG). Universidad Politécnica de Cataluña. hameeds@tcd.ie*

Este trabajo tiene como objetivo determinar la energía específica de corte durante el rectificado plano en seco. Para ello, se desarrolla un modelo de remoción, que permite estimar el espesor de viruta arrancada, la sección efectiva de corte de la muela y la tasa de material removido. Dada la relación entre la energía y la potencia de corte, se mide experimentalmente la potencia consumida por el motor eléctrico de la rectificadora en diferentes condiciones de corte. Utilizando el modelo de remoción se realizaron simulaciones y los resultados muestran que la tasa de material crece a lo largo de la trayectoria realizada por un grano y que la profundidad de corte, el espesor de viruta y las características de la muela influyen sobre la energía específica de corte. Finalmente, se confirma que el modelo ofrece un ábaco para calcular el espesor de viruta, para cualquier posición instantánea de la muela y para diferentes parámetros de corte.

1. Introducción

Para la fabricación de piezas de elevada precisión y buen acabado superficial es frecuente la aplicación del rectificado. Durante este proceso, se produce el calentamiento en la zona en contacto entre la pieza y la muela, que combinado con un enfriamiento posterior, es posible conseguir el aumento de la dureza superficial. Este endurecimiento es de interés en muchas aplicaciones industriales. En un proceso como el rectificado, casi toda la energía se disipa en forma de calor. El control de esta energía permite prever el comportamiento termo-mecánico en la pieza. La energía específica de corte *Es* es un indicador de la severidad de la operación, y su conocimiento requiere el control de los parámetros del proceso.

Diversos estudios eligen un valor constante para la energía específica de corte. Malkin et al. [1] [2] y Rowe et al. [3] asumen un valor de 6,2 J/mm3 para rectificado de materiales ferrosos y Guo et al. [4] afirma que es 17.6 J/mm3 para aleaciones de niquel. Otros investigadores, basados en datos empíricos, deducen una ecuación exponencial. J. Stepheson et al. [5] obtuvo una expresión en función de tasa de material removido y otra expresión exponencial en función del espesor de viruta [6]. Wenfeng et al. [7] plantearon otra relación exponencial para aleaciones de niquel. Zhenzhen et al. [8] evalúa la energía específica a partir de los datos experimentales de fuerza específica y de temperatura. Arriandaga et al. [9] utiliza el método de las redes neuronales artificiales (RNA).

La energía específica de corte *Es* depende de la tasa de material removido y de la potencia consumida en el corte. Por otra parte, la tasa de material removido por grano *Qcg* o volumen de arranque de material arrancado por unidad de tiempo, depende del espesor *e* de la viruta no deformada. En este trabajo se desarrolla el modelo para el fenómeno de remoción con la finalidad de evaluar el comportamiento de la energía específica de corte. Este modelo permite calcular *Qcg*, la cual se define como el producto vectorial entre la velocidad de salida de la viruta *Vch* y la sección de la viruta arrancada *Acg*. Esta última depende del espesor de viruta *e*.

Hecker et al. [10] desarrolla un modelo para calcular el valor promedio del espesor de viruta según la función de distribución probabilística de Rayleigh (p.d.f.) y plantea que la deformación del grano en la zona de contacto provoca un aumento considerable del número de granos que cortan, por lo que tiene en cuenta la densidad dinámica de granos. Malkin y Guo [2] definen la ecuación para el cálculo del espesor de viruta, asumen una constante de proporcionalidad *k* obtenida de datos empíricos, que incluye una geometría ideal del grano y consideran que la densidad de granos *G* es constante. Lee et al. [11] plantean un modelo para la estimación del espesor máximo de viruta no deformada, en el que utiliza parámetros obtenidos de pruebas experimentales. Zhenzhen et al. [8] utiliza datos empíricos de la densidad de granos, y considera una constante *k* que depende del ángulo de ataque del grano.

En el estudio planteado aquí, primero se define la ecuación del espesor de viruta en función de los parámetros de corte y de las características del grano: diámetro *dg*, posición θ^* y densidad *G*. Esta ecuación permite realizar simulaciones suponiendo una densidad de grano constante. Seguido, se calcula la sección de corte y la tasa de material removido. Por otra parte, se toman medidas experimentales de la potencia consumida por el motor en diferentes condiciones de corte, con el fin de estimar la potencia específica y calcular la energía específica de corte. Posteriormente, se pasa a considerar nuevas condiciones de operación, para realizar nuevas simulaciones de la tasa de material removido y recalcular la potencia específica de corte para los nuevos parámetros. La aplicación del modelo desarrollado será útil para determinar el grado de severidad del rectificado en función de los parámetros de corte.

2. Evaluación de la energía específica de corte.

La energía específica de corte en un proceso de arranque de viruta, es directamente proporcional a la relación entre la potencia consumida *Nc* y la tasa de material removido Qc_T, según lo establece la siguiente ecuación:

$$Es = Nc/Qc_T \tag{1}$$

Para calcular la energía específica de corte, se debe controlar la tasa de material removido y conocer la potencia consumida en el corte. Para determinar la tasa de material removido, se aplica la simulación del rectificado, en la que se puede evaluar la influencia que ejercen las condiciones del proceso. Estas condiciones de ejecución están definidas por los parámetros de corte y por las características de la herramienta. La simulación se lleva a cabo mediante el desarrollo del modelo de remoción, en el que se tienen en cuenta las intercepciones geométricas y cinemáticas entre el grano y la viruta arrancada.

En la figura 1 está representado el proceso de rectificado plano en contra dirección, en la que se define el radio de la muela R_M, la longitud de contacto *lc* entre muela y pieza y los parámetros de corte, tales como profundidad de corte *p*, velocidad de la muela V_M, velocidad de la pieza V_P y profundidad de corte *p*. Considerando, que los puntos de corte de la muela de rectificar corresponden a los dientes de una fresa y suponiendo una muela ideal con los granos igualmente espaciados, se define, que la distancia entre dos granos adyacentes es *lg*. Esta distancia depende de la distribución de los granos en la muela y por ende de la caracterización de su estructura. Ver figura 1.

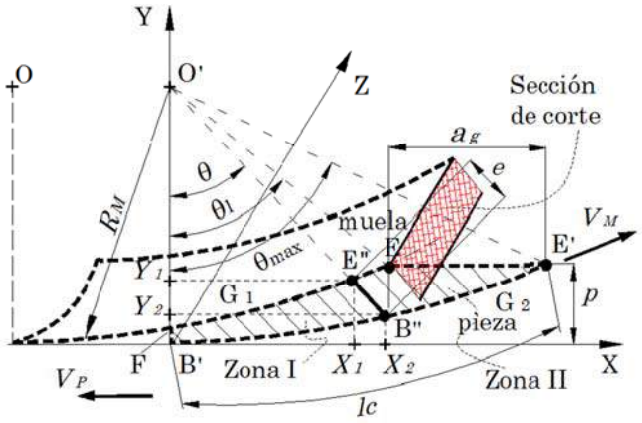


Figura 1: Características de la interacción entre muela y pieza.

La evaluación de *Qcg* se realiza considerando que esta se define como el producto vectorial entre la velocidad de salida de la viruta (*Vch)* y la sección de la viruta arrancada (*Acg*). Por ello esta se puede estimar como:

$$Qcg = Acg(e) \cdot Vch \tag{2}$$

Para estimar el término *Acg* se asume como hipótesis, que la sección de material removido es equivalente a la sección activa del grano. Se ha de tener en cuenta que no toda la dimensión del grano está cortando y que los granos tienen diferentes formas geométricas. Por lo tanto, Ac_g se evalua en el plano perpendicular al de la velocidad de corte. Esta sección no es constante ya que depende del espesor de viruta y de la dimensión activa del grano. Por ende, esta sección depende de la forma del grano de la muela y de la profundidad de corte, Malkin et al. [12].

De la figura 1, se observa que el espesor de viruta *e* es medido en el plano XY y la dimensión activa del grano, se evalúa en el plano ZY. En este estudio se supone que la velocidad de salida de la viruta *Vch* es igual a la velocidad de la pieza V_P.

2.1. Espesor de viruta arrancada

En el rectificado, la geometría de la herramienta de corte no puede ser perfectamente definida debido a que la muela tiene múltiples puntos de corte y están distribuidos irregularmente sobre la superficie de trabajo. Otros autores, definen el máximo espesor de la viruta no deformada *e* como la altura del grano de corte. Esta magnitud puede ser engañosa e introduce ruido en el modelo. De ahí la importancia de considerar la evolución del espesor.

Para la definición del espesor de viruta se ha de considerar la interacción geométrica y cinemática entre la muela y la pieza, representada en la figura 1. En ella se observan las trayectorias G1 y G2 de dos granos abrasivos que cortan consecutivamente.

La trayectoria del segundo grano tiene el centro desplazado una distancia OO', respecto al primero, en la dirección del avance y por lo tanto esta distancia es igual al avance por grano *ag* (mm/grano). Por ello, *ag* depende de la distancia entre ellos *lg* y de la relación entre las velocidades de la pieza y la muela, esto se expresa como:

$$a_g = l_g \cdot \frac{V_P}{V_M} \tag{3}$$

La longitud de contacto *lc* entre la muela y la pieza, generalmente está definida por el arco B'E'. Como muestra la figura 1, la zona de interés es la definida por los puntos B'E'EF. Para determinar el espesor de viruta se requiere conocer las coordenadas *X,Y* de cada una de esas curvas en el tramo de recta E''B'', por lo que para obtener las coordenadas X_2, Y_1 e Y_2 se plantean las ecuaciones que definen los arcos de circunferencias de las trayectorias G_1 y G_2 y la recta O'B''. Resolviendo la ecuación que define la intersección de la curva G_1 y la recta O'E'', se obtiene una ecuación cuadrática para obtener la coordenada X_1.

Por último, se desarrollan las ecuaciones obtenidas, hasta obtener la ecuación (4). Esta expresión está en función del ángulo de posición θ^* (adimensional) de la muela, de la relación entre las velocidades de la pieza V_P y de la muela V_M, de la profundidad de corte, del diámetro de la muela D_M, de la densidad de granos de esta *G* y de la medida promedio del grano *dg*.

$$e = (\theta^*) \cdot \left(\frac{V_P}{V_M}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{p}{D_M}\right)^{1/3} \cdot (2G)^{-2/3} \cdot (dg)^{-1/3} \tag{4}$$

2.2. Caracterización de la sección de viruta

Aquí se suponen dos tipos de grano abrasivo: una esfera y un prisma. En la figura 2(a) y 2(b) se muestran las dos secciones de grano, una circular y otra cuadrada, respectivamente. El área efectiva de corte es el área rayada.



(a) (b)

Figura 2: Sección de corte según la forma geométrica del grano. a) Círculo, b) Cuadrado.

Suponiendo que ambos granos tienen geometría ideal, es posible plantear una expresión para Ac_g. Si el grano es una esfera la sección de corte depende del radio equivalente del grano Rg y del ángulo α. Si el grano es un prisma, la sección de corte depende del ángulo α. En ambas geometrías la sección de corte depende del espesor *e*.

Si la sección del grano es un círculo, el ángulo α y el área de corte activa se calculan según la ecuación (5) y (6), respectivamente. Si la sección del grano es cuadrada, la ecuación para calcular el área de corte activa es la (7).

$$\alpha = arc\cos(1 - e/Rg) \tag{5}$$

$$Acg\bigcirc = \alpha \cdot Rg^2 - (Rg - e) \cdot Rg \cdot sen\,\alpha \tag{6}$$

$$Acg\square = e^2 \cdot \tan\alpha \tag{7}$$

2.3. Tasa de material removido total en el rectificado.

Para el cálculo de la tasa de material removido total Qc_T se debe tener en cuenta el número de granos *ng* que pudieran estar presentes sobre la superficie de muela en contacto con la pieza *Sc*. El número de granos es proporcional a la densidad de granos en la superficie de contacto. Está superficie depende de la longitud en contacto *lc* y del ancho de pieza a rectificar en cada pasada *Hc*. Por lo tanto, de la Figure 2 se deduce que Qc_T es:

$$QcT = lc \cdot H \cdot Gg \cdot Qcg \tag{8}$$

La densidad *Gg* de la muela se define según el tipo de estructura que caracteriza a la muela, esta información es tomada de las referencias que aporta el proveedor de la muela. Para un primer cálculo se asumió que la densidad de granos *Gg* es constante, y se ha sido elegido 4,5 granos/mm^2. El ancho de la pieza a rectificar es de 4mm. La longitud de contacto *lc* entre la muela y la pieza, generalmente está definida la expresión siguiente:

$$lc = \sqrt{2R_M \cdot p} \tag{9}$$

3. Medición experimental de la potencia de corte en el rectificado plano.

Para evaluar experimentalmente la potencia consumida durante el corte, a unas probetas prismáticas se les aplica el rectificado plano en seco para diferentes condiciones de proceso. La máquina de rectificado utilizada en los ensayos es la rectificadora plana Modelo KAIR "T650", cuya potencia nominal del motor es 2,1 KW. La velocidad de avance longitudinal de la mesa de la máquina se puede regular para tres valores (50, 105 y 150 mm/s). Las dimensiones de la muela modelo CBL36H5V son 250x40x76,2 mm, la velocidad máxima de giro es 1750 rpm y la velocidad de corte es 36,9 m/s.

Para el rectificado plano se utilizaron dos probetas prismáticas de acero C45K (EN10204), que se fijan a un dispositivo, y este a sobre la mesa de la rectificadora. En los experimentos, se realizaron sucesivas pasadas de rectificado con diferentes condiciones de mecanizado, y se tomaron lecturas de potencia del motor, tanto en carrera en vacío (sin corte) y otras de carreras de trabajo (con corte). Para medir la potencia consumida por el motor eléctrico durante el corte se utilizó el analizador de red o vatímetro modelo WT1600 de la marca Yokogawa, mostrado en la figura 3.

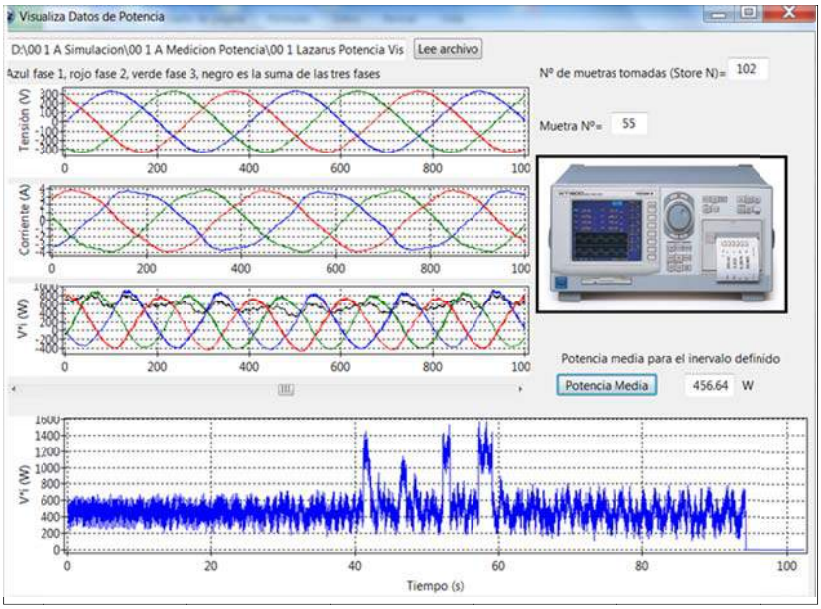


Figura 3: Resultados de las mediciones de potencia.

El vatímetro proporciona mediciones precisas de los armónicos de intensidad y tensión de corriente de la rectificadora de potencia trifásica. El vatímetro permite obtener tres tipos de lecturas correspondientes a cada fase y para cada parámetro. En la figura 3, las señales de cada fase del motor son representadas con las curvas de color rojo, azul y verde.

Para seleccionar y procesar los valores de interés de potencia del motor trifásico, se elabora una subrutina a ejecutar sobre la plataforma Lazarus. Para estos experimentos, se eligieron como variables independientes, la

profundidad de corte y la velocidad de avance longitudinal de la pieza. Los resultados están mostrados en la figura 4. Para la carrera de vacío se obtuvo una potencia de 455 vatios.

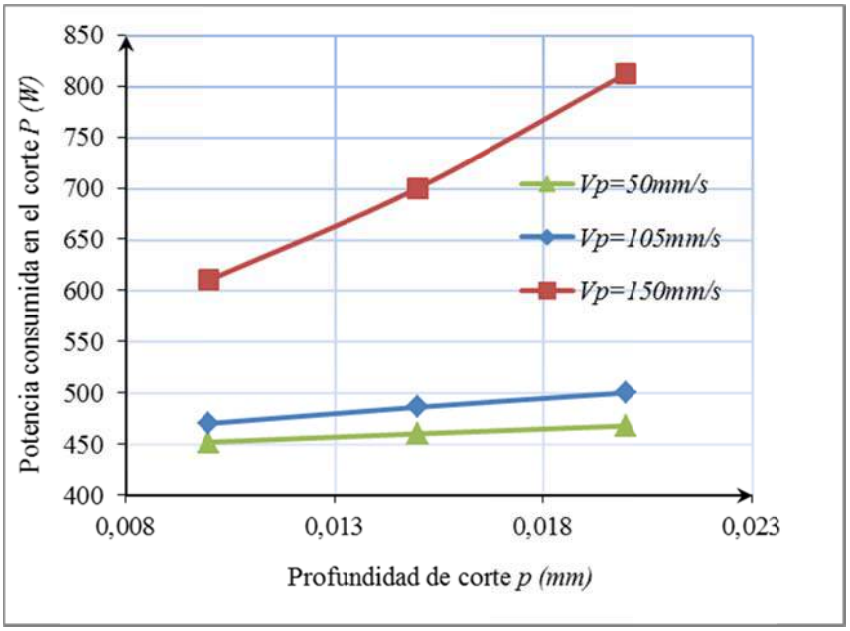


Figura 4: Potencia de corte consumida para diferentes velocidades de la pieza y de profundidad de corte.

4. Discusión y resultados

En el análisis del comportamiento del espesor de viruta en función de los parámetros del rectificado se realizan diversas simulaciones considerando que la muela utilizada para este estudio es de dureza blanda y estructura cerrada. El tipo de grano es de código 36, equivalente a un dg=0,337mm y que lg=0,42mm [13]. La velocidad de la pieza es de 138mm/s y la velocidad de la muela es 36,9 m/s.

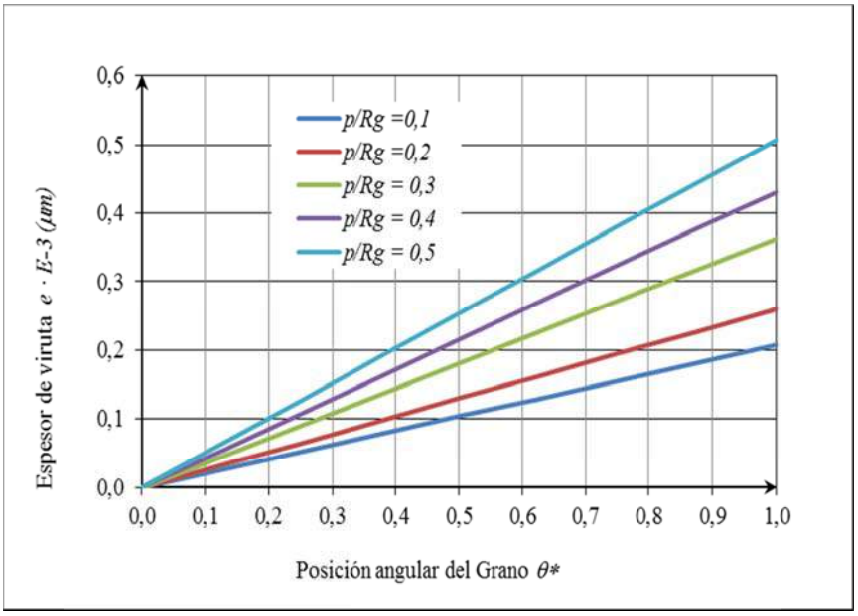


Figura 5: Espesor de viruta e según la relación entre p, Rg y θ^*.

En la simulación se han supuesto tres profundidades de corte de 0,01, 0,02, 0,03 mm, y las lc son 1,581; 2,236; y 2,739 mm, respectivamente. Utilizando la ecuación (4) y para cada posición angular adimensional $\theta*$ del grano y

según la relación en por ciento entre profundidad de corte y radio del grano, se calcula el espesor de viruta *e*, cuyo comportamiento lineal se observa en la figura 5.

Para los dos tipos de geometría, esférica y prismática, se simula *Acg*. Para ello se supone que la medida del grano esférico es *Rg=0,17mm* y para el grano prismático, el ángulo α entre los lados del polígono es de 170º. Se ha de tener en cuenta que el grano esférico tiene mayor sección de corte, aun cuando el radio del círculo es igual a la longitud de los lados del cuadrado (*Rg=h*). Por ello, en la figura 6 se muestran los resultados del comportamiento no lineal de *Acg*, para el caso del grano esférico.

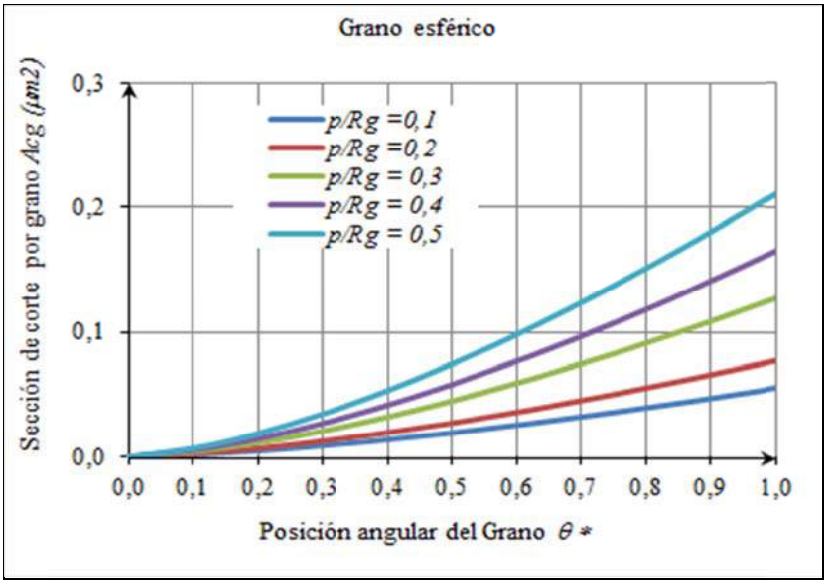


Figura 6: Sección de corte efectiva según la relación entre *p*, *Rg* y θ*.

Por la misma razón de que el grano esférico tiene mayor sección de corte, se ha calculado la tasa de material removido para este tipo de grano. Seguido, se calcula la tasa de material removido total aplicando la ecuación (9), considerando una longitud promedio de contacto de 2,2 mm, un ancho de muela de 40 mm y una densidad de 4,5 granos/mm^2.

En los resultados de la figura 7 se observa que a mayor profundidad de corte, mayor es Qc_T. También se aprecia la evolución exponencial de Qc_T en función de θ*.

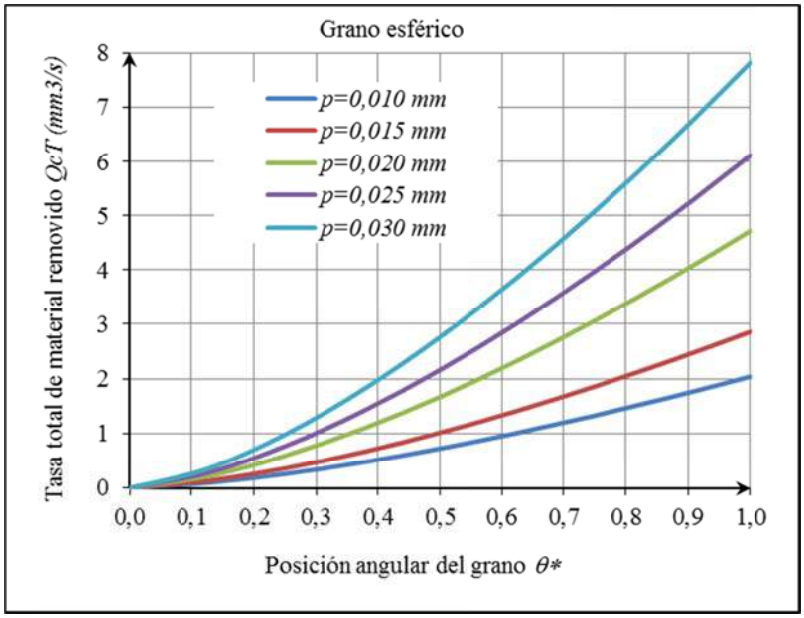


Figura 7: Tasa de material removido según la relación entre *p*, *Rg* y θ*.

5. Cálculo de la energía específica de corte

Se ha calculado la energía específica para las mismas profundidades de corte y velocidades de avance de la pieza con las que se midió la potencia del motor. La tabla 1 recoge los resultados de la energía específica de corte para diferentes puntos de la zona de contacto con la pieza, es decir, según la evolución del espesor de viruta. Esta energía específica es evaluada para tres profundidades de corte y para una velocidad de la pieza de 150mm/s.

En la figura 8 se muestra el comportamiento decreciente de la energía específica a medida que aumenta el espesor de viruta. Este resultado coincide con el de otras investigaciones Zhenzhen et al. [8]. También se observa que a mayor profundidad de corte, por ende mayor tasa de material removido, menor es la energía específica, y por lo tanto el proceso de rectificado es más severo.

Tabla 1: Energía específica de corte para una velocidad de la pieza de 150mm/s.

	Profundidad de corte		
e	*p=0,010 mm*	*p=0,015 mm*	*p=0,020 mm*
0,03	182,4	149,3	105,0
0,05	65,6	53,7	37,8
0,08	35,9	29,4	20,7
0,10	23,4	19,2	13,5
0,13	16,8	13,7	9,7
0,16	12,8	10,5	7,4
0,18	10,2	8,3	5,8
0,21	8,3	6,8	4,8

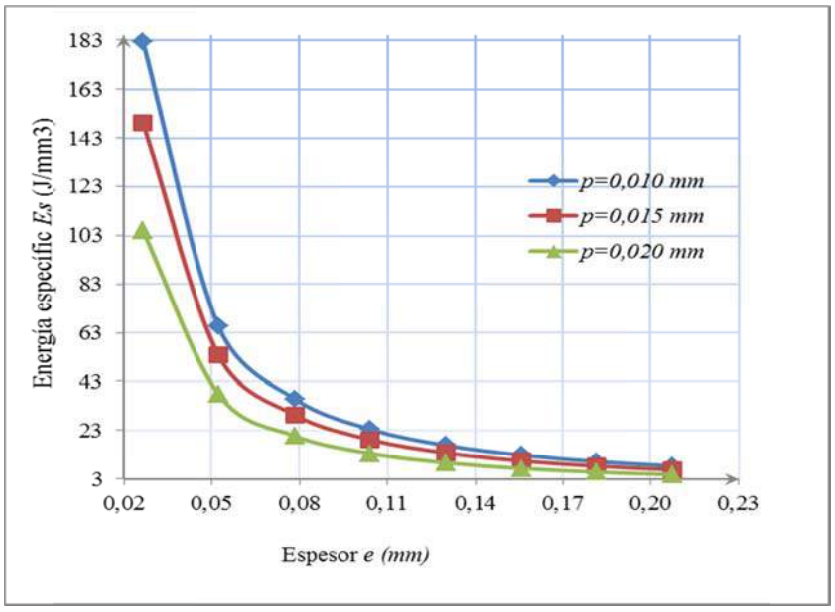


Figura 8: Energía específica según la profundidad de corte.

6. Conclusiones

Los resultados de la simulación demuestran que mediante el modelo de remoción desarrollado se comprueba que la evolución del espesor es lineal, mientras que la sección de corte es exponencial. Los resultados permiten ratificar que a mayor profundidad de corte *p*, mayor es el espesor de viruta *e*, y por tanto la tasa de material removido. Se ha comprobado que al aumentar el volumen de material arrancado, la energía específica disminuye y con ello se puede afirmar que el proceso tiene mejor rendimiento, Zhenzhe et al. [8]. La ecuación de espesor obtenida en este trabajo tiene una tendencia similar a los modelos de los autores Malkin y Guo [2], Zhenzhe et al. [8] y Lee et al. [11]. No obstante tiene algunas diferencias, en la ecuación (4) los exponentes son diferentes,

en ella se añade el término de la posición angular adimensional del grano θ^*, y tiene en cuenta la altura de corte efectiva del grano. Por otra parte, no solo permite determinar la magnitud máxima del espesor, sino también su evolución a lo largo de la longitud de contacto. Hecker et al. [10] plantea que a menor velocidad de avance, el número de granos cortando aumenta y por tanto la tasa de material también, por lo que queda pendiente evaluar el espesor de viruta para otras velocidades de la pieza. El modelo desarrollado establece una secuencia de cálculo de la tasa de material y de la energía específica de corte del material.

Para trabajos futuros se propone aplicar métodos experimentales para medir la topografía de la muela y estimar la densidad de grano, la sección de corte media de cada grano y la sección total de corte en la muela. Por ello, se planea configurar un ábaco que permita predecir la energía específica para diversas velocidades de avance de la pieza. También se pretende ajustar el cálculo de la tasa de material determinando la *Vch* mediante la teoría de upper boundary.

7. Agradecimientos

Agradecemos la colaboración en la medición de la potencia del motor de la rectificadora, de Manuel Román Lumbreras y Guillermo Velasco Quesada, ambos profesores del Departamento de Ingeniería Electrónica.

8. Referencias

[1] S. Malkin and C. Guo, “Thermal Analysis of Grinding,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 56, no. 2, pp. 760–782, Jan. 2007.

[2] S. Malkin and C. Guo, *Grinding Technology - Theory and Applications of Machining with Abrasives (2nd Edition)*. Industrial Press, 2008.

[3] W. Rowe, T. Jin, “Temperatures in High Efficiency,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. Volume 50, no. Issue 1, pp. 205–208, 2001.

[4] C. Guo, Z. Shi, H. Attia, and D. McIntosh, “Power and Wheel Wear for Grinding Nickel Alloy with Plated CBN Wheels,” *CIRP Ann. - Manuf. Technol.*, vol. 56, no. 1, pp. 343–346, Jan. 2007.

[5] T. Jin, W. B. Rowe, and D. Mccormack, “Temperatures in deep grinding of finite workpieces,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 42, no. May 2001, pp. 53–59, 2002.

[6] T. Jin and D. J. Stephenson, “Heat flux distributions and convective heat transfer in deep grinding,” *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 46, no. 14, pp. 1862–1868, Nov. 2006.

[7] D. Wenfeng, X. Jiuhua, C. Zhenzhen, S. Honghua, and F. Yucan, “Grindability and surface integrity of cast nickel-based superalloy in creep feed grinding with brazed CBN abrasive wheels,” *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 23, no. 4, pp. 501–510, 2010.

[8] C. Zhenzhen, X. Jiuhua, D. Wenfeng, and M. Changyu, “Grinding performance evaluation of porous composite-bonded CBN wheels for Inconel 718,” *Chinese J. Aeronaut.*, vol. 27, no. 4, pp. 1022–1029, 2014.

[9] A. Arriandiaga, E. Portillo, I. Cabanes, and D. Bilbao, “Modelado de la energía específica de corte en el rectificado mediante redes neuronales recurrentes,” *Actas las XXXVI Jornadas Automática*, pp. 2–4, 2015.

[10] R. L. Hecker, S. Y. Liang, X. J. Wu, P. Xia, and D. G. W. Jin, “Grinding force and power modeling based on chip thickness analysis,” *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, vol. 33, no. 5–6, pp. 449–459, 2007.

[11] Y. M. Lee, S. G. Jang, and E. S. Jang, “Grinding characteristics of polycrystalline silicon,” *Rev. Adv. Mater. Sci.*, vol. 33, no. 3, pp. 287–290, 2013.

[12] C. Malkin, Stephen; Guo, “Grinding Technology - Theory and Applications of Machining with Abrasives (2nd Edition),” 2008.

[13] “Grains Standards Federation of the European Producers of Abrasives (FEPA),” 2006.

Caracterización de propiedades mecánicas de piezas en ABS en función de parámetros de proceso de manufactura aditiva FDM

M. Velasco Peña [1], J. Rodríguez Suárez[2], D. Restrepo Ardila[3]

[1]*Centro Metalmecánico. Servicio Nacional de Aprendizaje SENA.Bogotá, Colombia. mavelasco@sena.edu.co. Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Santo Tomás. Bogotá, Colombia. marcovelasco@usantotomas.edu.co*

[2]*Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Santo Tomás. Bogotá, Colombia. jhonatanrodriguez@usantotomas.edu.co*

[3]*Facultad de Ingeniería Mecánica. Universidad Santo Tomás. Bogotá, Colombia. deivirestrepo@usantotomas.edu.co*

La Deposición de material fundido (FDM) es un proceso simple y económico donde un filamento de material fundido es depositado en sucesivas capas por medio de un cabezal extrusor cuyos movimientos son guiados por computador. El FDM es la base de los sistemas de manufactura aditiva open source más baratos disponibles en el mercado e inclusive de sistemas de bioimpresión para ingeniería de tejidos. En el desarrollo de piezas por manufactura aditiva es importante vincular las propiedades geométricas del material depositado con las propiedades mecánicas. En este trabajo se investiga la correlación entre los parámetros geométricos del proceso como espesor de capa, porosidad y ángulo de orientación de los filamentos y las propiedades mecánicas de módulo de elasticidad y resistencia a la fluencia de probetas hechas en Acrilonitrilo Butadieno Estireno (ABS) en un equipo de manufactura aditiva FDM de bajo costo inspirado en la iniciativa REPRAP. Se encontró que cada uno de los parámetros de diseño utilizados para la impresión de las probetas de ABS tuvo influencia en las propiedades de tensión y dureza evaluadas. El ángulo de trama afectó el módulo de elasticidad y el esfuerzo último a la tensión; la porosidad tuvo efecto sobre el módulo de elasticidad y la dureza (a menor porosidad, menor dureza) y el espesor de capa influyó únicamente en el esfuerzo último a la tensión de las estructuras porosas. La modificación del ángulo de trama tuvo un efecto importante sobre el módulo de elasticidad y sobre el esfuerzo último a la tensión. Se evidenció que el cambio en la porosidad influyó sobre el esfuerzo último a la tensión y dureza de las estructuras porosas.

1. Introducción

En la actualidad existen muchas tecnologías de manufactura aditiva cada una con características propias y un conjunto de ventajas y desventajas frente a los demás métodos. Uno de los métodos más comunes es el de Deposición de Material Fundido (FDM por sus siglas en inglés). Este proceso presenta un bajo costo en equipos y material comparado con los demás procesos de manufactura aditiva. En el proceso FDM se deposita un hilo de polímero fundido formando sucesivas capas de filamentos cruzados entre sí formando diferentes patrones. Éste y otros métodos de manufactura aditiva han pasado de ser procedimientos de prototipado rápido a un proceso de fabricación que permite obtener piezas funcionales. Para lograr esto es necesario predecir el comportamiento mecánico de las partes considerando las propiedades mecánicas de la materia prima y el efecto de los parámetros del proceso.

Diversos autores han llevado a cabo pruebas de propiedades de piezas obtenidas por FDM considerando diferentes propiedades. Ahn et al. [1] trabajaron las características anisotrópicas de elementos de ABS hechos por FDM considerando variables como espacio entre filamentos, ancho de filamento, temperatura de extrusión, color del material y ángulo de trama. Concluyó que las piezas hechas por FDM tienen resistencia a la tensión entre 65 y un 72% de las piezas hechas por inyección y formuló una serie de recomendaciones de diseño de piezas para ser elaboradas por FDM. Lužanin et al. [2] estudiaron la resistencia a la flexión de probetas hechas con polímero de ácido poliláctico (PLA) encontrando que la velocidad de impresión y el ángulo de trama afectan de manera importante dicha propiedad mecánica. Wu et al. [3] estudiaron las propiedades del ABS y el PEEK encontrando que las mejores propiedades mecánicas se obtenían con un espesor de capa de 0.3 mm. Tymrak et al. [4] examinaron las propiedades a la tensión del ABS y el PLA encontrando que la resistencia a la tensión de las piezas de ABS hechas en máquinas FDM de bajo costo estaba en un promedio de 28.5 MPa. Por otra parte, Szykiedans et al. [5] observaron que el módulo de elasticidad de las piezas podía estar cercano a los 1.12 GPa.

Éstos y otros trabajos [6–9] se han centrado en la descripción de los efectos de los parámetros de proceso en las propiedades mecánicas y han hecho análisis estadísticos para determinar lo significativo del efecto de las diferentes variables y sus interacciones. Sin embargo, hasta donde los autores conocen, no hay literatura disponible que haga un análisis de regresión que sirva para estimar una propiedad mecánica en función de parámetros de proceso. Por eso, el objetivo de este artículo es estudiar el efecto del espesor de capa, ángulo de trama y porosidad en el módulo de elasticidad y la resistencia a la tensión en piezas hechas de ABS en una máquina FDM de bajo costo. Para esto se realiza un diseño de experimentos como se aprecia en la sección de Materiales y Métodos y se continúa con un análisis estadístico en la sección de Resultados y discusión. Este trabajo muestra que es posible establecer, con un alto grado de correlación, las propiedades mecánicas en función de los parámetros de proceso estudiados.

2. Materiales y métodos

2.1. Equipo de manufactura aditiva

Para la impresión en 3D FDM de las probetas, se empleó una máquina modelo BGC E de la empresa colombiana Voxel C&T (Figura 1). La máquina BGC E está basada en la iniciativa RepRap (MakerGear, Estados Unidos). Se seleccionó por su bajo costo y flexibilidad en el ajuste de parámetros de fabricación.

La fabricación con este sistema parte de un archivo STL que contiene la geometría de la probeta que va a ser impresa. A través del Software KISSlicer (KISSlicer, Estados Unidos) la geometría del archivo STL se analiza para generar los códigos de movimiento G que describen las trayectorias y velocidades que debe recorrer la boquilla extrusora que deposita el material termoplástico en sucesivas capas de un grosor determinado de abajo hacia arriba hasta lograr la geometría completa de la pieza. El sistema extrusor reduce el diámetro del filamento de 1.75 mm a 0.42 mm.

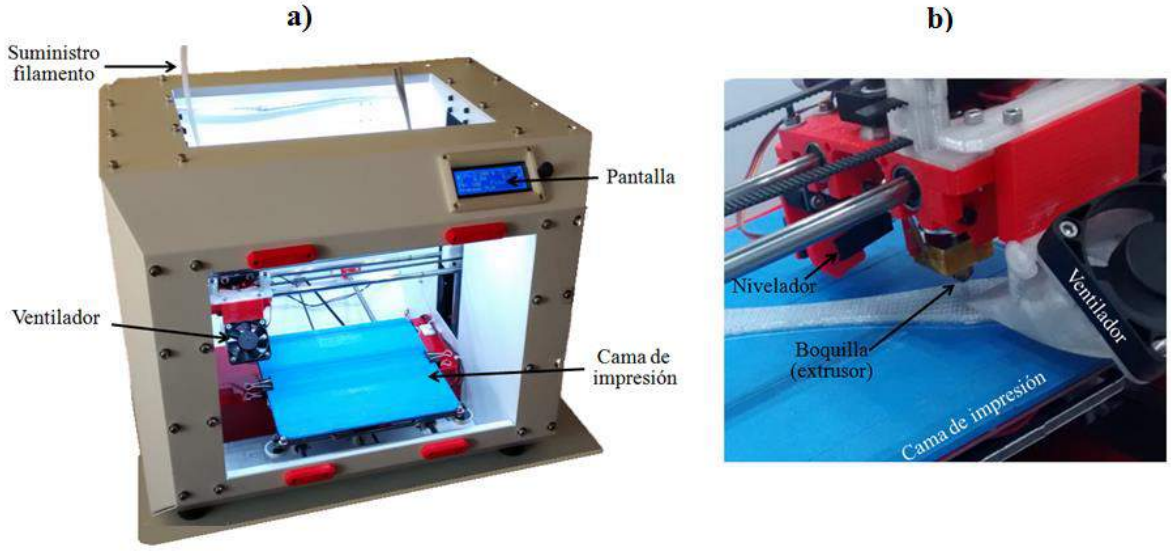


Figura 1: Impresora 3D a) Vista general de la impresora. b) Detalle de la cama de impresión y boquilla de extrusión.

Para la fabricación de las piezas se mantuvieron constantes los parámetros del proceso que se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Parámetros de proceso constantes para la fabricación de las probetas.

Parámetros	Valor
Velocidad de deposición	35 mm/s
Ancho de la extrusión de relleno	0.44 mm
Forma de relleno	Rectilínea
Tiempo de calentamiento de la mesa	5 min
Temperatura cama de impresión	60 °C
Temperatura de fusión	180 °C

2.2. Equipo de manufactura aditiva

La materia prima para la elaboración de las probetas es el Acrilonitrilo butadieno estireno (ABS). El ABS es un termoplástico obtenido por polimerización de estireno y acrilonitrilo en presencia de polibutadieno. El rango de temperatura de trabajo del ABS se ubica entre -20 y 80 ° C. Aunque el ABS es amorfo, por lo que se considera que no tiene temperatura de fusión verdadera, la temperatura a la que puede ser conformado es cercana a los 230 C. Esta baja temperatura junto con sus propiedades mecánicas lo hace uno de los materiales más usados en manufactura aditiva FDM. En este trabajo, la materia prima para la producción de las probetas es ABS en forma de filamento de 1.75 mm (Shaxon Industries, Inc., China) con una densidad de 1050 kg/m^3, un módulo de Young de 2.3 GPa y un esfuerzo último de 49.89 MPa a temperatura ambiente.

2.3. Diseño de las probetas

El diseño externo de las probetas corresponde a lo especificado en la norma ASTM 638D. Por su parte, las variables que serán estudiadas son los parámetros del proceso de manufactura FDM, y se explican a continuación:

Espesor de capa (*e*): Este parámetro de impresión, corresponde al grosor de cada capa de filamentos que deposita la boquilla extrusora. Este parámetro define la resolución en el eje Z de la impresora FDM. Este parámetro afecta el número de capas que compone el objeto impreso, el acabado o rugosidad superficial de las piezas impresas y el tiempo requerido para obtener la pieza. A menor espesor, mayor tiempo de impresión. En este trabajo, se definieron dos valores para espesores de capa e: 0.2 mm y 0.3 mm. En ambos casos, el ancho del filamento es 0.42 mm y esta definido por programación en el software *Kisslicer* y por el diámetro fijo de la boquilla de la impresora 3D. Las dimensiones de los filamentos se aprecian en la Figura 2.

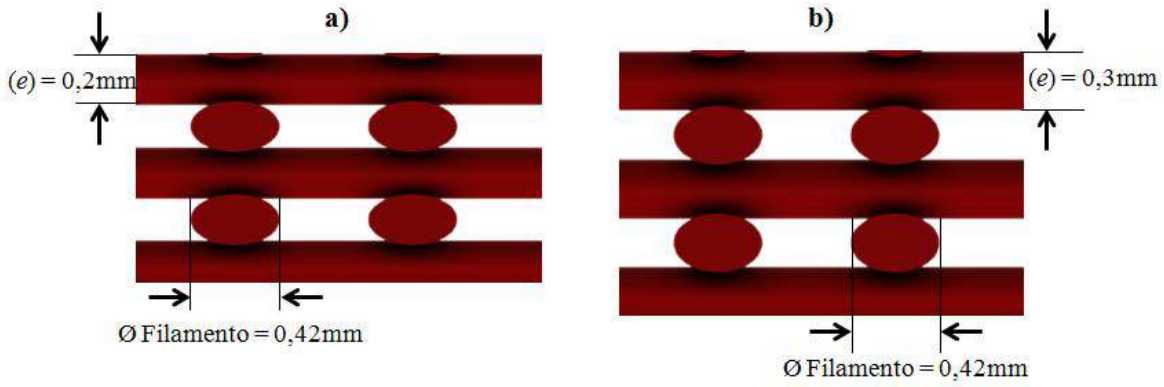
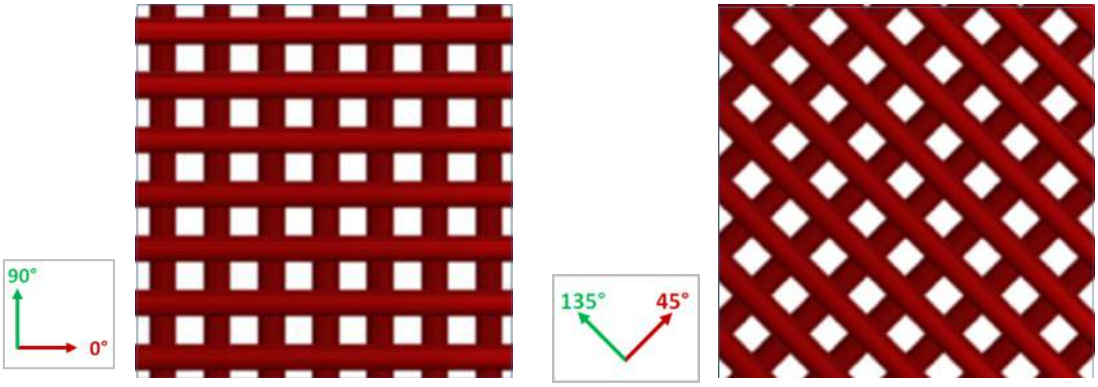


Figura 2: Espesor de capa (e) de las probetas evaluadas. a) *e* = 0.2 mm; b) *e* = 0.3mm.

Porosidad (*p*): Es el porcentaje de volumen vacío en el material, considerando la proporción del volumen vacío con respecto al volumen total de la estructura impresa. Está relacionado con el porcentaje de relleno o infill que es el parámetro de proceso en el software de impresión. La porosidad está dada por el espacio entre filamentos teniendo en cuenta que el diámetro del filamento es constante. Para el diseño interno de las probetas se consideraron dos valores de porosidad: 50 y 67%. El algoritmo interno del software *Kisslicer* calcula automáticamente el espacio adecuado entre filamentos, para conseguir los niveles deseados de porosidad en las piezas impresas.

Ángulo de trama (*a):* Es el ángulo en que se depositan los filamentos en cada capa considerando la orientación de los ejes de la máquina que están alineados con los ejes de las probetas. Se emplearon para la impresión de las probetas dos ángulos de trama: 0°- 90° y 45°- 135° como se aprecia en la Figura 3.



(a) (b)

Figura 3: Ángulos de trama evaluados a) Ángulo de trama (a) = 0-90°; b) Ángulo de trama (a) = 45-135°.

Con las variables espesor de capa (*e*), porosidad (*p*) y ángulo de trama (*a*) se realizó un diseño experimental factorial de tres factores y dos niveles sin repetitividad para un total de ocho corridas. Los factores y niveles se muestran en la Tabla 2. La combinación de valores para cada uno de los tres factores se muestra en la Tabla 3.

Tabla 2: Parámetros y niveles del experimento.

Parámetro de impresión	Nivel mínimo	Nivel máximo
Espesor de capa (*e*)	0.2 mm	0.3 mm
Porosidad (*p*)	50%	67%
Ángulo de trama (*a*)	0° – 90°	45° – 135°

Tabla 3: Diseño factorial de media fracción (8 probetas)

Probeta	Parámetro de proceso		
	e (mm)	*p* (%)	*a* (°)
N	0.2	50	45-135
O	0.2	50	0-90
Q	0.3	50	45-135
R	0.3	50	0-90
T	0.2	67	45-135
U	0.2	67	0-90
W	0.3	67	45-135
X	0.3	67	0-90

2.4. Pruebas mecánicas

La medición de las propiedades mecánicas se realizó en una máquina de ensayo de materiales TiniusOlsen H5KT (Tinius Olsen, Estados Unidos) con una celda de carga de 5kN y siguiendo las recomendaciones de la norma ASTM D 638. La velocidad de carga del ensayo fue de 500 mm/min. Los resultados se analizaron mediante el software estadístico Minitab (Minitab, Estados Unidos). Los ensayos mecánicos de tensión se hicieron conforme la norma ASTM D 638.

3. Resultados y Discusión

3.1. Propiedades mecánicas

Se realizaron ensayos de tensión en las ocho probetas obteniendo un comportamiento similar al que se muestra en la Figura 4 para todas las probetas. El módulo de elasticidad se toma como la pendiente de la recta tangente al inicio de la deformación.

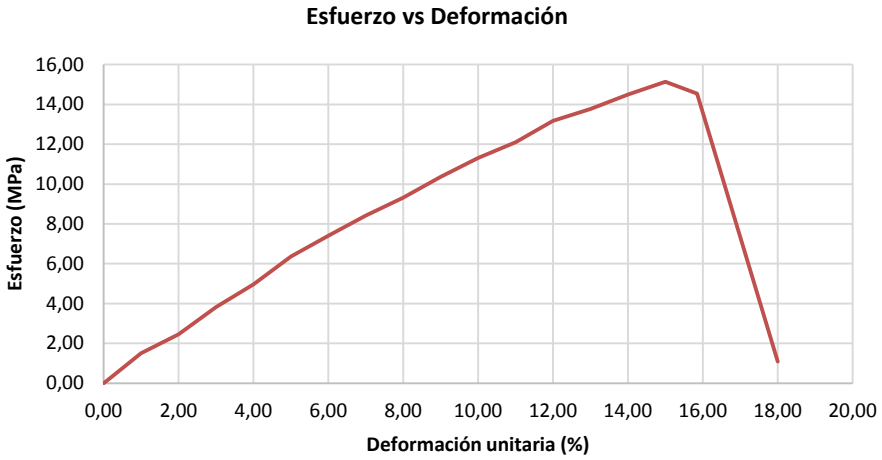


Figura 4: Gráfica esfuerzo deformación para la probeta N.

Para cada una de las probetas se obtuvieron los resultados que se muestran en la Tabla 4.

Tabla 4: Diseño factorial de media fracción (8 probetas)

Probeta	**Parámetro de impresión**				**Módulo de elasticidad (MPa)**	**Esfuerzo último a la tensión (MPa)**	**Elongación a la rotura (%)**
	e (mm)	*p* (%)	*c* (mm)	*a* (°)			
N	0.2	50	0	45-135	93.60	15.1	13.04
O	0.2	50	0	0-90	128.70	17.1	14.96
Q	0.3	50	2	45-135	94.14	16.6	16.52
R	0.3	50	2	0-90	123.88	21.4	19.13
T	0.2	67	0	45-135	87.36	10.9	10.43
U	0.2	67	0	0-90	107.64	12.4	8.96
W	0.3	67	2	45-135	85.80	13.4	13.13
X	0.3	67	2	0-90	116.03	15.5	11.91

En el caso del módulo de elasticidad, las probetas T y W impresas con porosidad (*p*) 67% y ángulo de trama (*a*) 45-135° presentaron los valores más bajos (87.36 y 85.80 MPa respectivamente). Por otro lado, las probetas O y R impresas con porosidad (*p*) 50% y ángulo de trama (*a*) 0-90° presentaron los valores más altos (128.7 y 123.9 MPa respectivamente). En cuanto al esfuerzo último a la tensión, se encontró que la probeta R con porosidad (*p*) 50% y ángulo de trama de 0-90°, soportó una mayor carga antes de presentar falla (21.4 MPa); en contraste a la probeta T, producida con ángulo de trama de 45-135° y que resistió 10.9 MPa. Estos comportamientos pueden deberse a la orientación de los filamentos. Las fibras verticales en el primer caso, soportan la carga de forma paralela a su eje aumentando su resistencia a la tracción.

Por otro lado, los mayores valores registrados para el esfuerzo último a la tensión en el material ABS se encontraron entre 10 y 20 MPa, sin embargo, los valores más cercanos a 20 MPa, fueron promovidos por la siguiente configuración de parámetros de impresión: 50% de porosidad, espesor de capa 0.3mm y ángulo de trama de 0°-90°.

3.2. Análisis estadístico

Se realizó una prueba de análisis de varianza con nivel de significancia $\alpha = 0.05$, para determinar si los parámetros usados en el diseño afectan significativamente el comportamiento de las diferentes probetas para las propiedades de módulo de elasticidad y esfuerzo último a la tensión. Los resultados de los ANOVA se recopilaron en la Tabla 5.

En el ANOVA se observa que el módulo de elasticidad de las probetas en ABS se afectó significativamente ($P = 0.001$) por el ángulo de trama que contribuye con un valor del 84.28 %. Las probetas fabricadas con ángulos de trama de 0-90° presentaron mayor módulo de elasticidad y esfuerzo último a la tensión, respecto a las fabricadas

con ángulo de trama de 45-135°. Esto probablemente se debe a la orientación de los filamentos y a la distribución de los esfuerzos sobre los mismos. En el caso del ángulo de trama *a*=0°-90°, una porción importante de los filamentos están ubicados en la misma dirección de la fuerza, soportando tensión pura, mientras que en el caso de ángulo de trama *a*=45°-135° se ocasionan esfuerzos combinados sobre los filamentos y las uniones entre estos. Este fenómeno disminuye sustancialmente la capacidad de las probetas de soportar las cargas de tensión.

Tabla 5: Análisis de varianza y significancia estadística para el comportamiento mecánico de estructuras porosas de ABS. * Significativo (α= 0.05). ** Altamente significativo (α= 0.01).

Factores	Módulo de elasticidad		Esfuerzo último a la tensión	
	Contribución (%)	Valor P	Contribución	Valor P
Espesor de capa (*e*)	0.04	0.843	21.86	0.013*
Porosidad (*p*)	11.98	0.023*	54.90	0.002**
Ángulo de trama (*a*)	84.28	0.001*	18.53	0.017*
Error	3.70		4.72	
Total	100		100	

Por otro lado, se aprecia que los tres factores estudiados tuvieron efecto sobre el esfuerzo último a la tensión. El ángulo de trama tuvo el mayor porcentaje de influencia (54.90%), seguido del espesor de capa (21.86%) y de la porosidad (18.53%). El ángulo de trama como parámetro de fabricación para las probetas de ABS, influyó de manera altamente significativa (P=0.001) en el esfuerzo último a la tensión de este material. A su vez, la porosidad afectó el esfuerzo último a la tensión con nivel de significancia estadística de P = 0.023.

Además de lo anterior, se realizó un análisis de regresión múltiple para obtener las ecuaciones Tabla 6, que permitió modelar las propiedades mecánicas en función de los factores de diseño. Se aprecia que los modelos obtenidos representan razonablemente la relación entre las propiedades mecánicas de tensión y módulo de elasticidad, y los parámetros utilizados para el diseño de las probetas al mostrar coeficientes de correlación mayores al 95%.

Tabla 6: Modelos de regresión para las propiedades mecánicas de las probetas fabricadas en función de los parámetros de impresión. Los valores de ángulo de trama son 45 para la trama 45°-135° y 90 para la trama 0°-90°.

Propiedad mecánica	Ecuación de Regresión	Coeficiente de correlación R^2 (%)
Resistencia a la tracción	19.77 + 28.38 Espesor de Capa – 26.46 Porosidad + 0.581 Ángulo de Trama	95.28
Módulo de elasticidad	97.2 + 6.4 Espesor de Capa – 64.0 Porosidad – 0.6408 Ángulo de Trama	96.30

4. Conclusiones

Cada uno de los parámetros de proceso usados para la impresión de las probetas en ABS tuvo influencia en las propiedades mecánicas evaluadas. En este caso, el ángulo de trama afectó el módulo de elasticidad y el esfuerzo último a la tensión; la porosidad tuvo efecto sobre el módulo de elasticidad y el espesor de capa influyó en el esfuerzo último a la tensión de las estructuras porosas.

El material evaluado presentó mayor resistencia a la tracción a mayor espesor de capa, menor porosidad y menor ángulo de trama *a*=0-90°. Este comportamiento probablemente fue causado por la acción combinada de los parámetros anteriormente mencionados, debido a que a mayor espesor de capa, mayor área de los filamentos y menor porosidad aumenta el área transversal que soportó la carga en cada una de las probetas. Además, el ángulo de trama *a*=0-90° permitió que los filamentos por su disposición, soportaran esfuerzos de tensión y como consecuencia aumentara el esfuerzo último a la tensión de las probetas. La modificación del ángulo de trama tuvo un efecto importante sobre el módulo de elasticidad y sobre el esfuerzo último a la tensión. Se evidenció que el cambio en la porosidad influyó sobre el esfuerzo último a la tensión de las probetas.

5. Referencias

[1] S.-H. Ahn, M. Montero, D. Odell, S. Roundy, P.K. Wright. Anisotropic material properties of fused deposition modeling ABS, Rapid Prototyping Journal, 8, No 4, (2002), 248–257.

[2] O. Lužanin, D. Movrin, M. Plan. Effect of Layer Thickness , Deposition Angle , and Infill on Maximum Flexural Force in Fdm-Built Specimens, Journal for Technology of Plasticity, 39, No. 1, (2014), 49–58.

[3] W. Wu, P. Geng, G. Li, D. Zhao, H. Zhang, and J. Zhao. Influence of layer thickness and raster angle on the mechanical properties of 3D-printed PEEK and a comparative mechanical study between PEEK and ABS, 8, (2015), 5834-5846

[4] B.M. Tymrak, M. Kreiger, J.M. Pearce. Mechanical properties of components fabricated with open-source 3-D printers under realistic environmental conditions, Materials and Design, 58, (2014), 242–246.

[5] K. Szykiedans, W. Credo. Mechanical Properties of FDM and SLA Low-cost 3-D Prints, Procedia Engineering, 136, (2016), 257–262.

[6] J.A. Choren, S.M. Heinrich, M.B. Silver-Thorn. Young's modulus and volume porosity relationships for additive manufacturing applications, Journal of Materials Science, 48, No 15, (2013), 5103–5112.

[7] L. Novakova-Marcincinova, J. Novak-Marcincin. Verification of Mechanical Properties of ABS Materials used in FDM Rapid Prototyping Technology, Proceedings in Manufacturing Systems, 8, No 2, (2013), .

[8] C.S. Lee, S.G. Kim, H.J. Kim, S.H. Ahn. Measurement of anisotropic compressive strength of rapid prototyping parts, Journal of Materials Processing Technology, 187-188, (2007), 627–630.

[9] A. Bagsik, V. Schöoppner. Mechanical Properties of Fused Deposition Modeling Parts Manufactured with ULTEM 9085, Proceedings of ANTEC, 2011,(2011), 1294–1298.

Estudio experimental de las fuerzas de corte durante el mecanizado con aleaciones de titanio

Y. Sánchez Hernández[1a], F. J. Trujillo Vilches[1b], L. Sevilla Hurtado[1c], M. Marcos Barcena[2]

[1]Dpto. de Ingeniería Civil de Materiales y Fabricación.Universidad de Málaga. [a] yezika.sanchez@uma.es, [b] trujillov@uma.es, [c] lsevilla@uma.es

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial.Universidad de Cádiz. mariano.marcos@uca.es

En el presente estudio se analiza el desarrollo de un sistema de monitorización ON LINE que permite relacionar la morfología de la viruta y la vida de la herramienta mediante la adquisición de las señales de fuerza de corte durante el mecanizado. Para ello, en primer lugar, se ha desarrollado un diseño experimental adaptado a la funcionalidad del mecanizado de la aleación UNS R56400 (Ti6Al4V), a través de una serie de actividades conformadas en 3 fases: el diseño de probetas con geometría adaptable, que permite recrear un corte cercano al ortogonal; la adquisición de las fuerzas mediante el uso de un dispositivo piezoeléctrico, a través de un diseño de interface que permite extraer datos de forma instantánea; y, finalmente, la ejecución de diversos ensayos. Posteriormente, se realiza un análisis de los resultados relacionados con la variación geométrica de la viruta obtenida en cada ensayo, así como de las posibles alteraciones generadas en la herramienta de corte en función del grado de influencia de cada escenario de trabajo.

1. Introducción

Una de las tendencias más emergentes que afronta el sector aeronáutico [1] se centra en el conformado de componentes mecánicos con elevados niveles de precisión mediante procesos de alto rendimiento. Ello conlleva la necesidad de rediseñar procesos y productos hacia una máxima sostenibilidad en su fabricación y una elevada funcionalidad en su aplicación. Muchos de los procesos empleados en la fabricación de piezas aeronáuticas conllevan el empleo de tecnologías de mecanizado, aplicadas a aleaciones ligeras (de aluminio y titanio principalmente). En concreto, en este trabajo, se analizará el mecanizado de la aleación Ti6Al4V (UNS R56400) por su implicación en zonas críticas de las aeronaves, debido a sus elevadas propiedades mecánicas, incluso a altas temperaturas y su excelente resistencia a la corrosión. Sin embargo, debido a las características mecánicas y a su alta reactividad con el oxígeno a temperaturas moderadas resulta especialmente complicado su mecanizado. Precisamente, esta última característica puede originar cambios en la herramienta por lo que es necesario disponer de un control de las fuerzas de corte que, por una parte garantice el rango de trabajo de la herramienta y, por otra, pudiera ser aplicable a robots para la automatización de los procesos.

Sin embargo, las tecnologías actuales aún no han logrado determinar por completo su comportamiento durante su mecanizado, por lo que diversos investigadores han desarrollado modelos que permiten predecirlo a través de estudios relacionados con el desgaste de la herramienta, determinando la maquinabilidad de dicha aleación [2, 3]. Sin embargo, éstos no contemplan la posibilidad de acoplarse a sistemas de control adaptativo sobre la base de relaciones que liguen variables de salida del proceso.

Desde la perspectiva más general, la selección de este material se ajusta a la demanda actual del sector aeronáutico [4-6], siendo objeto de diversas líneas de investigación que ya han dado su fruto en diversas Tesis Doctorales en el seno de los grupos cuya colaboración ha dado origen a este trabajo, como es el caso del grupo de investigación TEP933 de la Universidad de Málaga [7], y del grupo TEP027 de la Universidad de Cádiz [8]. Todo ello justifica el interés del presente artículo, que pretende implementar una nueva perspectiva para caracterizar el mecanizado de aleaciones de titanio mediante un análisis exhaustivo de la evolución de las fuerzas de corte, ya que afectan de forma evidente al estado de la herramienta de corte, que a su vez tiene influencia directa con la geometría de la viruta. En este estudio, se han aplicado técnicas de monitorización *ON LINE y OFF LINE*, de manera constante, a fin de obtener una visión general, identificando cada variable y la interacción que existe entre ellas.

2. Metodología Experimental

La metodología experimental tiene como propósito aplicar diversas técnicas de monitorización, entre ellas el monitoreo *ON LINE*, logrando capturar de forma instantánea el comportamiento de las fuerzas de corte durante su mecanizado y, de igual forma, la técnica de monitorización *OFF LINE*, permitiendo analizar los aspectos macrogeométricos de la viruta y la herramienta de corte. Para ello, fue necesario establecer ciertos pasos que conforman el protocolo experimental, (Figura 1).

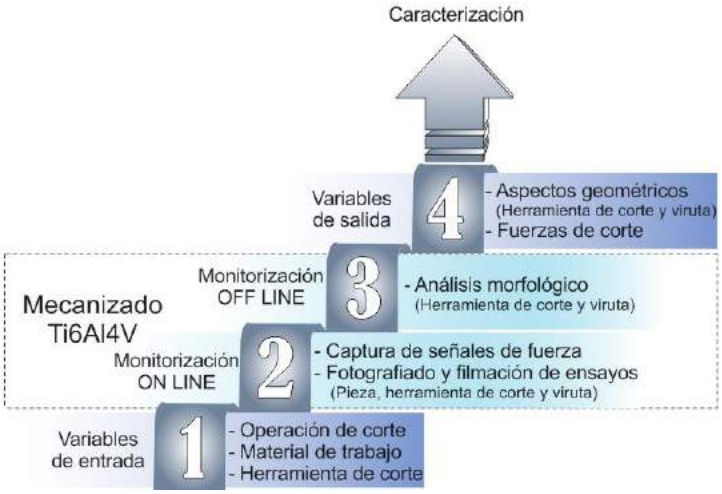


Figura 1: Esquema del protocolo experimental

Tal como se observa en la figura anterior, la etapa inicial, se encuentra relacionada con la determinación de las variables de estudio para el mecanizado de la aleación Ti6Al4V. En la etapa 2 y 3, establecen una serie de actividades que permiten la elaboración de los ensayos, la cual abarca desde la codificación del ensayo, preparación (Set up) del equipo, ejecución de cada ensayo aplicando la monitorización *ON LINE*. Seguido por la recaudación y manipulación de muestras para la abstracción de datos mediante la monitorización *OFF LINE*. Concluyendo, con el análisis y evaluación previa de resultados, describen la fase 4. Esta fase permite organizar y relacionar los datos creando un panorama real de los efectos encontrados durante la ejecución de los ensayos. Donde fue necesario el uso de técnicas de observación para tener un mejor control de los sucesos en cada etapa, brindando una trazabilidad de ellos antes de ser caracterizados y finalmente la generación de una serie de reportes que permiten resumir su comportamiento mediante gráficos y previos análisis de los hechos.

2.1. Determinación de las variables de estudio

Se realizó un análisis mediante Espectrometría de Energía Dispersiva (EDS) al material de trabajo mediante la extracción de un fragmento de muestra, para conocer el porcentaje real de su composición química, lo que permite realizar una comparativa más certera con respecto a los límites estipulados a sus estándares (Tabla 1). Para ello se empleó un microscopio electrónico de barrido de bajo vacío JEOL, modelo SM-6490LV acoplado a un Espectrómetro EDS con software INCA Energy de Oxford Instruments Analytical, ubicado en los Servicios Centrales de Apoyo a la Investigación (SCAI) de la Universidad de Málaga.

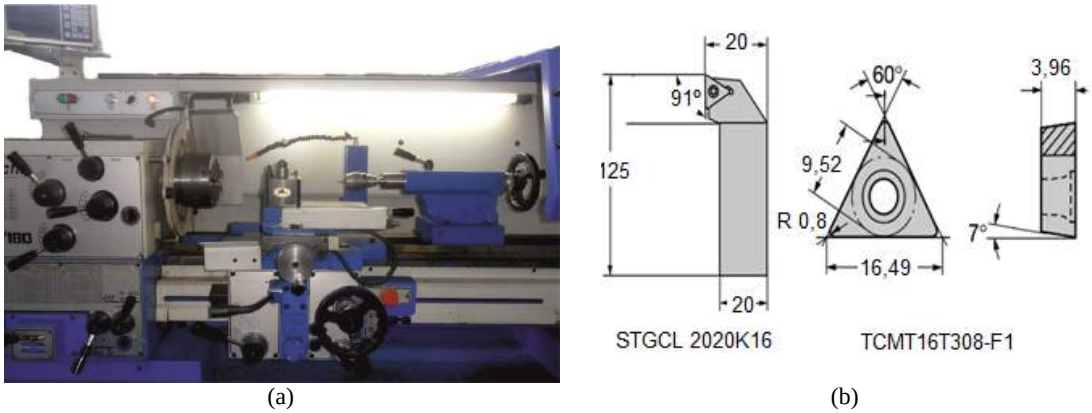
Tabla 1: Composición de la aleación Ti6Al4V (% en masa)

	C	Fe	N	O	Al	V	Ti
Pieza	0,08	0,164	0,05	0,05	6,29	4,07	Resto
Estándar	0,08	0,25	0,05	0,02	5,5-6,7	3,5-4,5	Resto

Posteriormente, se procedió a identificar la operación de corte. Aunque la mayor parte de los procesos de mecanizado se ajustan al modelo de corte oblicuo, en la práctica es recurrente emplear el modelo de corte ortogonal, reduciendo la complejidad geométrica y describiendo la mecánica de las operaciones de corte con buena aproximación. Por tal motivo, se ha optado por un caso real bajo diversas condiciones de mecanizado, con aproximación cercana al corte ortogonal, a través de operaciones de torneado horizontal (cilindrado).

Para ello, se utilizó un torno convencional paralelo modelo Pinacho S-90/180, con visualizador digital de cotas MANV-301T, de la marca Fagor, con potencia máxima de 3.4 kW, ubicado en el taller de Ingeniería de los Procesos de Fabricación de la Universidad de Málaga, Figura 2(a). Todos los ensayos se ejecutaron en ausencia total de fluidos de corte (en seco) para favorecer, por una parte el rendimiento medioambiental y, por otra, para disponer de las condiciones más agresivas en la interacción herramienta-pieza.

Se usaron plaquitas de Carburo de Wolframio (WC-Co) con recubrimiento TP2500 de la marca SECO, con referencia TCMT16T308, Figura 2(b). Para cada escenario de corte se considera un filo de corte nuevo, con el propósito de evitar posibles alteraciones en la captura de las fuerzas como en la viruta.



(a) (b)

Figura 2: (a) Equipamiento de trabajo y (b) Codificación y características geométricas de herramienta de corte mediante norma ISO 1832:2012 [9]

Se tomaron como variables de entrada los parámetros tecnológicos más comunes: la velocidad de corte V_c, el avance f y la profundidad de corte ap; sus combinaciones generan los diferentes escenarios de corte, Tabla 2.

Tabla 2: Parámetros tecnológicos de trabajo

V_c [m/min]	f [mm/r]	ap [mm]
30	0,2	1
65	0,3	

2.2. Diseño de la probeta de trabajo

La preforma se diseñó mediante una geometría de forma tubular, para permitir simular la mecánica de corte ortogonal análoga a la de un proceso de limado, adaptada a las dimensiones iniciales del material a estudiar en función de la geometría de corte esperada, Figura 3. A tal efecto, se realizaron una serie de cortes en la geometría original del material, partiendo de una barra de la aleación Ti6Al4V de 170 mm de longitud y Ø 100 mm.

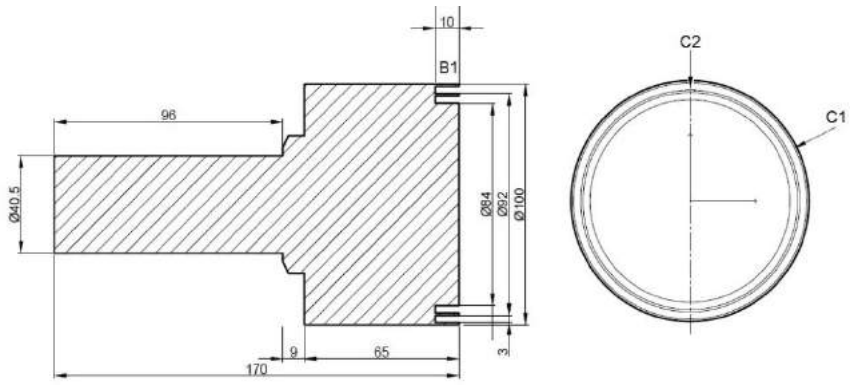


Figura 3: Diseño y codificación de la probeta

De esta forma, en el diseño de la probeta de trabajo se logra identificar una sección perpendicular a su longitud, que representa el bloque de trabajo B_1 a una distancia 10 mm; equivalente a la magnitud total del corte correspondiente a un determinado rango de V_c bajo ciertos valores de f. El bloque de trabajo; equivalente a 80 ensayos, se encuentra formado por dos ranuras frontales (corona de trabajo) ubicadas a distintos diámetros. Con dimensiones externas de C_1 de Ø 100 mm, la cual estará expuesta a V_c de 30 m/min y C_2 de Ø 92 mm a V_c de 65 m/min, las coronas están mecanizadas a una profundidad de corte ap de 1 mm, para fijar el ancho de la viruta.

El diseño experimental se encuentra adaptado a las condiciones industriales del mecanizado de la aleación UNS R56400 (Ti6Al4V). Para finalizar el diseño, fue necesario establecer un último corte, denominado como operación de desahogo, para garantizar un régimen de velocidad constante, precisándose para ello medir e identificar el momento de aceleración del motor del torno hasta lograr el régimen permanente establecido, el cual está determinado por el intervalo de tiempo que transcurre de uno a otro (cuando las variaciones terminan por

amortiguarse). Este intervalo se denominó tiempo de desahogo, t_d (tiempo necesario para alcanzar el régimen estacionario). Para realizar dicha medición se empleó un osciloscopio digital de la marca RIGOL, modelo DS 1022C.

2.3. Protocolo de ensayo

Una vez determinadas las variables de entrada, se estableció el esquema de trabajo de la Figura 4, a fin de adecuar los recursos necesarios para la adquisición de señales eléctricas emitidas mediante el uso de dispositivo dinamométrico piezoeléctrico, capaz adquirir de forma experimental las magnitudes de fuerzas generadas al contacto de la herramienta con la zona de corte (en este caso habilitado para medir en los ejes X, Z).

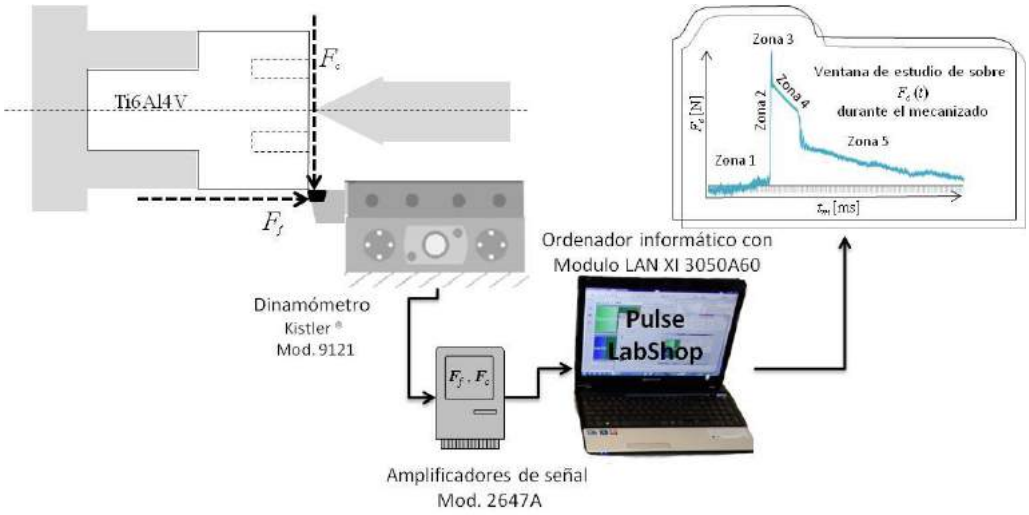


Figura 4: Esquema de trabajo para la adquisición de las fuerzas de corte

La señal eléctrica amplificada es generada por el transductor de fuerza modelo 9121, suministrado por Kistler®, que a su vez es filtrada por medio de un amplificador de carga modelo 2647A, de la marca Brüel & Kjaer®, para cada eje, con rango de frecuencia de 0,17 a 50 kHz. Esta señal es acondicionada mediante un modulo con tarjeta de adquisición de datos LAN-XI 3050A60, basado en tecnología Dyn-X, con un convertidor analógico de 24 bits de resolución y capaz de realizar un muestreo de datos hasta 51,2 kHz, donde a su vez la señal es analizada a través del software PULSE LabShop®, de la marca Brüel Kjær®. Dicho módulo fue adaptado a un ordenador. Posteriormente, fue necesario determinar el valor de la frecuencia de muestreo, que para este estudio es de 800 Hz, equivalente a 1/5 de la frecuencia natural del dinamómetro.

Identificando los ejes de trabajo, tal como se muestra en el esquema anterior, se observa que a la fuerza radial al corte no se verá afectada. Por consiguiente, este estudio se centra en evaluar a la fuerza de corte F_c, ubicada de forma tangencial al eje de corte. Por último, la fuerza de avance F_f ubicada de forma axial y paralela a *f*. Ambas fuerzas resultantes se adquirieron bajo diversos valores de *f* en relación con V_c. Sin embargo, el diseño del corte requiere que *f* sea fijo, es decir, que la fuerza para vencer la resistencia del material dependerá del impacto inicial durante el primer giro o revolución de corte.

El análisis de la F_c permite conocer el esfuerzo requerido para realizar el corte así como sus posibles efectos en la herramienta durante los primeros instantes del mecanizado, mientras que el análisis de F_f permite conocer el comportamiento inicial de la fuerza de rozamiento de la herramienta con respecto a la pieza de trabajo.

En base a ello se generó un método de trabajo que permitiese extraer los datos necesarios para su evaluación. El intervalo de tiempo en la que fue empleada la herramienta de corte equivale a los 10 ensayos estipulados para cada escenario de corte, teniendo por tanto las mismas condiciones de corte V_c y *f*.

Por otro lado, para evaluar los aspectos físicos de la viruta como de la herramienta de corte, se empleó la técnica de Microscopía Óptica Estereoscópica (SOM, Stereoscopic Optical Microscopy), mediante un microscopio estereoscópico modelo Nikon Epiphot 280 serie 460774, con un rango de 1.5X - 400X, con cámara Kappa ImageJ Base modelo CF11 DSP, tarjeta PCI SC, con fuente emisora de luz Intralux 400 marca Volpi. La captura de imagen y las mediciones se realizaron haciendo uso del software OmniMet de Buehler, con la plataforma comercial ImageJ destinada para la medición de los aspectos que caracterizan cada variable.

3. Resultados

Como paso previo al análisis es necesario procesar los datos adquiridos de forma experimental. En este caso, mediante una evaluación exhaustiva de los aspectos físicos de la viruta (forma), y del posible desgate en la herramienta de corte. Ambos resultados serán, relacionados con la tendencia adquiridas en tiempo real de las fuerzas de corte, posibilitando la caracterización del comportamiento de la aleación Ti6Al4V en función de los parámetros de corte V_c y f. Para el análisis y clasificación de los datos, se emplea el programa estadístico informático de libre distribución.

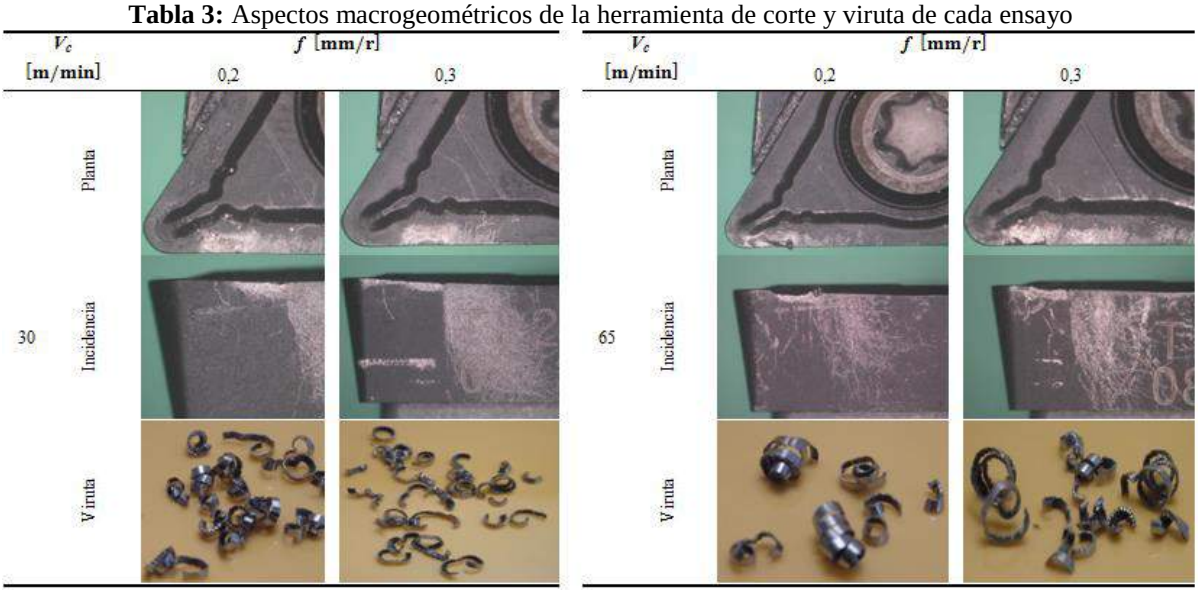
3.1. Evaluación de aspectos macrogeométricos de la herramienta de corte y viruta

En este apartado se pretenden caracterizar las posibles alteraciones geométricas en el filo de la herramienta sufridas por el proceso de corte, así como en la geometría de la viruta, considerando los criterios establecidos en la norma ISO 3685:1993 [9]. Con este fin se realizó un análisis comparativo con investigaciones ligadas a esta aleación, en relación a los parámetros de tecnológicos para un determinado tipo de corte, relacionados ambos con la morfología de la viruta [10-12].

En la Tabla 3 se incluyen imágenes de la herramienta y de la viruta de la aleación Ti6Al4V. Obsérvese la existencia de fragmentos de material en la cara de desprendimiento de la herramienta al incrementar f, lo que indica un aumento del desgaste por adhesión secundaria [8].

Por otro lado, la morfología de la viruta también se encuentra influida por f. En efecto, rangos elevados supone un aumento del espesor de la viruta que, al producir la deformación plástica, conduce a un aumento de la resistencia del material y, por consiguiente, un incremento de temperatura y un aumento en sus fuerzas de corte, pudiendo ocasionar inestabilidades durante el mecanizado. Mientras tanto, el aspecto físico de la viruta para ambos ensayos es de tipo diente de sierra fragmentada, debido a la geometría de corte estipulada para este estudio.

Tabla 3: Aspectos macrogeométricos de la herramienta de corte y viruta de cada ensayo



3.2. Evaluación de fuerzas emitidas durante el mecanizado

La evolución temporal de las fuerzas ejercidas en la primera etapa del mecanizado está determinada por la señal emitida correspondiente a la fuerza capturada por el impacto inicial de la pieza sobre el filo cortante de la herramienta.

Donde se logra identificar una variación de las fuerzas respecto al tiempo del mecanizado, bajo diversos escenarios de corte: V_c de 30 y 65 m/min y f con valor de 0,2 y 0,3 mm/r.

Los resultados obtenidos para F_c y F_f expresada en N y estarán representados por el promedio aritmético, así como también el valor mínimo y máximo de las nubes de datos, dichos valores permiten conocer la tendencia general de las fuerzas en función del tiempo de mecanizado bajo distintos rangos de f. Al comparar los resultados, se identifica una tendencia similar de F_c para ambos valores de V_c con respecto a f, debido al efecto cortante en los primeros instantes del mecanizado, creando una ligera fluctuación hasta llegar al punto máximo

de corte y posteriormente se estabiliza su valor central (permaneciendo constante) y finalmente disminuye de forma paulatina hasta finalizar el corte, tal como se observa en Figura 5 (a) y (b).

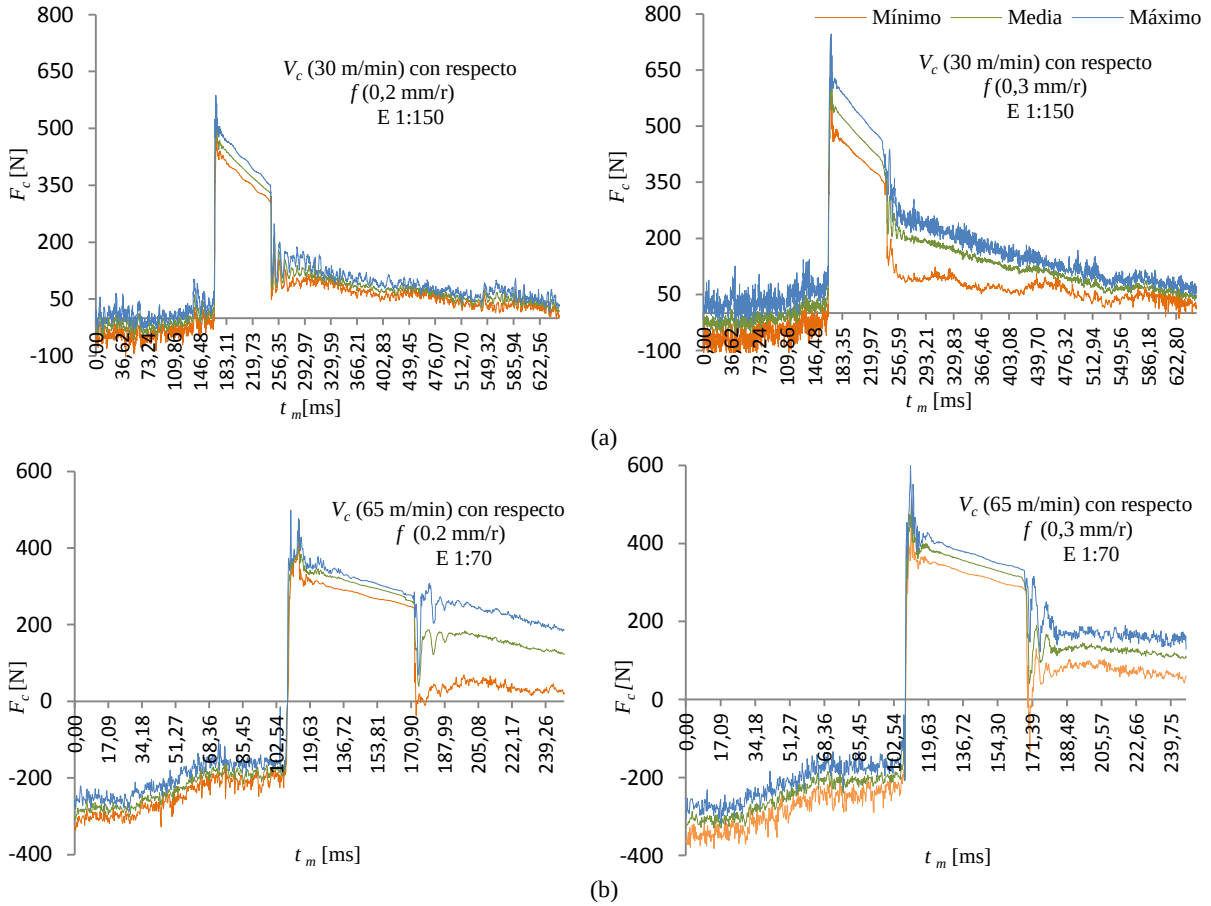


Figura 5: Evolución de F_c a distintos rangos de corte en función de f; (a) V_c 30 m/min y (b) V_c 65 m/min

Estas figuras permiten identificar que a medida de que aumenta f a una velocidad constante, la fuerza asociada crece notablemente debido al incremento de espesor de la viruta obtenida. Sin embargo, para proceder con su análisis, es necesario identificar la ventana de estudio sobre la señal recibida de cada ensayo, representado en la Figura 6. A fin de identificar la evolución de la fuerzas de corte, fue necesario seccionar la señal en función del tiempo de mecanizado, bajo la condiciones estipuladas por cada conjunto de ensayos.

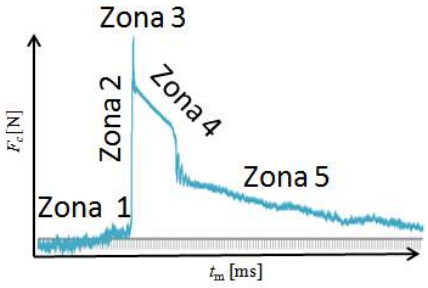


Figura 6: Ventana de estudio para el análisis de F_c

En la Figura 6 se han marcado 5 zonas. La zona 1 es considerada como el tiempo que recorre la pieza dentro de la sección establecida como desahogo t_d; corresponde a los primeros instantes de corte (tiempos transitorios); la zona 2 representa el intervalo de tiempo t_2 que muestra los primeros cambios significativos de F_c, hasta llegar al punto máximo; la zona 3 se corresponde con la relajación de las fuerzas transitorias a su estado pseudo-estable t_3; la zona 4 acota el intervalo de fuerza pseudo-estable hasta llegar unos instantes antes de finalizar el corte, t_4; finalmente, la zona 5 representa la disminución del contacto herramienta-pieza y los últimos momentos del mecanizado t_5. Por tanto, el tiempo de mecanizado t_m está representado por la suma de los tiempos consumidos en estas cinco zonas. En este trabajo se ha analizado la zona 4 (donde se elimina el efecto de la entrada y salida de la herramienta de corte), mediante el valor medio global de los ensayos realizados en dicha zona.

En la Figura 7 se incluyen los valores promedios de F_c en dicha zona para los valores de los parámetros empleados. Como puede observarse, para V_c de 30 m/min el valor promedio de F_c corresponde a 390 N con respecto a f de 0,2 mm/r; mientras que para f de 0,3 mm/r se muestra un incremento en su fuerza de un 18 % equivalente a 478 N. En cambio, para V_c de 65 m/min a un f de 0,2 mm/r la F_c es de 306 N; mientras que para f de 0,3 mm/r la F_c incrementa un 12 % equivalente a 349 N. Es decir, al incrementar f de forma progresiva, para ambos rangos de V_c, se requiere un mayor esfuerzo cortante para remover el material, influenciado por el espesor de la viruta. En otra perspectiva, evaluando la tendencia de las F_c con respecto a V_c, se observa una disminución en la magnitud de F_c con respecto al incremento de V_c, debido a una menor potencia de corte.

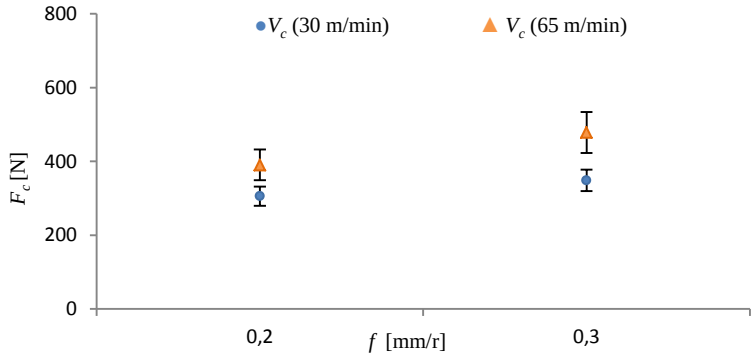


Figura 7: Tendencia de la F_c con respecto a distintos valores de V_c en función de f

Finalmente, analizando la fuerza en eje axial, F_f, su tendencia aproximada corresponde a un 10% respecto al valor promedio de F_c, lo cual manifiesta que la pieza ejerce mayor presión en la herramienta durante el impacto y F_f solo se ve afectada por la fricción causada por el roce de la viruta en la cara de incidencia de la herramienta.

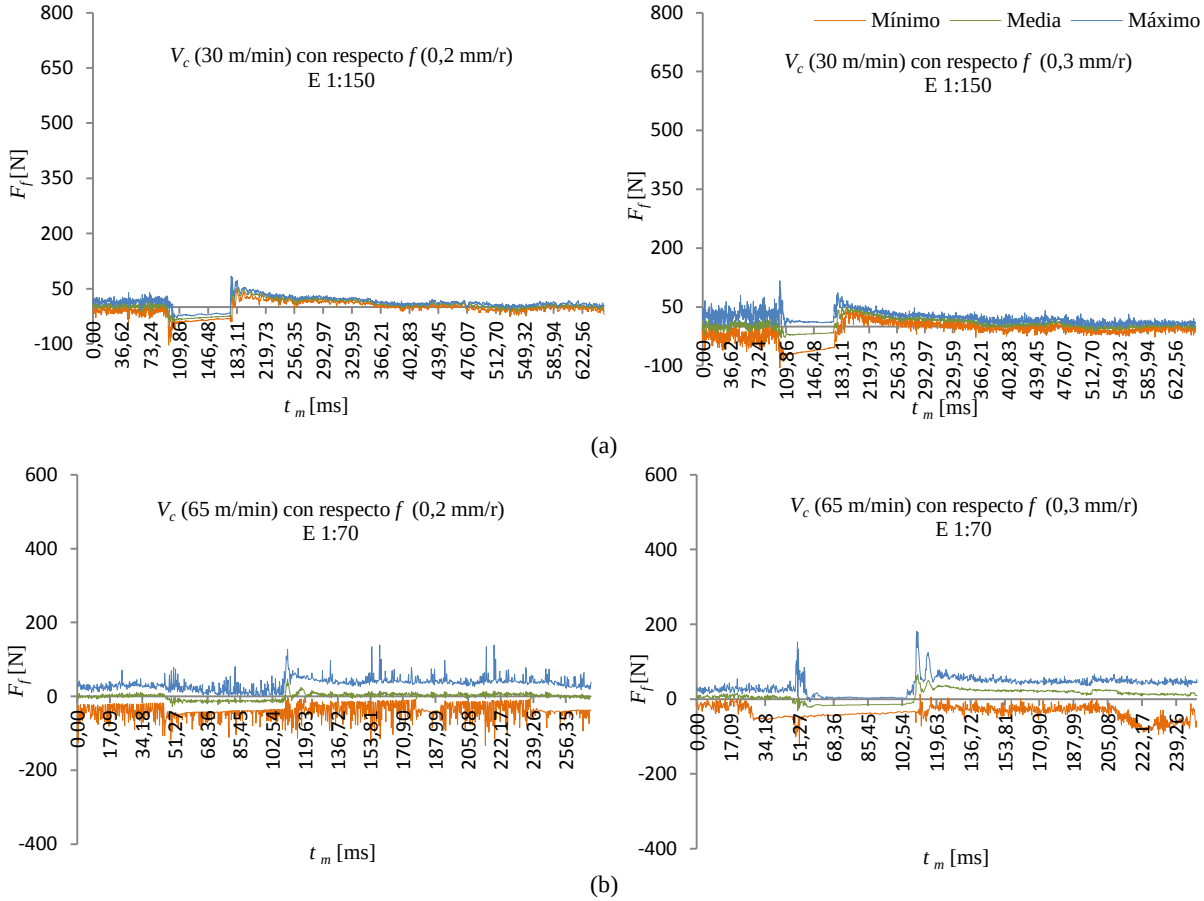


Figura 8: Evolución de F_f a distintos rangos de corte en función de f; (a) V_c 30 m/min y (b) V_c 65 m/min

4. Conclusiones

En el presente trabajo se ha realizado una propuesta metodológica para la caracterización de las fuerzas de corte en el proceso de cilindrado en seco de la aleación UNS R56400 (Ti6Al4V), teniendo en cuenta su relación con parámetros tecnológicos asociados al proceso. Para ello, se han identificado y descrito las distintas etapas de la metodología, así como los recursos materiales e instrumentales empleados, aplicando diversas técnicas de monitorización que permiten controlar el seguimiento de las fuerzas de corte, aspectos geométricos de la viruta y el desgaste de la herramienta.

Este estudio ha demostrado ser un método alternativo que enfatiza el comportamiento transitorio de las fuerzas de corte durante los primeros instantes del mecanizado, permitiendo identificar aquellas variables que pueden afectar de forma significativa la estabilidad del proceso. Por otro lado, gracias a los datos obtenidos, ha sido posible considerar, como líneas complementarias, la evaluación macrogeométrica de la viruta y el desgaste de la herramienta en relación con las fuerzas de corte. Se ha identificado la morfología de la viruta, para ambos valores de V_c, siento ésta de tipo diente de sierra fragmentada, afectada por la geometría de corte empleada para este estudio. Sin embargo, a medida que incrementa *f*, el espesor de la viruta aumenta de forma considerada y está relacionada con el crecimiento de fuerzas de corte requerida para remover dicha viruta.

Con referencia a los aspectos físicos encontrados en la herramienta de corte, se ha identificado un desgaste prematuro en el filo de corte, tanto en la cara de incidencia como de desprendimiento, ambos relacionados con el incremento de V_c y *f*. Las evidencias obtenidas se encuentran asociadas con la reactividad química que presenta el mecanizado de aleaciones con base titanio, es decir, su baja conductividad térmica y su elevado calor específico generan un incremento acelerado de su desgaste, que ha sido posible identificar en los primeros instantes del corte. Finalmente, en lo que respectan a las fuerza de corte, se identifica que a bajos valores de V_c, provoca un incremento de F_c y F_f; en cambio sus valores disminuyen al aumentar V_c. Visto desde la perspectiva de *f*, el valor de sus fuerzas aumenta a medida que se incrementa *f*. El resultado de fuerzas tiene una relación con los aspectos físicos encontrados tanto en la herramienta como en la viruta.

5. Agradecimientos

Los autores expresan su agradecimiento a la Universidad de Málaga, Campus de Excelencia Internacional Andalucía Tech, por el soporte prestado en el desarrollo de este trabajo. Paralelamente, este trabajo ha sido cofinanciado por el Ministerio de Economía y Competitividad, Proyecto DPI2015-71448-R.

6. Referencias

[1] R. Materna, R. E. Mansfield, R. O. Walton. Aerospace Industry Report. 978-0-9881837-2-9.(2015).
[2] P. J. Arrazola, A. Garay , L. Iriarte, M. Armendia, S. Marya, F. Le Maître. Machinability of titanium alloys (Ti6Al4V and Ti555.3). Journal of Materials Processing Technology,209,(2009).2223-2230.
[3] E. O. Ezugwu, Z. M. Wang. Titanium alloys and their machinability—a review. Journal of Materials Processing Technology,68,(1997).262-274.
[4] J. P. Immarigeon, R. T. Holt, et al. Lightweight materials for aircraft applications. Materials Characterization,35,(1995).41-67.
[5] E. O. Ezugwu. Key improvements in the machining of difficult-to-cut aerospace superalloys. International Journal of Machine Tools and Manufacture,45,(2005).1353-1367.
[6] F. Nabhani. Machining of aerospace titanium alloys. Robotics and Computer-Integrated Manufacturing,17,(2001).99-106.
[7] F. J. Trujillo Vilches. Análisis paramétrico del mecanizado en seco de la aleación UNS A97075. Tesis Doctoral. Universidad de Málaga, Málaga, España, (2013). ISBN:978-84-9747-776-5.
[8] M. Batista Ponce. Características de los mecanismos de adhesión secundaria y su influencia en el desgaste de herramientas de corte. Aplicación al mecanizado en aleaciones ligeras. Tesis Doctoral. Universidad de Cádiz, Cádiz, España, (2013).
[9] ISO 3685: Tool Life Testing with Single-Point Turning Tools. Genève, Switzerland,(1993).
[10] A. Molinari, R. Cheriguene, H. Miguelez. Contact variables and thermal effects at the tool–chip interface in orthogonal cutting. International Journal of Solids and Structures,49,(2012).3774-3796.
[11] S. Sun, M. Brandt, M. S. Dargusch. Characteristics of cutting forces and chip formation in machining of titanium alloys. International Journal of Machine Tools and Manufacture,49,(2009).561-568.
[12] A. Daymi, M. Boujelbene, S. B. Salem, B. H. Sassi, S. Torbaty. Effect of the cutting speed on the chip morphology and the cutting forces. Archives of Computational Materials Science and Surface Engineering,1,(2009).77-83.

Desarrollo de una RNA para controlar el proceso de conformado en caliente

I. Alcelay Larrión[1] , E. Peña Pitarch[2], A. Al Omar[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cataluña. alcelay@epsem.upc.edu*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cataluña. esteban.pena@upc.edu*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cataluña. Anas.Al.Omar@upc.edu*

RESUMEN

El comportamiento del conformado en caliente de un acero microaleado de medio carbono ha sido analizado mediante una red neuronal artificial (RNA). Mediante la RNA obtenenemos los valores de la tensión de fluencia y a partir de los resultados se construyen los mapas de procesado basados en el modelo dinámico de materiales (DMM). Las curvas de fluencia para el entrenamiento de la RNA han sido obtenidas mediante ensayos de compresión en caliente que se efectuaron a temperaturas que oscilaron entre 1150ºC y 900ºC a incrementos de 50°C, y en un intervalo de velocidades de deformación que varió entre 10^{-4} y 10 s^{-1} . Se ha podido comprobar que el modelo de RNA, desarrollado en el presente trabajo, es capaz de predecir con exactitud y eficiencia el comportamiento de fluencia en caliente del acero estudiado y existe un buen acuerdo entre los resultados experimentales y los resultados de la RNA. El estudio de los mapas revela los diferentes dominios de la fluencia plástica del acero estudiado y muestra la gran similitud entre los resultados experimentales y los resultados teóricos, por lo que el uso de la RNA puede constituir una alternativa muy interesante para el diseño y el estudio de los procesos de conformado en caliente.

1. INTRODUCCIÓN

Los aceros microlaeados han sido ampliamente estudiados y utilizados en la industria, y su importancia estriba en el hecho de no necesitar tratamientos térmicos una vez conformada la pieza. Esto supone un ahorro económico muy interesante en costes de energía y tiempo[1-3]. La complejidad microstructural de este tipo de aceros y la no linealidad de su comportamiento de fluencia hacen difícil y complejo el desarrollo de una ecuación constitutiva capaz de predecir con exactitud el comportamiento del material. Los métodos convencionales usan métodos de regresión para ajustar modelos existentes a los datos experimentales y así obtener los parámetros de la ecuación constitutiva. Pero, cuando se añaden nuevos datos, la mayoría de los parámetros ya calculados cambian y habrá que volver a reajustar el modelo para obtener nuevos parámetros. En consecuencia, esta vía puede ser muy lenta y puede reducir considerablemente la exactitud de los resultados obtenidos. Por el contrario, las Redes Neuronales Artificiales (RNA) no requieren una forma específica de ecuaciones y no necesitan tener en cuenta los mecanismos de deformación, sólo requieren datos suficientes y significativos de entrada/salida. La capacidad de los modelos RNA para la descripción de los comportamientos no lineales y la interacción entre los diferentes mecanismos de deformación ha sido ampliamente demostrada en numerosas aplicaciones en ciencias de materiales[4-8].

Como es bien sabido, la conformabilidad de un material depende de variables externamente controlables (deformación (ε), velocidad de deformación ($\dot{\varepsilon}$) y temperatura (T) de la pieza conformada) y de las características de fluencia inherentes al material. Hoy en día, el modelo dinámico de materiales (DMM) se ha convertido en un método muy prometedor para analizar y optimizar la conformabilidad de una amplia gama de materiales[6,9-14].

Para evaluar la conformabilidad de los materiales metálicos, durante procesos de conformado en caliente, Prasad[15-17] ha propuesto construir mapas de procesado que permiten una caracterización explícita del comportamiento del material, bajo condiciones de conformado, en términos de cambios microestructurales. Estos mapas se componen de la superposición de dos tipos de mapas: un mapa de disipación de energía y un mapa de inestabilidad plástica, los dos desarrollados en base al DMM. El mapa de disipación de energía representa las

características de disipación de energía a través de cambios microestructurales en términos de la eficiencia de disipación de energía expresada por el parámetro:

$$\eta = \frac{2m}{m+1} \tag{1}$$

siendo m es el coeficiente de sensibilidad a la velocidad de deformación.

La variación del parámetro η con la temperatura y la velocidad de deformación constituye el mapa de eficiencia de disipación de energía del material conformado. Este mapa ayuda a identificar las zonas óptimas de conformado y evitar las regiones consideradas de daño microestructural. Entre los zonas óptimas de conformado, el dominio asociado con la DRX es el más eficiente y se considera el más indicado para el conformado en caliente[16,18,19]. En consecuencia, estos mapas son de gran utilidad industrial porque permiten optimizar los parámetros de control de procesos industriales de conformado y producir piezas fiables y sin defectos[16].

Para la construcción de los mapas de inestabilidad plástica se evalúa el parámetros inestabilidad plástica ξ ($\dot{\varepsilon}$,T) y se representa su variación en función de la temperatura y de la velocidad de deformación, a una deformación dada. El parámetro de inestabilidad plástica viene dado por la expresión siguiente:

$$\xi(\dot{\varepsilon},T) = \frac{\partial \log\left[m/m+1 \right]}{\partial \log \dot{\varepsilon}} + m \tag{2}$$

Los mapas de inestabilidad plástica delimitan las zonas de daño microestructural. Estas zonas se caracterizan por valores negativos de ξ ($\dot{\varepsilon}$,T) y son a evitar durante los procesos de conformado.

En la literatura son pocos los trabajos de investigación dedicados a la caracterización del comportamiento de fluencia de los aceros microaleados de medio carbono, durante un proceso de conformado en caliente, aplicando a la vez un modelo de RNA y el DMM[6,13]. El presente trabajo pretende alcanzar dos objetivos principales; por una parte desarrollar un modelo de RNA para predecir el comportamiento de fluencia del acero estudiado, utilizando las curvas de fluencia obtenidas mediante ensayos de compresión en caliente realizados en el rango de temperaturas 900 - 1150ºC y velocidades de deformación $\dot{\varepsilon} = 10^{-4} – 10\ s^{-1}$. Y por otra parte, construir los mapas de procesado usando los valores de la tensión de fluencia predichos por el modelo de RNA.

2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

El material utilizado, en este estudio, es un acero microaleado comercial de medio carbono cuya composición química se presenta en la tabla 1. Para obtener las curvas de fluencia, se llevaron a cabo ensayos de compresión uniaxial sobre probetas cilíndricas de 11,4 mm de altura y 7,6 mm de radio, en un rango de temperaturas entre 900 ºC y 1150 ºC y velocidades de deformación entre 10^{-4} y 10 s^{-1} . Para obtener la misma microestructura inicial en todos los ensayos, las probetas se precalentaban previamente durante 5 minutos a 1200ºC y luego se enfriaban hasta la temperatura de ensayo. Inmediatamente después de acabar el ensayo, las probetas eran templadas en agua y, posteriormente, preparadas para su estudio metalográfico.

Tabla 1: Composición química del acero estudiado (% en peso)

Acero	%C	%Mn	%Si	%P	%S	%V	%Al	%Ti	Nppm
	0.34	1.52	0.72	0.025	0.025	0.083	0.0145	0.018	0.0114

3. MODELO DE RNA PROPUESTO

Una red neuronal es un modelo artificial altamente simplificado de la estructura del cerebro humano. Es un sistema para el tratamiento de información, cuya unidad básica de procesamiento se llama “neurona”. En una RNA, las neuronas están distribuidas normalmente en capas conectadas entre sí: una capa de entrada, una o varias capas ocultas y una capa de salida. Las neuronas de la capa de entrada interactúan con el mundo real para recibir datos de entrada. Después de procesar estos datos, se envían a la capa oculta que a su vez los procesa y envía una respuesta a la capa de salida. La conexión entre las diferentes capas de neuronas está representada por lo que se denomina “fuerza de conexión” o “peso”[7,8,13]. En general, un modelo de RNA se desarrolla en las siguientes etapas: (a) adquisición de datos experimentales; (b) especificación de los parámetros de entrada/salida;

(c) análisis y procesamiento de los datos adquiridos; (d) entrenamiento de la RNA (e) validación y test de la RNA entrenada; y (f) evaluación del rendimiento del modelo de RNA.

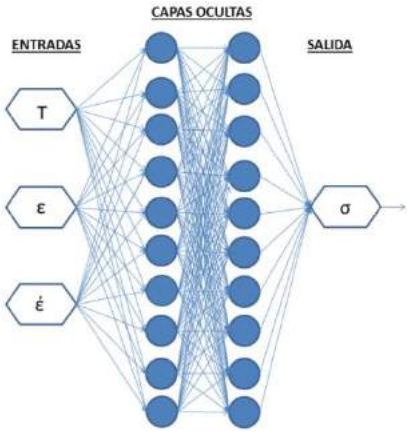


Figura 1: Arquitectura de la red neuronal

En este estudio, para caracterizar el comportamiento de fluencia del acero microaleado, se ha propuesto un modelo de RNA de perceptrón multicapa con un algoritmo de aprendizaje de retropropagación del error. Este modelo se compone de: una capa de entrada, dos capas ocultas y una capa de salida (ver Fig. 1). La capa de entrada consiste en tres neuronas que representan los parámetros independientes del proceso de conformado: la temperatura T, deformación ε y velocidad de deformación $\dot{\varepsilon}$. La capa de salida consiste en una sola neurona que representa la tensión de fluencia (σ) del acero estudiado. La arquitectura de la red neuronal, así como su entrenamiento, aprendizaje y posterior validación se llevaron a cabo con el módulo de redes del programa Matlab. Para el entrenamiento se utilizaron 486 datos (26 curvas de fluencia) y 96 datos para la prueba (5 curvas de fluencia). Cabe mencionar que estos datos fueron elegidos aleatoriamente y que el número de datos de prueba concuerda con la regla general que debe estar entre el 10 - 20% del modem del entrenamiento para verificar el correcto funcionamiento de la red.

La RNA requiere que tanto los datos de entrada como los de salida estén comprendidos entre 0 y 1. Por lo tanto, los datos deben ser normalizados antes de introducirlos en la red. Para la normalización de T y de σ se utiliza la siguiente ecuación:

$$Z' = \frac{Z - 0,95 * Z min}{1,05 * Z max - 0,95 * Z min} \tag{3}$$

en donde Z es el valor experimental (T y σ) y Z' es el valor normalizado de Z. Los valores máximos y mínimos de Z' se obtienen mediante Zmax y Zmin, respectivamente. Sin embargo, la ecuación anterior no se puede utilizar para normalizar la velocidad de deformación , ya que los valores que da valores normalizados de demasiado pequeños. Para evitar este problema, se utiliza una normalización logarítmica a través de la ecuación:

$$\dot{\varepsilon}' = \frac{(5 + log\,\dot{\varepsilon} - 0,95 * (5 + log\,\dot{\varepsilon}_{min})}{1,05 * (5 + log\,\dot{\varepsilon}_{max}) - 0,95 * (5 + log\,\dot{\varepsilon}_{min})} \tag{4}$$

Siendo $\dot{\varepsilon}$ el valor experimental, y $\dot{\varepsilon}'$ el valor normalizado. La constante 5 se utiliza para que todos los valores normalizados sean positivos. En cuanto a la deformación, puesto que sus valores se encuentran entre 0 y 1, no es necesario normalizarlos.

El entrenamiento del modelo desarrollado se llevó a cabo mediante el algoritmo Levenberg-Marquardt (LM); es uno de los algoritmos de aprendizaje más eficientes utilizados en el entrenamiento de las RNA[13]. El ajuste de los pesos en el modelo se hace a través del algoritmo de retropropagación (BP) del error que permite minimizar el error cuadrático medio entre el valor de salida obtenido por el modelo de RNA y el valor real deseado, mediante el método del gradiente decreciente y una función de activación diferenciable. En el presente trabajo, la función sigmoidea ha sido utilizada como función de activación o de transferencia entre las capas ocultas. Esta función se expresa mediante:

$$f(x) = \frac{1}{1 + e^{-x}} \tag{5}$$

Después de varios ciclos de entrenamiento, se ha observado que los mejores resultados se obtienen con una red que tiene dos capas ocultas de 10 neuronas cada una. Por lo tanto, la arquitectura de la ANN adoptado en este estudio es 3-10-10-1 (ver Fig. 1).

Para evaluar el rendimiento del modelo desarrollado, se han utilizado cuatro índices estadísticos estándar: coeficiente de correlación (R), el promedio de error absoluto relativo (AARE), la raíz cuadrada del error cuadrado medio (RMSE) y el índice de dispersión (SI)[7]. Estos cuatro índices se definen a continuación:

$$R = \frac{\sum_{i=1}^{N}\left(E_i - \overline{E}\right)\left(P_i - \overline{P}\right)}{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^{N}\left(E_i - \overline{E}\right)^2 \sum_{i=1}^{N}\left(P_i - \overline{P}\right)^2\right)}} \tag{6}$$

$$AARE = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left|\frac{E_i - P_i}{E}\right| \times 100\% \tag{7}$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N}\left(E_i - P_i\right)^2} \tag{8}$$

$$SI = \frac{RMSE}{\overline{E}} \tag{9}$$

en donde E es el valor experimental y P es el valor obtenido mediante el modelo de RNA; y son los valores medios de E y P respectivamente; N es el número total de datos empleados en la investigación; p corresponde al número de variables de salida.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Predicción del comportamiento de fluencia usando el modelo de RNA

La tabla 2 recoge los valores estadísticos estándar obtenidos mediante el entrenamiento y test del modelo de RNA desarrollado en este trabajo. Según se observa en esta tabla, existe una excelente concordancia entre los datos experimentales y los valores teóricos del modelo; los porcentajes de error respecto a los experimentales son inferiores al 5%, tanto para el RMSE, AARE y SI. Además, el coeficiente de correlación lineal R es una buena medida de la bondad del ajuste lineal entre las variables experimentales y teóricas. A la vista de los valores obtenidos para este coeficiente (muy cercanos a 1) se puede afirmar que el ajuste lineal es perfecto.

Tabla 2: Rendimiento del modelo RNA para el entrenamiento y test de los datos del acero estudiado

$\dot{\varepsilon}$ (s^{-1})	R	RMSE (%)	AARE (%)	SI
Entrenamiento	0,9993	1,4579	1,4579	0,0203
Test	0,9975	4,3665	3,5850	0,0601

La figura 2 muestra la regresión entre los valores experimentales y los logrados mediante el modelo de RNA. En esta figura, se dibuja una línea inclinada a 45º respecto a la horizontal. Los coeficientes de correlación obtenidos para el entrenamiento y test de la red son muy cercanos a 1: 0,9993 y 0,9975, respectivamente. Estos resultados indican que las predicciones del modelo de RNA son muy precisas y la red ha sido entrenada satisfactoriamente y podría ser aplicada para predecir el comportamiento de fluencia del acero estudiado.

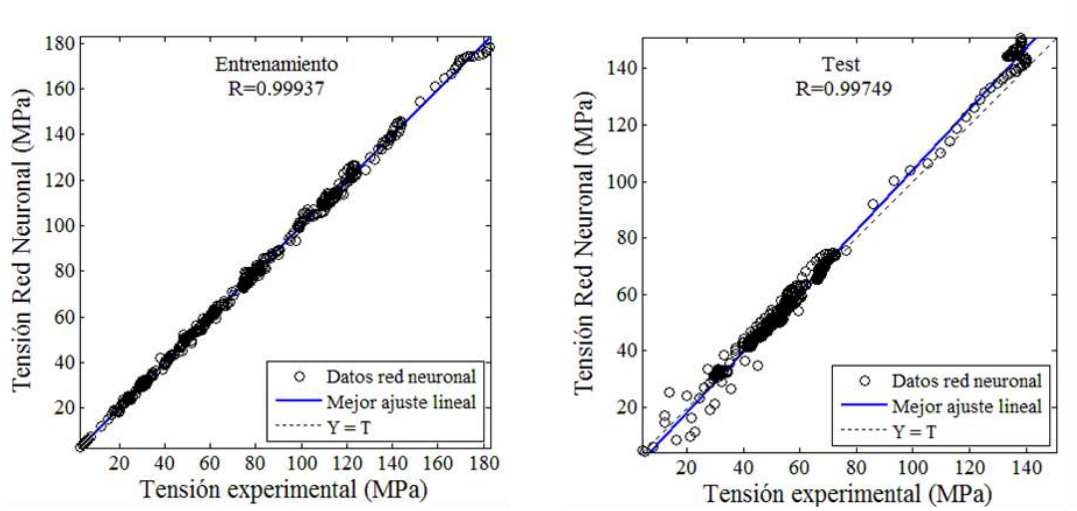


Figura 2: Comparación entre resultados experimentales y resultados obtenidos por el modelo de RNA para entrenamiento y test

Además, y para garantizar la consistencia y la fiabilidad del rendimiento del modelo de RNA, se ha llevado a cabo un análisis estadístico del error relativo. El error entre los datos experimentales y los datos teóricos del modelo de red se puede calcular a través de la siguiente expresión:

$$Error\ relativo = \left(\frac{E_i - P_i}{E_i} \right) \cdot 100\,\% \tag{10}$$

La distribución del error de predicción del modelo de RNA para el entrenamiento, prueba y test se muestra en la figura 3. Esta figura indica que la distribución del error relativo de los dos conjuntos de datos (entrenamiento y test) sigue una distribución típica de Gauss y, además, para más del 95% de los datos del entrenamiento, el error relativo se encuentra dentro del ± 10%. Para los datos del test, el error relativo está dentro de ± 5% para más del 88% de datos. En consecuencia, se confirma el buen rendimiento del modelo de RNA propuesto. Es importante señalar que el error de predicción no puede atribuirse solamente a la capacidad de predicción del modelo, sino en parte al ruido experimental que aparece durante la realización de los ensayos de compresión en caliente.

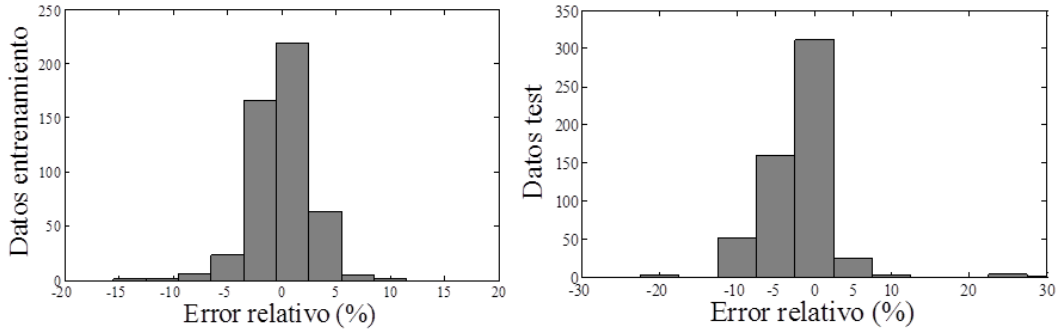


Figura 3: Análisis estadístico del error de predicción del modelo de RNA para el entrenamiento y test de datos

En la figura 4 se muestra una comparación entre las curvas de fluencia experimentales con las obtenidas con el modelo de RNA desarrollado, a diferentes velocidades de deformación y temperaturas. Puede observarse que en general existe una muy buena concordancia entre los resultados del modelo de RNA y los de los ensayos experimentales, bajo diferentes condiciones de deformación. El modelo desarrollado predice satisfactoriamente, en las curvas de fluencia, la tendencia al endurecimiento por deformación y al ablandamiento dinámico posterior.

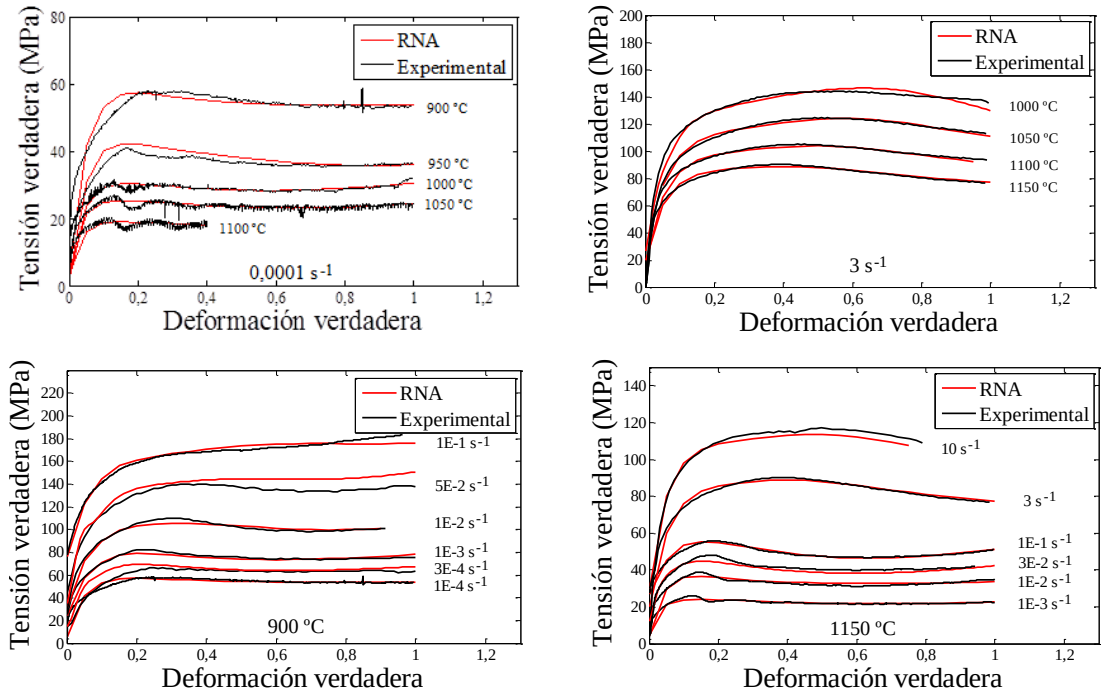


Figura 4: Comparación de las curvas de fluencia experimentales y teóricas del acero estudiado a varias T y $\dot{\varepsilon}$

4.2. Construcción de los mapas de procesado usando el modelo de RNA

Para comprobar la predictibilidad del modelo de RNA propuesto en este trabajo, se han construido los mapas de procesado en base al DMM y usando los valores de la tensión de fluencia predichos por el modelo de RNA.

4. 2. 1. Mapa de eficiencia de disipación de energía

La Fig. 5 (a) muestra el mapa de contornos de iso-eficiencia de disipación de energía del acero estudiado obtenido a deformación de 0,6 (que es, aproximadamente, la deformación correspondiente a fluencia de estado estable). Tal como se ha mencionado arriba, la eficiencia de disipación de energía (η) se obtiene aplicando la ecuación (1). Caber recordar que la eficiencia de disipación de energía caracteriza la microestructura disipativa del material, conformado bajo diferentes condiciones de temperatura y velocidad de deformación, y la interpretación del mapa de iso-eficiencia se basa en el hecho de que algunas de las manifestaciones de inestabilidad plástica se caracterizan por dominios con mínimos o valores muy altos del parámetro η.

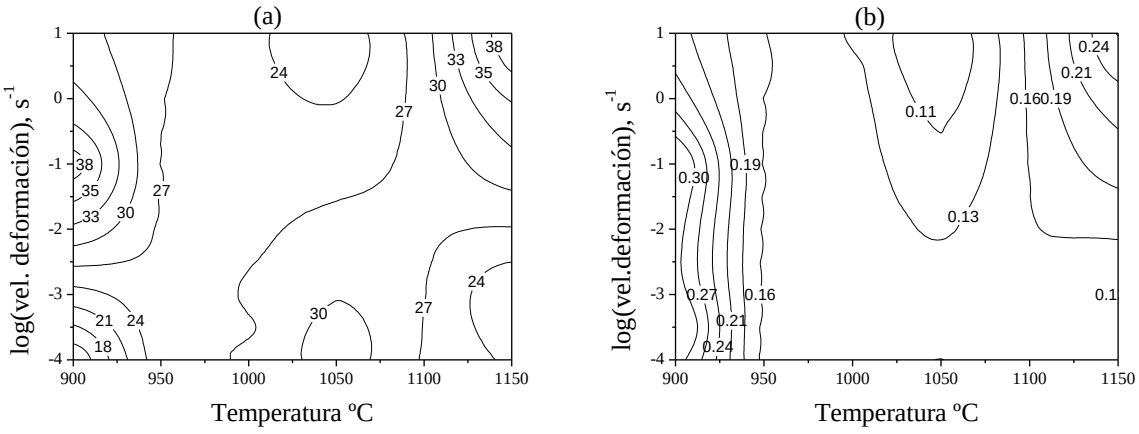


Figura 5: Mapas para la deformación ε = 0.6 obtenidos mediante el modelo de RNA: (a) eficiencia de disipación de energía ; (b) inestabilidad

La observación de la Fig. 5 (a) revela la existencia de dos dominios caracterizados por un máximo de eficiencia. El primero, aparece centrado a 1150 ºC y 10 s^{-1} con una eficiencia máxima de aproximadamente 38%; es el dominio de la DRX[9]. Esta correlación se confirma mediante las curvas de fluencia obtenidas bajo diferentes

combinaciones de temperatura y velocidad de deformación en este dominio y muestran claramente un ablandamiento continuo con un comportamiento de pico simple. El segundo dominio se produce en la región de bajas temperaturas y velocidades de deformación moderadas (centrado a aproximadamente 900ºC y 0,1 s^{-1}). En este caso de bajas temperaturas y velocidades de deformación intermedias es de esperar que actúe la DRV; las curvas típicas de fluencia dentro de este dominio son típicas de la DRV. En un proceso de conformado en caliente, tanto la DRX como la DRV se consideran mecanismos beneficiosos para la microestructura y en consecuencia las propiedades mecánicos del material conformado, ya que proporcionan una fluencia estable y mejora la conformabilidad del material[9,16]. Por tanto, puede decirse que estos dominios son los dominios más seguros para el conformado del acero estudiado.

4. 2. 2. Mapas de inestabilidad plástica

Usando los valores del modelo de RNA se representa, en la Fig. 5 (b), la variación del parámetro de inestabilidad plástica ξ (ver ec. (2)) con la velocidad de deformación y la temperatura para la deformación de $\varepsilon = 0.6$. Como se ha mencionado arriba, cuanto mayor es la magnitud negativa del parámetro ξ, mayor es la posibilidad de aparición de alguna manifestación de inestabilidad plástica[16]. Así, con el fin de conformar siempre en condiciones de fluencia estable, los dominios de posibles inestabilidades deben ser evitados durante los procesos de conformado en caliente.

El mapa mostrado en la Fig. 5 (b) no revela ningún tipo de inestabilidad plástica y está en total acuerdo con el mapa de iso-eficiencia de disipación de energía. Como es bien sabido, los dominios estables correspondientes a DRX y DRV se caracterizan por altos valores del parámetro ξ y cuanto más grande es el valor positivo de ξ mayor es la estabilidad del comportamiento de fluencia del acero conformado[9,16]. Este mapa exhibe un dominio centrado en 1150 ºC y 10 s^{-1} con un máximo de ξ de aproximadamente 0,24. Este dominio puede atribuirse fácilmente a la DRX de pico simple, observado en el mapa de la Fig. 5 (a) y situado en la misma posición. El dominio de la DRV se ha detectado en la zona extendida de moderadas hacia altas y T = 900 ºC, con una valor de $\xi = 0{,}30$. Este dominio coincide con el dominio de la DRV identificado en el mapa de la Fig. 5 (a) con una pequeña diferencia en la posición.

Los mapas de la figura 5 (a) y (b) ponen de manifiesto el bueno acuerdo que existe entre los resultados experimentales [9,20,21] y los del modelo de RNA, ya que tanto el mapa de iso-eficiencia de disipación de energía como el inestabilidad plástica muestran la misma tendencia que los mapas construidos utilizando valores experimentales de la tensión de fluencia.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo, se ha desarrollado con éxito una red neuronal artificial para controlar el proceso de conformado en caliente de un acero microlaeado de medio carbono. El modelo de RNA desarrollado consiste en una red de perceptrón multicapa con un algoritmo de aprendizaje de retropropagación. Esta red está compuesta por una capa de entrada de tres neuronas (deformación, velocidad de deformación y temperatura), dos capas ocultas con 10 neuronas cada una y una capa de salida con una neurona (tensión de fluencia). De esta manera se ha podido modelizar la curva de fluencia del acero estudiado como una función implícita de la deformación, velocidad de deformación y temperatura. Las curvas de fluencia, obtenidas mediante los ensayos de compresión en caliente, han sido utilizadas para entrenar el modelo de RNA propuesto. Los resultados obtenidos indican una buena correlación entre los valores experimentales y los valores teóricos del modelo de RNA. El análisis de los índices estadísticos estándar, utilizados en este trabajo, ha puesto de manifiesto la excelente capacidad de predicción del modelo. Para más del 95% de los datos del entrenamiento, el error relativo se encuentra dentro del ± 10%, mientras que para los datos del test, el error relativo está dentro de ± 5% para más del 88% de datos. Por lo tanto, el modelo de RNA puede considerarse como una herramienta eficiente para caracterizar de manera rápida y precisa el comportamiento de fluencia de los aceros microaleados de medio de carbono sin necesidad de encontrar un gran número de constantes de material, relacionadas con el método de regresión empleado para determinar la ecuación constitutiva. Además, se ha podido comprobar que la metodología utilizada es simple y general y puede ser utilizada para cualquier material.

6. Bibliografía y referencias

[1] Naylor, D.J. Microalloyed forging steels. Mater. Sci. Forum 284–286, 83–94.

[2] Kaynar, A., Gündüz, S., Türkmen, M. Investigation on the behaviour of medium carbon and vanadium microalloyed steels by hot forging test. Mater.Design 51, (2013), 819–825.

[3] Hui, W., Zhang, Y., Shao, C., Chen, S., Zhao, X., Dong, H. Microstructural effects on high-cycle fatigue properties of microalloyed medium carbon steel 38MnVS. Mat. Sci. Eng. A-Struct. 640, (2015), 147–153.

[4] Chai, R.X., Guo, C., Yu, L. Two flowing stress models for hot deformation of XC45 steel at high temperature Mat.Sci.Eng.A-Struct. 534, (2012), 101–110.

[5] Gupta, A.K., Singh, S.K., Reddy, S., Hariharan, G. Prediction of flow stress in dynamic strain aging regime of austenitic stainless steel 316 using artificial neural network. Mater. Design 35, (2012), 589–595.

[6] Alcelay, I., Al Omar, A., Prado, J.M. Characterization of hot flow behaviour and deformation stability of microalloyed steel using artificial neural networks and dynamic material model. Int. J. Mater. Res. 105 (8), (2014), 743–754.

[7] Zhao, J., Ding, H., Zhao, W., Huang, M., Wei, D., Jiang, Z. Modelling of the hot deformation behaviour of a titanium alloy using constitutive equations and artificial neural network. Comp. Mater. Sci. 92, (2014), 47–56.

[8] Reddy, N.S., Panigrahi, B.B., Ho, C.M., Kim, J.H., Lee, C.S. Artificial neural network modeling on the relative importance of alloying elements and heat treatment temperature to the stability of a and b phase in titanium alloys.Comp.Mater.Sci. 107, (2015), 175–183.

[9] Al Omar, A. Caracterización dinámica de dos aceros microaleados de medio carbono mediante ensayos de compresión a alta temperatura. Aplicación de mapas de procesado, Tesis Doctoral, Univ. Politécnica de Cataluña, Barcelon, (1996).

[10] Bakkali-El Hassani, F., Chenaoui, A., Dkiouak, R., Elbakkali, L., Al Omar, A. Characterization of deformation stability of medium carbon microalloyed steel during hot forging using phenomenological and continuumcriteria.J.Mater.Process.Tech.199(1–3),(2008),140–149.

[11] Al Omar, A., Alcelay, I., Prado, J.M. Criterios de predicción de inestabilidades plásticas en procesos de conformado en caliente. (Parte II. Caracterización de la fluencia plástica de un acero microaleado de medio carbono usando criterios continuos y fenomenológicos). Rev.Metal.46(2), (2010), 162–172.

[12] Jenab, A., Taheri, A.K. Experimental investigation of the hot deformation behavior of AA7075: Development and comparison of flow localization parameter and dynamic material model processing maps. Int. J. Mech. Sci. 78, (2014), 97–105.

[13] Alcelay, I. Modelización de los procesos de conformado en caliente de aceros microaleados de medio carbono mediante la aplicación de redes neuronales artificiales, Tesis Doctoral, Univ. Politécnica de Cataluña, Barcelona, (2015).

[14] Shang, X., Zhou, J., Wang, X., Luo, Y. Optimizing and identifying the process parameters of AZ31 magnesium alloy in hot compression on the base of processing maps. J. Alloy. Compd. 629, (2015), 155–161.

[15] Prasad, Y.V.R.K., Gegel, H.L., Doraivelu, S.M., Malas, J.C., Morgan J.T., Lark K.A., Barker D.R. Modeling of dynamic material behavior in hot deformation: Forging of Ti-6242. Metall. Trans. A 15 (10), (1984),1883–1892.

[16] Prasad, Y.V.R.K., Sasidhara S. Hot Working Guide: A Compendium of Processing Maps, ASM International, Materials Park, Ohio, USA, (1997).

[17] Prasad, Y.V.R.K., Seshacharyulu, T. Modelling of hot deformation for microstructural control. Int. Mater. Rev. 43 (6), (1998), 243–258.

[18] Raj, R. Development of a processing map for use in warm-forming and hot-forming processes. Metall. Trans. A 12 (6), (1981), 1089–1097.

[19] Frost, H.J., Ashby, M.F. Deformation-mechanism Maps: The Plasticity and Creep of Metals and Ceramics, Chapter: 1–5, Ed. Pergamon Press, Oxford, England, (1982).

[20] Al Omar, A., Cabrera, J.M., Prado, J.M. Characterization of the hot deformation in a microalloyed medium carbon steel using processing maps.ScriptaMater.34(8),(1996), 1303–1308.

[21] Al Omar, A., Cabrera, J.M., Prado, J.M. Aplicación de los mapas de procesado en la optimización de los parámetros de un proceso de conformado en caliente. II parte. Mapas de procesado de un acero microaleado con un contenido medio de carbono. Rev.Metal.33(3), (1997),153–160.

Estudio preliminar del Rendimiento Funcional de piezas fabricadas por FDM

D. Moreno Sánchez[1], M. Batista Ponce[2], A.P. Valerga Puerta[3], M. Marcos[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad Cádiz. daniel.morenosanchez@alum.uca.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad Cádiz. moises.batista@uca.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad Cádiz. anapilar.valerga@uca.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Diseño Industrial. Universidad Cádiz. mariano.marcos@uca.es*

El rendimiento funcional de un proceso de fabricación, contempla la idoneidad de las piezas fabricadas una vez se encuentren en servicio. Establecer las variables y parámetros para evaluar este aspecto del rendimiento en Fabricación Aditiva es especialmente relevante por la creciente utilización de esta tecnología a nivel industrial. En este trabajo, se presenta una primera aproximación metodológica basada en el estudio de propiedades relativas a la integridad superficial de piezas de Poliácido Láctico (PLA) para procesos de Modelado por Deposición Fundida. Este primer estudio de la integridad superficial se ha basado en la caracterización geométrica y propiedades indirectamente relacionadas como la resistencia a la tracción. Para ello ha sido necesario definir la estrategia de fabricación de las probetas de ensayo. Variables como la temperatura de trabajo han presentado especial influencia en el producto resultante.

1. Introducción

La demanda por parte de los consumidores de productos exclusivos y personalizados en múltiples sectores se incrementa día a día, requiriendo cada vez series más cortas, incluso individuales, con las dificultades que esto conlleva, tanto técnica como económicamente.

Las nuevas técnicas de Fabricación Aditiva (Additive Manufacturing, AM), pretenden satisfacer estas necesidades al poder crear productos con geometrías complejas, personalizadas, e incluso ensambladas, de una forma mucho más rápida y económica, difícilmente fabricables por otras tecnologías de fabricación en un solo paso [1-3].

No obstante, debido a la novedad de esta tecnología, a su constante evolución y, en algunos casos, al estado prematuro de las mismas, existe una falta de estudios metodológicos del rendimiento global del proceso, el cual conlleva el equilibrio ponderado entre los ejes económico, energético, medioambiental y funcional. Éste último contempla el cumplimiento de los requisitos geométricos y fisicoquímicos de diseño, siendo quizás el más relevante por su repercusión en la aplicabilidad del producto final [4].

Una de las tecnologías de AM más empleadas a nivel industrial, es la denominada como Modelado por Deposición Fundida (Fused Deposition Modeling, FDM), por su rendimiento económico, energético y medioambiental [5]. En esta tecnología el sólido se conforma por la apilación de capas, con la sección corespondiente, creadas por la deposición controlada de filamentos de material fundido [6-8].

Quizás la principal desventaja de los productos creados por AM, es la calidad superficial y, hasta ciertos niveles de profundidad, la porosidad del producto resultante, intrínsecos al proceso. No obstante, son los niveles de tolerancias marcados por el cliente los que condicionan la aceptación o rechazo de la pieza creada.

Dentro de este marco, el presente trabajo se centra en el estudio preliminar del rendimiento funcional de piezas fabricadas con PLA (Poliácido Láctico) mediante FDM. El rendimiento funcional se ha evaluado en términos de propiedades geométrícas (desviaciones macro y microgeométrica), sobre probetas de tracción normalizadas que han servido para el estudio de propiedades mecánicas (resistencia a la tracción). En [9-12] se han desarrollado estudios para la caracterización mecánica de piezas creadas mediante FDM en otros materiales, pero sin detallar en profundidad las relaciones con otros parámetros y variables que permitan definir el rendimiento funcional del proceso.

2. Metodología

Como se ha comentado, se han fabricado probetas de PLA mediante FDM para ensayos de tracción previo análisis de su integridad geométrica superficial.

El diseño de las probetas se ha realizado acorde a la Norma UNE-10605, *Fabricación por adición de capas en materiales plásticos (Fabricación Aditiva)* [13], especificamente las denominadas como 1AH, significando H la configuración horizontal de creación de las piezas, cuya geometría y dimensiones se recogen en la Figura 1.

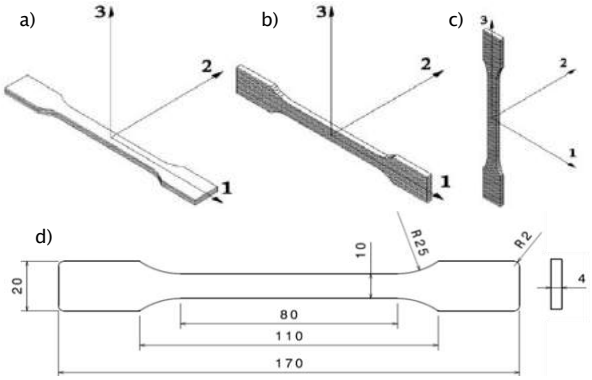


Figura 1: Configuración de probeta tipo 1A, en función de la orientación de deposición de capas, a) Horizontal (H); b) Canto (C); y c) Vertical (V); d) dimensiones en mm de probetas creadas, adaptado de [13]

Por su parte [14-17] se demuestra que uno de los factores más influyentes en el resultado final de las piezas, es la temperatura de trabajo, definiendo tal temperatura como aquélla a la que se encuentra el material fundido durante la deposición. Por esta razón, en este trabajo se propone estudiar exclusivamente la influencia de esta variable en el resultado final.

Se han realizado experiencias con tres temperaturas diferentes (180, 190 y 200 ºC), manteniendo el resto de parámetros fijos, Tabla 1. La elección de estas temperaturas viene condicionada por la recomendación del fabricante del equipo y filamento empleado, cuya temperatura óptima de trabajo se establece en 185 ºC (458.23 K) [18].

Para la creación del modelo virtual se ha empleado el software informático Catia V5®, y procesado posteriormente por el programa KiSSlicer® que genera el código del programa CAM de las diferentes capas que lee el equipo de impresión 3D. Este código se ha generado especificándose que las piezas posean un 100% de relleno, para poder evaluar las propiedades mecánicas del material de acuerdo con la norma actualmente existente.

El equipo de impresión 3D usado ha sido una impresora CubeX®Duo, de la compañía 3D Systems®.

Tabla 1: Parámetros y variables de procesado FDM

Equipo	CubeX® Duo
Material	PLA Ø1.7 mm
Densidad material	1.23 g/cm3
Espesor de capa	0,25 mm
Velocidad cabezal	40 mm/s
Relleno	100%
Temperatura de extrusión de material	180/190/200 ˚C

Para un primer acercamiento a las desviaciones de diseño, se ha llevado a cabo una inspección visual de las piezas mediante Microscopía Óptica Estereoscópiac (SOM, Stereoscopic Optical Microsocopy), llegándose a establecer una clasificación de las mismas atendiendo al caracter puntual, superficial o volumétrico.

Las desviaciones macrogeométricas dimensionales se han tomado en términos exclusivamente dimensionales lineales (espesor y anchura) empleando un calibre Mitutoyo® 500-193 de 300 mm de alcance de medida y de volumen a través de la evaluación de la porosidad usando una balanza de precisión AB204-S/FACT y un instrumento calibrado de medición de volumen por inmersión, con agua destilada como medio de inmersión.

Las desviaciones microgeométricas se han evaluado a partir de la rugosidad media aritmética, Ra, evaluada sobre el perfil de rugosidad adquirido con un rugosímetro Mahr®, unidad de avance PGK, palpador MFW 250, acorde a la norma UNE EN ISO 4287: 1999 [19]. Con el fin de tener un mapa de desviaciones, el estudio de rugosidad y desviaciones dimensionales (anchos y espesores) se ha fragmentado en las zonas marcadas en la Figura 2.

Finalmente, las probetas se sometieron a ensayos de tracción en un equipo universal de ensayos Shimadzu® AG-X, a velocidad constante de 2 mm/min, siguiendo las recomendaciones de la Norma UNE EN ISO 527-1 [20].

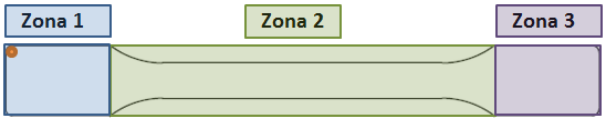


Figura 2: Diferentes zonas de evaluación. Todas las probetas se referenciaron en función de la marca de retirada del cabezal de impresión, representada por el círculo

3. Resultados y discusión

En la Figura 3 se resumen los principales defectos identificados por inspección visual. Estos defectos se ha clasificado en puntuales, superficiales y geométricos.

Defectos puntuales

- *Protuberancias*. Aparición de material sobresaliente de la masa de la pieza, generalmente en las primeras capas, ocasionado habitualmente por el refundido de filamentos residuales.
- *Contaminación por otros materiales*. Se aprecia la inclusión de material residual dentro de la masa depositada, normalmente filamentos provenientes de la contaminación por trazas de otros materiales del hilo inicial de PLA.

Defectos superficiales

- *Capas recrecidas*. Se produce generalmente en la primera capa de la pieza, donde el material se deposita a una mayor temperatura, produciendo una mayor fluidez, y dando como resultado dicho defecto.
- *Delaminaciones*. Existe una falta de adhesión de diferentes capas de la pieza, provocada principalmente por tensiones residuales introducidas por efectos de contracción térmica durante el enfriamiento del material.
- *Desprendimiento de filamentos*. Algunos filamentos no se adhieren correctamente entre sí, generalmente en la primera capa, provocando que se desprendan.
- *Variación rugosidad superficial*. Aunque es un defecto "micro", se aprecia una diferencia de la rugosidad superficial en función de la zona de la pieza por la aparición de unas “crestas” que la aumentan. Defecto provocado por la impronta que deja el cabezal caliente de impresión sobre la superficie.

Defectos volumétricos

- *Porosidad*. Aparición de oquedades en el seno de la pieza, cuyo origen se puede asociar a una discontinuidad en el flujo del material en el proceso de deposición de las capas.
- *Distorsiones geométricas 3D*. En ocasiones se produce un desfase entre las diferentes capas, que provoca evidentes distorsiones en volumen.
- *Curvaturas*. Cuando no existe una unión solidaria entre la superficie soporte y el material depositado, se generan piezas curvadas por las tensiones residuales introducidas por los ciclos térmicos durante la fabricadión FDM.

En lo que se refiere a la caracterización microgeométrica, en la Tabla 2 se muestran los resultados de los valores medios de Ra en las tres zonas indicadas en la Figura 2, para las diferentes temperaturas de trabajo. Obsévese que, salvo caso puntual, para las distintos valores de T, Ra es de hasta 6 veces mayor en la Zona 2 que en las colindantes como ya se preveía en la Figura 3 y se explicita en la Figura 4.

Tabla 2: Promedios de Ra en función de la zona de las probetas creadas a diferentes temperaturas

T	$\bar{x}$ Ra [µm]		
[°C]	ZONA 1	ZONA 2	ZONA 3
180	4.45 ± 0.18	22.94 ± 9.84	4.30 ± 0.34
190	3.34 ± 0.30	42.83 ± 18.20	14.25 ± 1.58

200	3.63 ± 1.04	50.73 ± 11.98	7.95 ± 4.76

Este aspecto es bastante relevante, pues altera el resultado final presentando repercusiones en aspectos macrogeométricos. Se puede proponer esta metodología por tanto, para poder establecer el rango dimensional de piezas apropiado para conseguir un resultado satisfactorio.

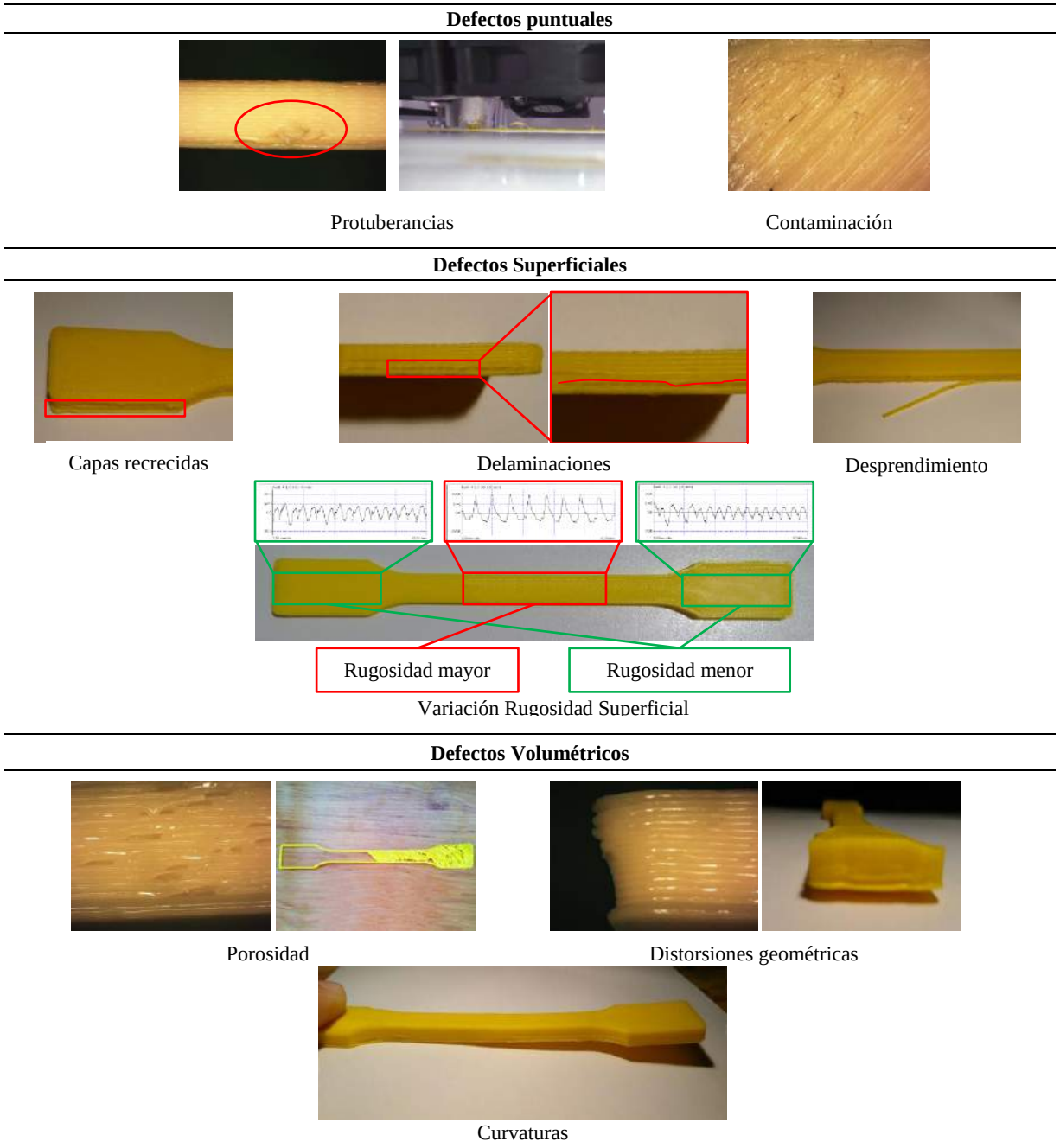


Figura 3: Defectos identificados en las diferentes probetas atendiendo al carácter puntual, superficial o volumétrico de los mismos

Los resultados obtenidos de la caracterización macrogeométrica, volumétrica y mecánicos para las diferentes temperaturas se recogen en la Tabla 3.

Si se atiende a la caracterización macrogeométrica, las desviaciones dimensionales identificadas no presentan una dependencia aparente con la temperatura en el rango estudiado, pero sí hay indicios de dependencia con el tamaño de la pieza creada, como se observa en las Figuras 5 y 6. No obstante, sí se pone de manifiesto con estos datos que todas las piezas se encuentran sobredimensionadas, siendo éste, por tanto, el tratamiento que el equipo o sofware informático aplica al modelo virtual, probablemente para compensar la contracción que presenta el

material durante la solidificación. Este estudio sienta las bases para poder determinar el error que introduce el equipo en el resultado final, pudiéndose emplear para conocer la ecuación de calibración del mismo.

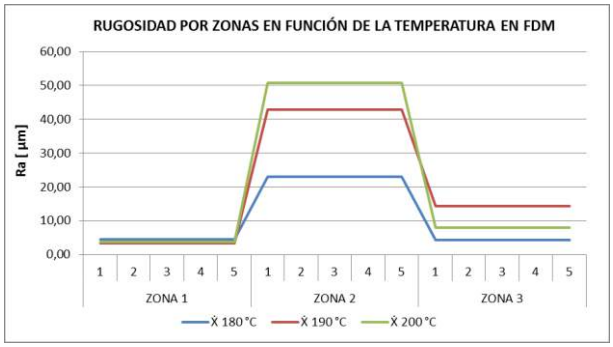


Figura 4: Promedio de Ra en función de la zona estudiada y la temperatura

Tabla 3: Promedios de resultados obtenidos de desviaciones en espesores (Δ_e), desviaciones en anchos (Δ_a), desviaciones en largos (Δ_l), volumen de porosidad (V_p), relación de porosidad en función de volumen aparente (V_p/V_{ap}), tensión máxima (σ_{max}), límite elático (σ_y), y deformación (ε)de las probetas y material empleados

T [˚C]	DESVIACIONES DIMENSIONALES			POROSIDAD		PARÁMETROS MECÁNICOS		
	Δ_e [mm]	Δ_a [mm]	Δ_l [mm]	V_p [cm3]	V_p/V_{ap} [%]	σ_{max} [MPa]	σ_y [MPa]	ε [%]
180	0.54 ± 0.12	0.58 ± 0.19	1.47 ± 0.87	0.16 ± 0.03	1.49	49.64 ± 0.71	47.46 ± 1.17	3.20 ± 0.12
190	0.58 ± 0.10	0.69 ± 0.26	1.42 ± 0.86	0.26 ± 0.09	2.38	49.51 ± 0.38	45.05 ± 2.84	3.99 ± 0.66
200	0.66 ± 0.11	0.64 ± 0.25	149 ± 0.88	0.22 ± 0.10	2.01	48.34 ± 1.97	46.31 ± 2.01	3.85 ± 1.10

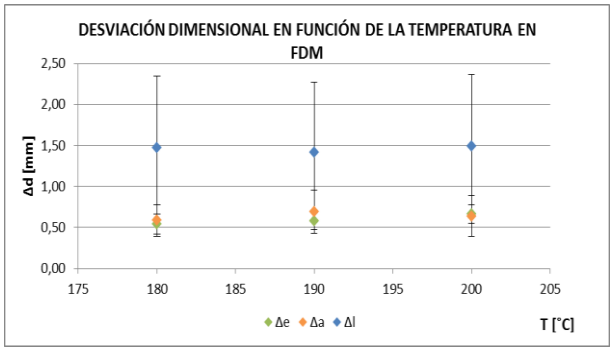


Figura 5: Promedio de desviaciones dimensionales en función de la temperatura

Por otro lado, si se atiende al volumen de poros de las piezas obtenidas, Figura 7, se aprecia que en todas las circunstancias se consiguen piezas con unos porcentajes de porosidad entre el 1.5 y 2.5 %, como se argumentó, probablemente producidas por fluctuaciones en el flujo de material durante la deposición de las diferentes capas. La porosidad que se ha podido evaluar es la porosidad ocluida, pues la porosidad abierta, queda colmatada a su vez por el fluido empleado, obteniéndose los mejores resultados a 180˚C y los peores a 190˚C. Esta porosidad puede tener repercusión, evidentemente, en los resultados mecánicos.

En la Figura 8 se representan los ensayos de tracción realizados a muestras creadas con diferentes temperaturas. Al analizarlos, se aprecia cómo la zona plástica sí se mantiene constante para todas las piezas, presentando un límite elástico muy próximo a la tensión máxima soportada, pero con relativa baja zona de cesión, especialmente para las piezas creadas a 180˚C, y sin endurecimiento por deformación, indicando que se produce una rotura frágil de las probetas.

Si se comparan los resultados obtenidos de límite elástico (σy), tensión máxima (σmax) y deformación máxima (ε) de las diferentes condiciones de extrusión, Figura 9, se puede conocer de forma más concreta la influencia que la temperatura tiene en el resultado final.

Se puede apreciar que, en términos de tensión máxima y límite elástico, los mejores resultados se consiguen a 180 ˚C, pero con la menor deformación como cabía esperar. No obstante, los resultados de todas la temperaturas están dentro de los límites de resultados recogidos en la bibliografía [21].

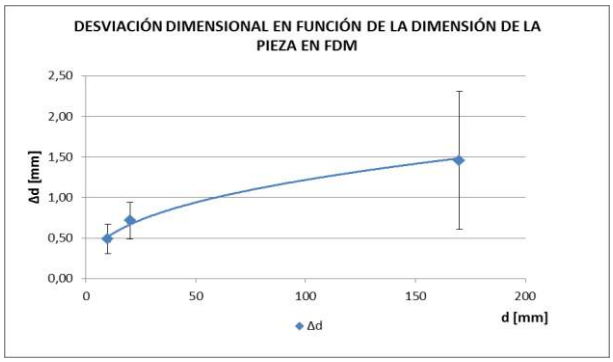


Figura 6: Promedio de desviaciones dimensionales en función de la dimensión evaluada

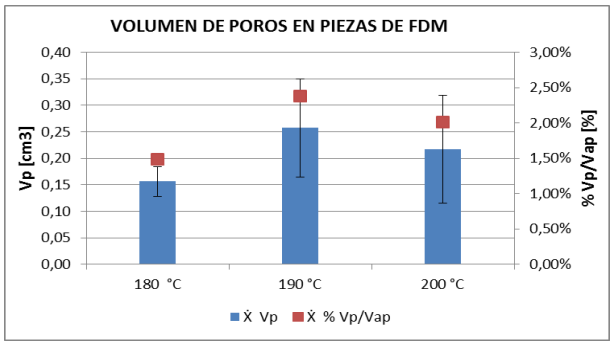


Figura 7: Promedio de porosidad y contribución porcentual de ésta con el volumen aparente en función de la temperatura de las probetas fabricadas por FDM

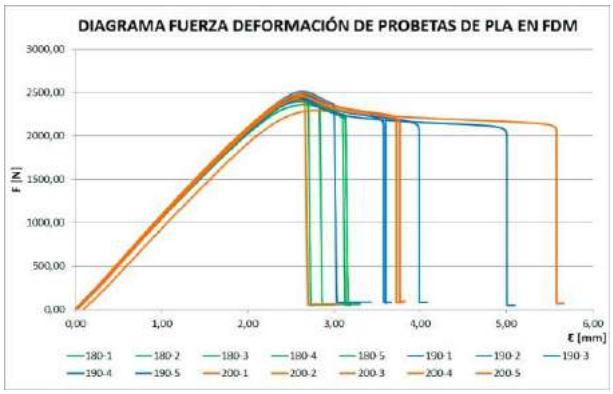


Figura 8: Curvas Tensión-Deformación en el ensayo a tracción de las probetas fabricadas por FDM

Esta variación de resultados en el comportamiento de las propiedades mecánicas en función de la temperatura puede venir ocasionada por el nivel de cristalinidad-amorfismo que presenta la estructura interna del polímero. Quizás por este motivo el fabricante recomiende la temperatura de 185 ºC como la temperatura óptima de extrusión. No obstante también se deberían de contemplar otros factores como la porosidad o degradación de las piezas por la acción de la humedad antes de confirmar dicha afirmación.

En la Figura 10 se representan los resultados de tensión máxima obtenidos en función de la porosidad de las diferentes piezas, no apreciándose una relación directa entre ambos parámetros para los rangos de temperaturas estudiados. Si se atiende a la zona de fractura, más del 65% de las piezas fracturaron por la transición entre las zonas anchas y estrecha, probablemente porque la diferencia de espesores identificados entre estas zonas sea un factor más relevante que el nivel de porosidad de las piezas.

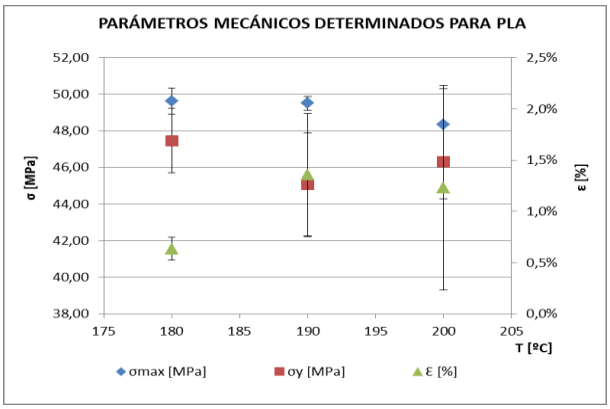


Figura 9: Parámetros determinados para PLA bajo las diferentes temperaturas de extrusión en FDM

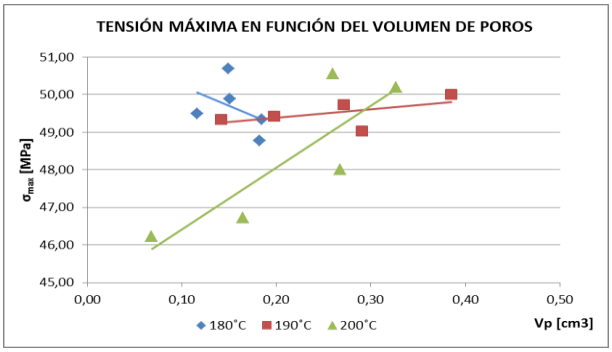


Figura 10: Tensión máxima en función del volumen de poros que presentan las probetas fabricadas por FDM

4. Conclusiones

Se ha desarrollado una metodología implementable para el estudio del rendimiento funcional de piezas fabricadas en PLA mediante técnicas FDM de AM. Dicho estudio se ha basado en la evaluación de la integridad superficial de probetas normalizadas de tracción fabricadas mediante esta tecnología, en función de la temperatura de trabajo.

Se ha establecido una clasificación defectológica cualitativa de las principales anomalías detectadas. Posteriormente se ha realizado una evaluación cuantitativa micro y macrogeométrica de las piezas, identificando las desviaciones que estas presentan. A nivel microgeométrico se han observado indicios de dependencia del resultado en función del tamaño de la pieza y no de la temperatura, donde se consiguen resultados relativamente homogéneos para todos los casos. No obstante, es la acción del paso del cabezal caliente por el plástico recientemente depositado, el que se ha identificado como el principal causante de alteración de la superficie creando unas "crestas" que ocasiona esta desviación en relación a la rugosidad superficial.

Por otro lado se ha determinado que las desviaciones dimensionales presentan nuevamente, indicios tendenciales de dependencia con el tamaño de la pieza en XY, donde nominalmente las desviaciones incrementan con el tamaño de pieza, pero que porcentualmente se ajustan mejor al modelo virtual, mientras que las desviaciones generadas con tamaños pequeños de piezas es bastante significativa.

Finalmente en cuanto a los resultados extraídos de los ensayos de tracción, se consiguen resultados relativamente homogéneos para las tres temperaturas para el rango elástico, pero presentan comportamientos no homogéneos para la zona plástica, sin apenas endurecimiento por deformación, no identificándose que exista una dependencia clara entre los resultados y la porosidad identificada.

La fractura de las piezas es una fractura frágil, fracturando la mayoría de las piezas por la transición entre las zonas anchas y estrecha (Zonas 1 y 3 con la Zona 2), no estableciéndose una relación entre el nivel de porosidad que presentan las piezas y el resultado final.

5. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad (Proyecto DPI2015-71448-R) y por la Junta de Andalucía.

6. Referencias

[1] J. Gardan, Additive Manufacturing Technologies: State of the Art and Trends, International Journal of production research, 54, (2016), 3118-3132.

[2] K.V. Wong, A.Hernandez, A Review of Additive Manufacturing, ISRN Mechanical Engineering, 2012, (2012), 10.

[3] I. Gibson, D. Rosen y B. Stucker, Additive Manufacturing Technologies. 3D Printing, 2ª Edición, Springer, (2015), ISBN: 9781493921133.

[4] A. G. Parra, M. Á. Alcón, J. Salguero, M. Batista y M. Marcos, Analysis of the evolution of the Built-Up Edge and Built-Up Layer formation mechanisms in the dry turning of aeronautical aluminium alloys, Wear, 302, (2012), 1209–1218.

[5] D. Moreno, Metodología para el Estudio Comparativo del Rendimiento Funcional de Piezas Obtenidas mediante FDM y Vacuum Casting, Cádiz: Trabajo Fin de Máster, (2016).

[6] 3D Systems, http://www.3dsystems.com, (2016).

[7] C. Chua, K. Leong y C. Lim, Rapid Prototyping: Principles & Applications, 3ª Edición, World Scientific Publishing Co, (2010), ISBN: 139789812778970.

[8] F. Cotec, Fabricación Aditiva, Gráficas Arias Montano, 1ª Ed. (2012), ISBN: 9788492933150.

[9] M. Domingo, J. M. Puigoriol, A. A. Garcia, J. Llumà, S. Borros y G. Reyes, Mechanical property characterization and simulation of fused deposition modeling Polycarbonate parts, Materials & Design, 83, (2015), 670-677.

[10] V. Vega, J. Clements, T. Lam, A. Abad y B. Fritz, The Effect of Layer Orientation on the Mechanical Properties, Journal of Materials Engineering and Performance, 20, (2011), 978-988.

[11] M. Montero, S. Roundy, D. Odell, S. H. Ahn y P. K. Wright, Material Characterization of Fused Deposition Modeling (FDM) ABS by Designed, Society of Manufacturing Engineers, (2001).

[12] A. Bellini y S. Güçeri, Mechanical characterization of parts fabricated using fused deposition modeling, Rapid Prototyping Journal, 9, (2003), 252-264.

[13] AENOR, UNE 116005; Fabricación por adición de capas en materiales plásticos. Fabricación aditiva. Preparación de probetas, (2012).

[14] M. Kaveh, M. Badrossamay, E. Foroozmehr y A. Hemasian, Optimization of the printing parameters affecting dimensional accuracy and internal cavity for HIPS material used in fused deposition modeling processes, Journal of Materials Processing Technology, 226, (2015), 280-286.

[15] S. H. Masood y J. L. Bhowmik, Optimization of fused deposition modeling process parameters: a review of current research and future prospects, Advances in Manufacturing, 3, (2015), 42-53.

[16] G. Ashu, B. Anirban y B. Ajay, On Surface Finish and Dimensional Accuracy of FDM Parts after Cold Vapor Treatment, Material and Manufacturing Process, 31, (2016), 522-529.

[17] A. Boschetto y L. Bottinia, Design for manufacturing of surfaces to improve accuracy in Fused Deposition Modeling, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 37, (2014), 103-114.

[18] 3D System, Safety Data Sheet according to Regulation (EC) No 1907/2006 (REACH) Cube PLA plastic, (2013).

[19] AENOR, UNE EN ISO 4287, Especificaciones geométricas del producto (GPS), (1999).

[20] AENOR, Normas UNE-EN ISO 527: 1996-1997. Plásticos. Determinación de las propiedades en tracción, (1997).

[21] MatWeb, http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=ab96a4c0655c4018a8785ac4031b9278, (2016).

Estudio experimental del efecto de bruñido sobre la vida a fatiga de probetas de acero AISI 1038

R. Jerez Mesa[1], G. Gómez Gras[2], J.A. Travieso Rodríguez[3], J. Llumà Fuentes [4], O. Casadesús[5], M. Madueño Guerero[6]

[1]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. ramon.jerez@upc.edu

[2]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. giovanni.gomez@upc.edu

[3]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. antonio.travieso@upc.edu

[4]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Cien de Mat e Ing Metalúrgica. jordi.lluma@upc.edu

[5]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. oriol.casadesus@estudiant.upc.edu

[6]EEBE. Universitat Politècnica de Catalunya. Dpto. de Ingeniería Mecánica. manel.madueno@estudiant.upc.edu

El bruñido es una operación de acabado por deformación plástica que se ejecuta con herramientas dotadas de elementos indentadores capaces de transmitir una fuerza controlada. Este proceso es conocido por su capacidad de causar un triple efecto sobre la superficie tratada, incrementando su dureza superficial, disminuyendo su rugosidad media, e introduciendo tensiones residuales a compresión hasta capas más bajas del material. Las referencias científicas que estudian el proceso evalúan en su mayoría la medida en que estas mejoras se producen, pero sin embargo, existe aún un amplio campo de estudio para profundizar en cómo se manifiestan estas mejoras en aspectos de segundo orden, como puede ser el comportamiento a fatiga de las piezas tratadas con el bruñido. En este artículo se toma como foco de estudio la vida a fatiga de probetas de acero bruñidas bajo diferentes condiciones, a través de la elaboración de las curvas de Wöhler correspondientes. Las condiciones de bruñido aplicadas permiten interpretar los resultados en términos de la influencia del grado de trabajo de deformación en frío que sufre el material, y son la antesala para próximos estudios más amplios donde se exploren una mayor combinación de valores de parámetros de bruñido. Se concluye que una mayor cantidad de trabajo en frío mediante la herramienta de bruñido diseñada por los autores, provoca un aumento de la vida de fatiga de las probetas tratadas, respecto de los resultados obtenidos en probetas no bruñidas.

1. Introducción

El bruñido es una operación de acabado por deformación plástica por acción de un indentador de geometría variable, que rueda libremente sobre la superficie objetivo ejerciendo una fuerza de valor controlado. Este proceso es conocido por su facilidad de aplicación –en la misma máquina en la que se ejecuta el mecanizado de la pieza objetivo– y su efecto combinado de disminución de la rugosidad superficial, aumento de la dureza y las tensiones residuales compresivas de la pieza [1]. Este efecto integral que se puede conseguir sobre una pieza ejecutando únicamente un proceso posiciona al bruñido con una ventaja favorable respecto de otros procesos de acabado.

Las referencias clásicas sobre bruñido centran su análisis principalmente en la relación entre los parámetros del proceso aplicados y los resultados obtenidos en base a la rugosidad y durezas superficiales finales de las piezas. Puede pensarse que esto se debe a que una de las aplicaciones iniciales del proceso fue la de mejorar la integridad superficial de las piezas para minimizar el desgaste en ejes y árboles, o a la optimización del acabado de moldes [2]. Como consecuencia, la caracterización de la influencia de los parámetros de bruñido sobre otros parámetros que no pueden ser medidos directamente, como la vida a fatiga, ha sido estudiada en menor medida. Hassan (1996) compararon la vida a fatiga de probetas de aluminio y latón puros comerciales sin bruñir y tras ser bruñidos con 150 N de fuerza [3]. El alargamiento de la vida a fatiga de las probetas bruñidas fue explicado por los autores como una consecuencia de las tensiones residuales a compresión introducidas por el proceso.

Estudios posteriores dieron lugar a estudios de caso más completos en tanto que introdujeron nuevos factores a tener en cuenta en el análisis. Prevey [4] Ensayaron probetas de aluminio AA-7075-T6 a fatiga, en atmósferas de aire salino, para evaluar el efecto del bruñido sobre la corrosión. El bruñido demostró alargar la vida a fatiga de probetas en todos los casos, y especialmente en aquellos ensayos realizados en ambiente salino, por lo que se concluyó que el bruñido permite también mejorar la resistencia a la corrosión de ciertos materiales [4].

Otros autores, como Seemikeri [5], aplicaron el diseño de experimentos para introducir una mayor cantidad de factores en el sistema, sobre probetas de acero AISI 1045. La fuerza resultó ser el parámetro más influyente en el alargamiento de la vida a fatiga, seguida de la velocidad de bruñido y la interacción entre ésta y el diámetro de la bola [5]. Aviles [6] ensayaron el mismo material, llegando a conclusiones similares [6]

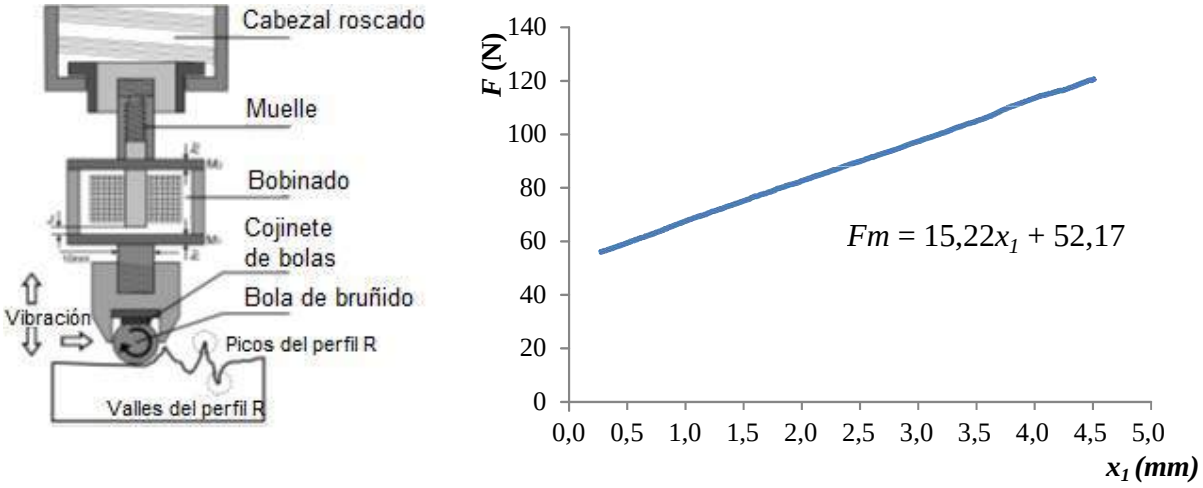
Por otro lado, Majzoobi [7] compararon la influencia del bruñido sobre la vida a fatiga de probetas de aluminio AA-7075-T6 con el del granallado, llegando a la conclusión de que el bruñido permitía aumentar la vida a fatiga de dichas probetas en un 21,25%, pero sólo para fatiga en altos ciclos, esto es, para niveles de tensión bajos que den lugar a vidas superiores a los 10^4 ciclos [7]. Los autores atribuyen este comportamiento al defecto superficial en forma de parches superpuestos que el bruñido puede provocar sobre la superficie tratada, que actúan como concentradores de tensión, y que pueden acelerar la rotura de la probeta. Estos resultados se alinean con los obtenidos por otros autores sobre materiales como el INCONEL 720 [8] o Ti-6Al-4V [9].

En base a estos resultados, en este trabajo se evalúa la influencia del bruñido sobre los resultados de la vida a fatiga de probetas de acero AISI 1035, ejecutando el proceso con una herramienta preparada para trabajar en dos regímenes, tanto el convencional sin asistir como el asistido por vibraciones. Este estudio se corresponde, pues, con una primera etapa de aproximación al problema, que será completada en el futuro con los resultados de la influencia del proceso asistido por vibraciones.

2. Materiales y métodos

2.1. Herramienta de bruñido

La herramienta empleada fue diseñada, fabricada y caracterizada por Gómez-Gras [10]. Como se puede ver en la figura 1a, la herramienta es acoplada a la máquina a través de un cono ISO o roscada directamente sobre el cabezal giratorio de la fresadora. En este sistema de anclaje se incluye un muelle alojado en el interior de la herramienta, cuya compresión calibrada permite regular in situ la fuerza nominal ejercida durante el proceso. Esta curva (figura 1b) tiene relación directa con la constante del muelle, y es por este motivo que muestra un comportamiento explicado por la Lay de Hooke.



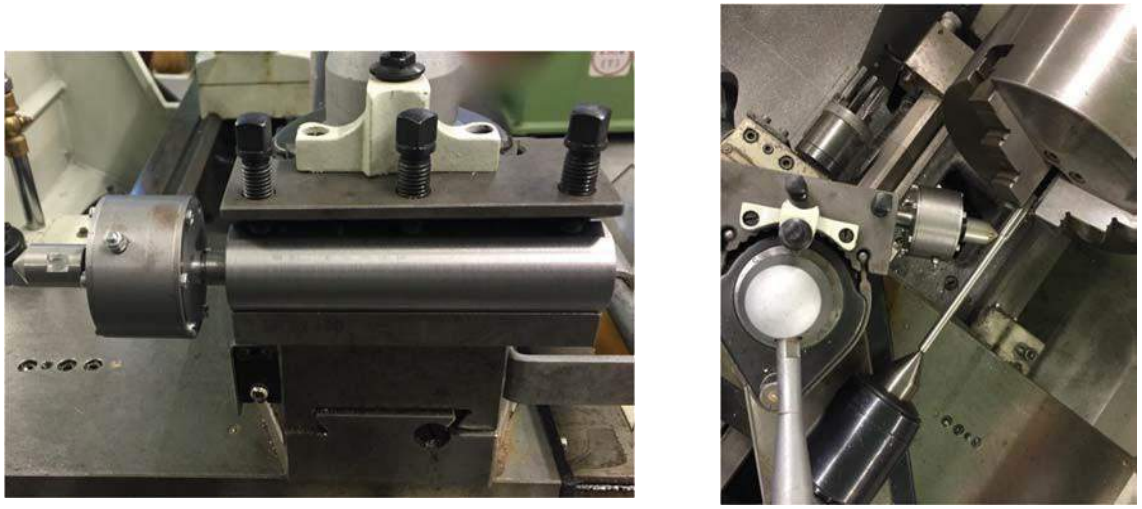
(a) (b)

Figura 1: Herramienta empleada para los ensayos. (a) Representación esquemática. (b) Zona lineal de la curva de calibración.

Aguas abajo del muelle, puede observarse la presencia de un espacio reservado para una bobina que, excitada por un generador externo, permite hacer vibrar las dos placas M1 y M2, asistiendo así el proceso [11,12]. El sistema descrito está finalizado por un elemento portante con un rodamiento de bolas simple donde se apoya la propia bola de bruñido de diámetro 10 mm, que se encarga de transmitir la fuerza que produce la deformación plástica de los picos de la superficie.

Esta herramienta base fue ligeramente modificada para poder adaptarla a torno, mediante la fabricación de un adaptador para el portaherramientas de la máquina (figura 2a). Por otro lado, se introdujo una segunda modificación del diseño geométrico para poder instalar en la punta de la herramienta una bola de diámetro 6 mm que permitiera bruñir las probetas de fatiga, tal y como se explicará en el siguiente subapartado. Para ello, se

mecanizó en el taller un nuevo vástago con un carril para bolas de diámetro 2 mm que sirvieran de rodamiento, y sobre las que se apoya la bola de 6 mm para ejecutar el proceso.



(a) (b)

Figura 2: Ensamblaje del conjunto herramienta y portaherramienta en el torno. (a) Vista general. (b) Vista superior donde se puede ver el proeso de bruñido del radio de acuerdo de las probetas.

2.2. Descripción de los ensayos de fatiga

Las probetas para la ejecución de los ensayos de fatiga fueron mecanizadas a partir de barras calibradas de 12 mm de diámetro de acero AISI 1035, fabricadas a través de un proceso de laminado. Las probetas se mecanizaron a una longitud de 146 mm, y se redujo el diámetro de uno de sus extremos a 8 mm, con un radio de acuerdo entre las dos secciones del cilindro de 3,5 mm. Esta probeta fue expresamente para la máquina de ensayos de fatiga disponible con dimensiones aptas para hacer viable el bruñido exacto sobre el área de concentración de tensiones con la herramienta de bola disponible (figura 2b).

Para ejecutar los ensayos, se empleó una máquina para ensayo a fatiga por flexión rotativa GUNT WP 140. Esta máquina permite regular y aplicar una fuerza vertical sobre el punto extremo de la probeta, al mismo tiempo que un motor de 0,37 kW hace girar la probeta a 2800 min^{-1}, generando así una tensión originada por un momento flector variable en el tiempo.

Para la elaboración de las curvas de Wöhler, se ensayaron las diferentes probetas aplicando fuerzas puntuales de 180 N, 190 N, 200 N, 210 N, 220 N y 230 N, que serían transformadas posteriormente a tensión mediante la ecuación (1), teniendo en cuenta la geometría circular de la sección de la probetas.

$$a_{Mf} = \frac{32M_f}{n \cdot d^3} \quad (1)$$

donde M_f es el momento flector aplicado en cada sección de la probeta, y d es el diámetro de la misma.

Tabla 1: Correspondencia entre la fuerza externa aplicada, momento flector y tensión de las probetas de ensayo.

Fuerza (N)	M_f (N·m)	σ_{Mf} (MPa)
180	18,09	360
190	19,10	380
200	20,10	400
210	21,11	420
220	22,11	440
230	23,12	460

Se ensayaron probetas en tres condiciones diferentes, a saber: sin bruñir, bruñidas con 90 N y una pasada y cinco pasadas. Para cada condiciíon, y cada nivel de fuerza, se efectuaron seis repeticiones de cada experimento, tal y como se recomienda en Lee para estudios preliminares de fatiga (2005:109) [13]. Para cada curva se realizaron, pues, un total de 36 ensayos.

3. Resultados

3.1. Curvas de Wöhler

Las curvas de Wöhler para las tres condiciones de tratamiento de la probeta han sido representadas en la figura 3. Los puntos que conforman las curvas para cada nivel de tensión y cada condición de bruñido representan la media artimética de las seis repeticiones efectuadas para cada combinación. Como puede observarse, las características del ensayo, aplicando fuerzas en el rango seleccionado para este estudio de tipo preliminar, y la geometría de las probetas diseñadas, las curvas de Wöhler resultantes muestran que el análisis se enmarca a un régimen de trabajo de fatiga a altos ciclos (lo que se conoce con el término anglosajón de *high cycle fatigue*, HCF). En efecto, en todas las probetas ensayadas, y para todos los niveles de tensión impuesta por momento flector, los ciclos a rotura son superiores a 10^3.

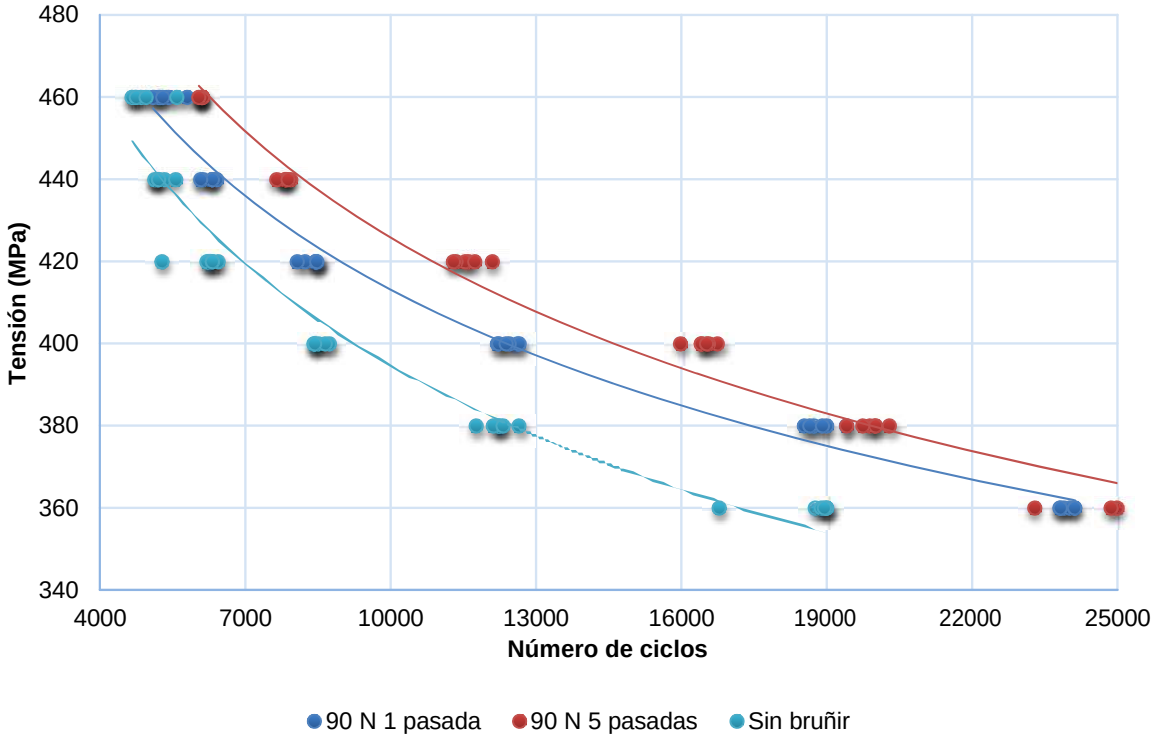


Figura 3: Curvas S-N de las probetas ensayadas.

Las ecuaciones de las curvas S-N están indicadas en la tabla 2. Estas ecuaciones han sido obtenidas por regresión por mínimos cuadrados, y revelan una alta consistencia de los resultados obtenidos, al tener coeficientes de correlación muy próximos al 100%. En este sentido, el bruñido se muestra como una tecnología válida para el aumento de la vida a fatiga de aceros similares al empleado para este artículo. Sin embargo, hay que tener en cuenta que para estos experimentos sólo se ha bruñido la probeta en el área de la zona de acuerdo entre sus dos secciones principales, y por tanto se han eliminado del análisis factores como la rugosidad superficial, que influye también en la vida a fatiga de las piezas.

Tabla 2: Curvas de fatiga obtenidas por regresión por mínimos cuadrados.

Condiciones	Curva fatiga	R^2
Sin bruñir	$S=1889{,}5\cdot N^{-0.17}$	94,8%
90 N, 1 pasada	$S=1654\cdot N^{-0.151}$	98,6%
90 N, 5 pasadas	$S=1950\cdot N^{-0.165}$	97,8%

De los resultados obtenidos, puede verse en primer lugar que el bruñido del radio de acuerdo de las probetas tratadas aumenta la vida a fatiga de las mismas de manera considerable, siendo esta mejora más visible para un mayor tiempo de bruñido o número de pasadas equivalentes. Este resultado tiene sentido si se tiene en cuenta que cuanto más tiempo se mantenga la herramienta en contacto con el material, mayor es el trabajo de deformación en frío de su superficie, y menor la probabilidad de que se inicien grietas de fatiga en las probetas. Así, el aumento de la vida a fatiga puede ser atribuido al hecho de que el material comprimido prevenga que los esfuerzos de

tracción que permiten la propagación de la grieta permitan dicho mecanismo [14]. Por otro lado, el tiempo de exposición y la fuerza aplicada parecen ser suficientemente bajos como para que no se produzca un efecto adverso en la superficie, dañándola, y fomentando en consecuencia el efecto contrario al deseado. Este efecto adverso ha sido observado en algunos casos en los que los parámetros de bruñido han ido en detrimento de la integridad superficial de las probetas, actuando como microconcentradores de tensión, y contribuyendo negativamente a su vida a fatiga [6].

4. Conclusiones

En este artículo se han llevado a cabo unos sencillos experimentos para aproximarse a la influencia del bruñido en la vida a fatiga de probetas de acero al carbono ASI 1038. En vista de los resultados analizados, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1) La vida a fatiga de probetas de acero AISI 1038 se ha visto aumentada al bruñir el área prevista de rotura con una fuerza de 90 N. Por tanto, puede decirse que aplicando fuerzas de bruñido relativamente bajas, puede obtenerse una mejora significativa de la vida a fatiga.

2) El aumento del trabajo de deformación en frío de las piezas permite alargar su vida a fatiga. En este artículo, se consiguió este aumento mediante un mayor tiempo de contacto de la herramienta con la zona bruñida, o lo que es lo mismo, aumentando el número de pasadas de la operación.

3) Los resultados estadísticos de las curvas de fatiga obtenidas permiten afirmar que el bruñido es un prioceso suficientemente consistente como para aumentar la vida a fatiga de manera fiable.

Con estos resultados, se concluye que es de interés analizar la influencia del bruñido sobre la vida a fatiga, y abren la puerta a llevarse a cabo un mayor número de ensayos cubriendo un rango más amplio de parámetros de bruñido.

5. Referencias

[1] J. A. Travieso-Rodríguez, G. Dessein, H. A. González-Rojas. Improving the surface finish of concave and convex surfaces using a ball burnishing process. Materials and Manufacturing Processes, 26, 12 (2011), 1494-1502.

[2] F. J. Shiou, C. H. Chen. Freeform surface finish of plastic injection mold by using ball-burnishing process. Journal of Materials Processing Technology, 140, 1 (2003) 248-254.

[3] A. M. Hassan, A. S. Al-Bsharat. Improvements in some properties of non-ferrous metals by the application of the ball-burnishing process. Journal of Materials Processing Technology 59, 3 (1996), 250-256.

[4] P. S. Prevey, J. Cammett. Low cost corrosion damage mitigation and improved fatigue performance of low plasticity burnished 7075-T6. Journal of Materials Engineering and performance 10, 5 (2001), 548-555.

[5] C. Seemikeri, P. Brahmankar, S. Mahagaonkar. Investigations on surface integrity of AISI 1045 using LPB tool. Tribology International 41, 8 (2008), 724-734.

[6] R. Aviles, J. Albizuri, A. Rodriguez, L. N. López de la Calle. Infuence of low plasticity ball burnishing on the high-cycle fatigue strength of medium carbon AISI 1045 steel. International Journal of Fatigue 55 (2013), 230-244.

[7] G. Majzoobi, K. Azadikhah, J. Nemati. Effects of deep rolling and shot peening on fretting fatigue resistance of aluminum-7075-T6. Materials Science and Engineering: A. 516, 1 (2009), 235-247.

[8] P. S. Prevéy. The effect of cold work on the thermal stability of residual compression in surface enhanced IN718. (2000) LAMBDA RESEARCH CINCINNATI TECHNICAL REPORT.

[9] I. Altenberger, R. K. Nalla, Y. Sano, L. Wagner, R. O. Ritchie. On the effect of deep-rolling and laser-peening on the stress-controlled low-and high-cycle fatigue behavior of Ti–6Al–4V at elevated temperatures up to 550ºC. International Journal of Fatigue 44 (2012), 292-302.

[10] G. Gómez-Gras, J. A. Travieso-Rodríguez, H. A. González-Rojas, A. Nápoles-Alberro, F. J. Carrillo, G. Dessein. Study of a ball-burnishing vibration-assisted process. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture, 229, 1 (2014), 172-177.

[11] J. A. Travieso-Rodríguez, G. Gómez-Gras, J. Jorba-Peiró, F. Carrillo, G. Dessein, J. Alexis, H. G. Rojas. Experimental study on the mechanical effects of the vibration-assisted ball-burnishing process. Materials and Manufacturing Processes, 30, 12 (2015), 1490-1497.

[12] J. A. Travieso-Rodriguez, G. Gomez-Gras, G. Dessein, F. Carrillo, J. Alexis, J. Jorba-Peiro, N. Aubazac. Effects of a ball-burnishing process assisted by vibrations in G10380 steel specimens. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 81, 9-12 (2015), 1757-1765.

[13] Lee et al. Fatigue testing and analysis, Ed. Elsevier (2015). ISBN: 0750677198.

[14] T. Nicholas. Critical issues in high cycle fatigue. International Journal of Fatigue, 21, (1999), S221-S231.

Aumento de la competitividad, la sostenibilidad y la sustentabilidad en la obtención de artículos metálicos por el método de vertido vibratorio

R. P. Sánchez Figueredo[1], A. B. García Domínguez[2], R. Pérez Rodríguez[3], F. H. Oviedo Fierro[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Holguín. "Oscar Lucero Moya" rigo@facing.uho.edu.cu*

[2]*Universidad de Camagüey "Ignacio Agramontés". asdrubal.garcia@reduc.edu.cu*

[3]*Centro de Estudios CAD CAM. Universidad de Holguín "Oscar Lucero Moya". roberto.perez@facing.uho.edu.cu*

[4]*Departamento de Materiales. Lab. de Fundición Escuela Politécnica Nacional "Rubén Orellana". fausto.oviedo@epn.edu.ec*

La propia naturaleza de los procesos de manufactura de artículos fundidos genera altos costos de manufacturas por el bajo rendimiento metálico generado por las grandes dimensiones de las mazarotas en los fundidos de acero, alto índice de rechazo por conceptos poros y sopladuras y por la desmodificación del caldo metálico en la producción de fundidos de hierro de alta resistencia con grafito esferoidal. Este trabajo versa sobre la novedad de diseño y construcción de un entorno tecnológico alternativo para la producción competitiva, sostenible y sustentable de fundidos sanos de inclusiones no metálicas, constituido por un fusor multipropósito capaz de gasificar el fuel oíl y una plataforma vibratoria sobre la cual se colocan los moldes en el momento de ser vertidos y se logra entre otras ventajas que las estructuras de menor peso específico como los poros, sopladuras e inclusiones no metálicas suban a la superficie, obteniéndose piezas sanas, disminuyendo el índice de rechazos por porosidad y escoreidad. Además, estas vibraciones provocan que las líneas de rechupes tiendan a la horizontal, permitiendo de esta manera disminuir el tamaño de las mazarotas, aumentando el rendimiento metálico de los fundidos y logra que el enfriamiento y la solidificación ocurran antes de la acción des modificadora del, eliminando la pérdida metálica por este concepto. Este método es un aporte novedoso para la industria metalúrgica universal porque logra el aumento de la competitividad, sostenibilidad y sustentabilidad en los procesos de fundición de metales ferrosos y no ferrosos.

1. Introducción

La industria Metalmecánica es fundamental para la fabricación de la base tecnológica necesaria en el desarrollo del país, por la propia naturaleza de los procesos tecnológicos que la conforman constituye una de las ramas industriales con mayor costo de producción, destacándose en este sentido los fundidos de aleaciones ferrosas, dentro de las cuales tiene una amplia repercusión industrial las llamadas fundiciones, entre ellas , fundición gris, fundiciones maleables, con grafito vermicular y fundiciones con grafito esferoidal. Sobre la producción de fundidos con grafito esferoidal y su aplicación en la industria metalmecánica por el método alternativo de vertido vibratorio, versa esta investigación. La Empresa Fundición de Hierro y Acero (EFHA), es una de las pocas entidades en el país que produce aunque en poca proporción hierro con grafito esferoidal, la misma está ubicada en la carretera de San Germán Km 3 ½, Holguín, fue fundada en julio de 1980 y redimensionada en el año 2003 y consta de dos talleres fundamentales para su producción. El taller de producciones ferrosas con un horno de cuba alta discontinuo de 700 mm de diámetro interior. La capacidad calculada del mencionado taller es de 360 toneladas al año. Se producen piezas principalmente para la Industria Mecánica, las fábricas de combinadas cañeras "60 Aniversario de la Revolución de Octubre" KTP y La IMPAG "Héroes 26 de Julio", otras entidades del MINDUS, el GP AZCuba, el MINTUR, el MINEM, entre otras. El moldeo se realiza en cajas metálicas de dimensiones 1000 x 800 x 300 mm y 630 x 500 x 250 mm y se utilizan mezclas en verde. En la actualidad, la carga para la producción del hierro fundido gris presenta la siguiente composición: 70% de chatarra de hierro y 30 % de retorno.

La producción actual de fundidos con grafito esferoidal, se ve limitada por el bajo rendimiento metálico, alto índice de rechazo y alta pérdida metálica por desmodificación, que actúan desfavorablemente en el RTG,

provocados porque no se ha logrado disminuir la velocidad de solidificación en relación al tiempo de desmodificación, generando un bajo nivel de modificación del hierro gris.

Los Beneficios esperados se centran en establecer una instrucción tecnológica que permita el aumento del rendimiento tecnológico general en la obtención de hierro con grafito esferoidal por el método de vertido dinámico, teniendo en cuenta la velocidad de vibración de manera competitiva, sostenible y sustentable.

2. Desarrollo

Realizamos esta investigación, comenzando por un análisis de los parámetros que influyen en la obtención del hierro con grafito esferoidal.

Parámetros que influyen sobre la obtención del hierro con grafito esferoidal

Según (Dijon, 1999; Dunks, 1976), para el buen desempeño del proceso de obtención se requiere tomar en consideración varios parámetros importantes como son la temperatura de vertido, tiempo de vertido, factor de solución, composición química del nodulizante, granulometría, cámara de reacción, diseño del sistema de alimentación, eficiencia del magnesio, peso de la colada, porcentaje de magnesio requerido en la pieza y la cantidad de aleación nodulizante. A continuación se explican con detalle cada uno de ellos:

Temperatura de vertido

El control de la temperatura de vertido es de suma importancia en este proceso, ya que de ella depende en gran medida la disolución del nodulizante, limpieza de la pieza, la nodularidad de la pieza y por lo tanto la eficiencia del magnesio.

En estudios realizados por (Bakkerus, 1995) sobre el efecto de la temperatura de vertido en el proceso sobre la nodularidad, se revela que en el rango de 1365 – 1450 °C no existe efecto adverso alguno de gran significación (preferentemente en la región de 1425-1450 °C). Con temperaturas menores a 1360 °C, pueden surgir problemas como aleación no disuelta, conjuntamente con defectos de escoria, uniones frías y otros. La velocidad de formación de óxidos sólidos se incrementa conforme a la disminución de la temperatura.

Según (Castledine, 1998; Cenkebich, 1999). La temperatura más importante relacionada con el proceso, es la del metal al salir de la cámara de reacción. Durante el vertido de la cazuela al molde se pierden de 50 a 60 °C y otros de 20 a 30 °C durante el flujo desde el tragadero hasta los canales de entrada a la cámara de reacción, entonces, la temperatura de entrada del metal a la cámara de reacción es aproximadamente 80 oC menor que la temperatura de vertido. Por esta razón, se requiere una temperatura de vertido mayor que en los otros procesos para producir hierro con grafito esferoidal. Bajo las condiciones de la EFHA de Holguín, se propone una temperatura de salida del metal del horno de 1450 oC, ésta permitirá que sumando las pérdidas de temperatura, la temperatura de salida de la cámara de reacción será de alrededor de 1370 oC, valor aceptable según referencias bibliográficas.

Es importante controlar el nivel de azufre del metal base, ya que interviene en la eficiencia del magnesio, es decir en la economía del proceso, así como en la obtención de una nodularidad aceptable en las piezas. Para este proceso (Abramov, 1983; Girchovib, 1982; Karsay, 1992) recomiendan un nivel de azufre de 0.015% para así minimizar el uso de la aleación nodulizante.

Pueden utilizarse mayores valores de azufre, pero tendrán que ser empleados mayores niveles de magnesio, con una posible tendencia a formar escorias de sulfuro de magnesio, silicatos de aluminio-magnesio y por lo tanto defectos y un aumento del costo.

El % de azufre, elemento difícil de controlar según las características del proceso de fusión de la fundición Acero-Hierro se encuentra en un 50% por encima de lo recomendado.

Producto de la ausencia de arrabio y la introducción de chatarra de hierro rica en azufre, en datos tomados en el año 2001 el contenido medio de azufre en el metal producido en la Empresa de Fundición de Acero - Hierro era de 0.067%, aumentando este en 44.77% con relación al contenido de azufre promedio controlado en el año 1998.

Debido a que existe una gran afinidad entre el azufre contenido en el metal base y el magnesio contenido en el nodulizante adicional, durante el tratamiento se desarrollan ciertas reacciones químicas, una de ellas es la expresada por la ecuación (1).

$$S + Mg \Rightarrow MgS \qquad (1)$$

De la estequiometria de esta reacción se puede deducir el % de magnesio necesario para neutralizar el efecto nocivo del azufre sobre la nodulización (2).

$$\%Mg = \%S \; x \; 0.76 \tag{2}$$

Donde el % de Mg necesario para neutralizar el efecto nocivo del azufre.

Concentración de azufre en la aleación base: %S

Velocidad de vertido.

Es factible el cálculo de la velocidad de vertido si se tiene como guía las recomendaciones de (Dunks, 1976). Aunque la bibliografía plantea, que ésta se puede adecuar a las condiciones de cada planta y realizar los cálculos de los otros parámetros a partir de un valor prefijado de la velocidad de vertido.

Se puede afirmar categóricamente que en caso de no existir experiencia en ese sentido se puede tomar como valor de la velocidad de vertido el resultado del cálculo recomendado por (Dunks, 1976), como punto de partida y luego adecuar la misma en dependencia de las condiciones propias de la planta. Teniendo en cuenta el tipo de vertido, cazuela utilizada, habilidad de los operarios, durante el desarrollo del proceso (Dunks, 1976; Davis, 1990), ya que influye en el tiempo de vertido de la pieza, en el factor de solución empleado y por consiguiente en la velocidad de disolución de la aleación. La velocidad de vertido se puede determinar por la expresión (3).

$$Vv = \frac{Pc}{Tv} \tag{3}$$

Dónde: Vv: Velocidad de vertido; Pc: Peso total de la pieza (colada); Tv: Tiempo de vertido.

Es claro que al aumentar la velocidad de vertido se reduce el tiempo de vertido. En otro caso, (Gorshkob, 1978) recomienda partir del cálculo del tiempo de vertido y luego se determina sobre la base de este, la velocidad de vertido. La velocidad de vertido se puede modificar según (Ossan), variando el diámetro del embudo y tragadero del sistema de alimentación de la colada. En este caso para la determinación de la velocidad de vertido partimos del cálculo de tiempo de vertido por la fórmula (4).

$$T = S\sqrt{G \bullet K} \tag{4}$$

Dónde: G: Masa de la pieza en Kg; K: Coeficiente que incluye la pérdida del metal en sistema de alimentación y mazarotas (1.41); Tv: Tiempo de vertido; S: Coeficiente que se determina por tablas y depende del espesor medio de las paredes.

Tiempo de vertido: Es otro factor importante que debe considerarse durante el desarrollo del proceso para producir buenas piezas .En general, los tiempos de vertido son directamente controlados por el sistema de alimentación. Como se mencionó anteriormente, el tiempo de vertido afecta directamente a la velocidad de vertido e indirectamente a la velocidad de disolución de la aleación nodulizante. Plantea (Kobalevich, 1999) que para una velocidad de vertido constante, el tiempo de vertido se incrementa conforme al peso de la pieza.

Causas que provocan el bajo rendimiento tecnológico general y el alto costo de los procesos tecnológicos que intervienen en la obtención del hierro con grafito esferoidal Las condiciones en la EFAH se caracterizan por disponer para el caso de las producciones ferrosas, de un horno de cuba alta, discontinuo de 700 mm de diámetro interior con una capacidad de sangrado de 1000 Kg de caldo de hierro gris, que comienza a perder temperatura inmediatamente después de ser vertido en la cazuela de distribución a una velocidad promedio de 8o C por minuto, lo que constituye una pérdida de 132.8oC durante los 16.6 minutos de análisis y cálculo de los parámetros necesarios en la obtención de hierro con grafito esferoidal.

Esto provoca según (Sánchez R.P. 2002) que la pérdida de la temperatura tecnológica de modificación, obteniéndose solo 150 Kg de peso de hierro con estructura esferoidal, condición que no permite realizar esta producción a escala industrial por su baja productividad, elevado costo y baja competitividad.

Tecnología alternativa vibratoria en la producción de artículos de aleaciones no ferrosas

El cobre y sus aleaciones se funden en hornos-llamas o de crisol utilizando crisoles de grafito o carburos de silicio, teniendo como particularidad que el cobre y los metales aleantes al reaccionar con el hidrógeno se forma metal libre más vapor de agua según las siguientes reacciones:

$$Cu2 + 2\,H \rightleftharpoons 2\,Cu + H2O$$

$$SnO2 + 2\,H2 \rightleftharpoons 2\,H2 + Sn + 2\,H2O$$

Lo cual trae como consecuencia que no se puedan obtener fundidos sanos de poros y sopladuras por métodos de fundición, producto que los vapores de agua quedan dentro del caldo metálico, generando poros que aumentan de la periferia al centro, que junto a la composición química de la aleación influyen en la variación de la densidad de los fundidos en los límites de 8,4 hasta 9,3 g/cm3.

El encarecimiento de los procesos de fundición producto de la aparición de poros y sopladuras por la presencia de vapor de agua y la variación de la densidad, lo eliminamos construyendo una plataforma de chapas y vigas de acero de 6000 X 4000 mm con un vibrador ensamblado en el centro y 4 patas de 300 mm de altura con muelles. Como muestra la figura 1.



Figura 1. Ventana de propiedades del documento

Con el vibrador se aplican las cargas de frecuencia de vibración tecnológicamente exigidas a la plataforma, sobre la cual se realiza el vertido de los moldes, durante este proceso las partículas de menor peso específico suben a la superficie (gases de CO, CO2, H2, O2, etc.) eliminando la efervescencia es decir calmándolo, los vapores de agua y las inclusiones no metálicas, obteniendo fundidos libres de poros, sopladuras e inclusiones no metálicas.

Resultado del análisis

Los análisis de estas instrucciones tecnológicas aplicadas en la Empresa Mecánica del Níquel “Gustavo Machín Hoed de Beche” y Empresa de Fundiciones Acero – Hierro de Holguín, demuestran que una de las causas del alto costo de producción de fundidos de grafito esferoidal, es el bajo Rendimiento Tecnológico General del Proceso de elaboración por:

a) El caldo metálico comienza a desmodificarse inmediatamente después de ser vertido en el molde y esto provoca que las piezas vuelvan a su estructura inicial de hierro gris.

b) El tiempo de desmodificación es menor al de solidificación del fundido, lo que no permite una modificación total de la colada en la obtención de grafito esferoidal.

c) La pérdida de la temperatura tecnológica menor a 1375ºC, provoca un bajo aprovechamiento del caldo metálico.

Todos estos factores desfavorables provocan que el RTG para la obtención de 1 ton de fundido con grafito esferoidal sea solo de 53,41%, analizando la eficacia y la eficiencia, por separado de todos los factores que determinan el costo de la Producción del fundido, como son la calidad de las materias primas y materiales auxiliares, combustibles, aditivos, etc.

Análisis de la influencia de la velocidad de vibración en el RTG para la obtención de hierro con grafito esferoidal por el método de vertido vibratorio.

Los resultados del análisis implican que para la producción competitiva de hierro con grafito esferoidal, se debe aumentar el Rendimiento Tecnológico General disminuyendo el índice de rechazo y el peso del metal desmodificado, por lo que la tecnología propuesta debe disminuir el tiempo de solidificación, logrando un alto aprovechamiento del caldo metálico, para el cumplimiento de estos objetivos se aplica la instrucción tecnológica dinámica siguiente.

Sobre la plataforma de vertido vibratorio figura 1 se colocan los moldes a verter. Como se indicara en la instrucción en el momento de ser vertido los moldes se enciende el vibrador y se realiza el vertido, lo cual

permite disminuir el tiempo de solidificación de la pieza , por la acción de agitación provocada por la vibración que propicia un aumento de la perdida de temperatura, producido por el intercambio de calor entre las capas del caldo metálico, es decir aumenta la velocidad de enfriamiento y solidificación de los fundidos de hierro con grafito esferoidal, lográndose la solidificación de las piezas fundidas antes de la desmodificacion del caldo metálico.

3. Análisis de la influencia de la velocidad de vibración en el RTG para la obtención de hierro con grafito esferoidal por el método de vertido vibratorio.

Para demostrar la relación existente entre la velocidad de vibración y el RTG se desarrolló la experimentación práctica colocando 8 lotes de piezas de 10 piezas cada uno sobre la rampa vibratoria y se vertieron de manera progresiva aumentando en un rango de velocidad de 10 mm/s hasta una velocidad de vibración final de 100 mm/s. En la tabla # 6 se muestra la relación de los valores obtenidos durante la experimentación práctica de la instrucción tecnológica planteada en el epígrafe anterior. La relaciones obtenidas en la experimentación práctica entre velocidad de vibraciones & pérdidas metálica, pérdidas metálica & rendimiento tecnológico general y velocidad de vibraciones & rendimiento tecnológico general se muestra en las gráficas de las figuras números 2, 3 y 4 respectivamente. La velocidad de las vibraciones fueron medidas por un vibrometro marca Brüel & Type modelo WH 2258. Finalmente se muestran imágenes del hierro fundido con grafito esferoidal obtenido por la instrucción tecnológica propuesta en la práctica experimental. Solamente se muestra la estructura superficial y microestructura de las probetas obtenidas en los ensayos 5, 6, 7, 8 y 9, despreciando los otros por su baja esferoidización, exceptuando de este la probeta obtenida en el ensayo 10 por su gran similitud con la obtenida en el noveno ensayo. Los estudios metalográficos se realizaron en el laboratorio de la Universidad de Holguín "Oscar Lucero Moya", en un microscopio marca Novel modelo NJF-120 y las imágenes fueron tomadas a una amplitud de 200X con una cámara fotográfica marca Canon.

Tabla 1: Relación entre la velocidad de vibraciones, pérdida metálica y rendimiento tecnológico general.

	Velocidad de Vibración (mm/s)	Pérdida Metálica		Rendimiento Metálico (%)
		(Kg.)	(%)	
1	*5*	*550*	*56,0*	*39.48*
2	*10*	*550*	*56,0*	*39.48*
3	*20*	*523,41*	*53,3*	*41.86*
4	*30*	*444,72*	*45,5*	*48.92*
5	*40*	*361,96*	*37,2*	*56.35*
6	*50*	*283,26*	*29,3*	*63.41*
7	*60*	*204,18*	*21,4*	*70.51*
8	*70*	*124,32*	*13,4*	*77.67*
9	*80*	*45*	*5,5*	*84.79*
10	*100*	*45*	*5.5*	*84.79*

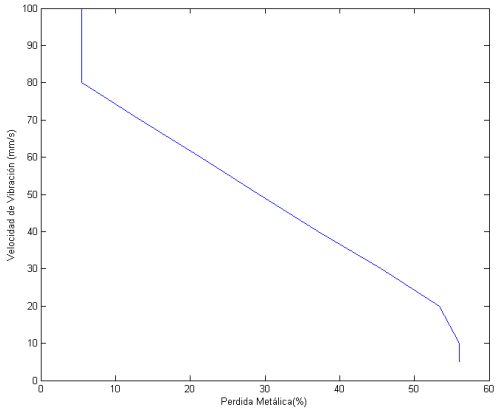


Figura 2. Relación entre la velocidad de vibración pérdida metálica.

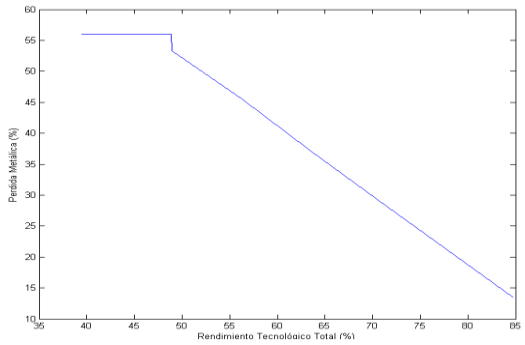


Figura 3. Relación entre la pérdida metálica y el rendimiento tecnológico general.

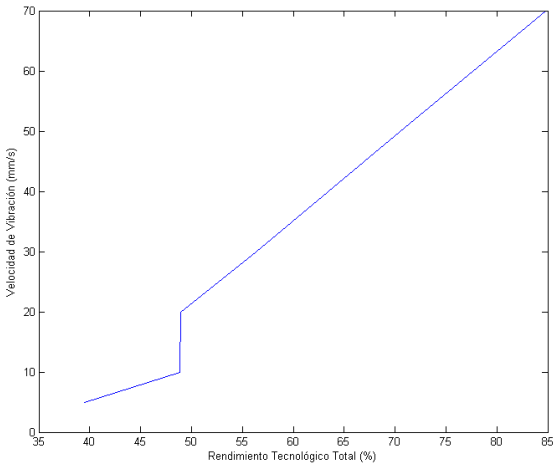


Figura 4. Relación entre la velocidad de vibración y el rendimiento tecnológico general.

En las figuras 5 y 6 se muestran las microestructuras de las principales probetas analizadas.



Figura 5. Microestructura de la probeta # 5

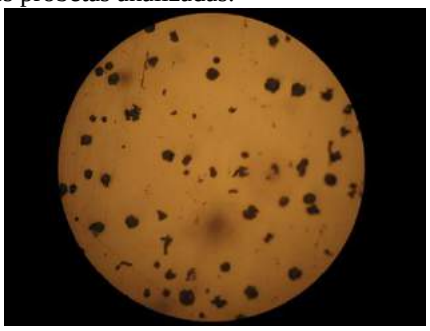


Figura 6. Microestructura de la probeta # 9

4. Análisis de la relación del RTG Con la Instrucción Tecnológica propuesta

La aplicación de la instrucción tecnológica de vertido vibratorio en la producción de hierro con grafito esferoidal permite el aumento del rendimiento tecnológico general, disminuyendo el costo de producción para una tonelada de hierro con grafito esferoidal de una manera competitiva, sostenible y sustentable.

Discusión de resultados y valoración tecnológico – económica. La tecnología desarrollada ha permitido llegar a índices de eficiencia competitivos que han favorecido la producción a escala industrial de hierro con grafito esferoidal bajo las condiciones de la industria siderúrgica cubana actual, los cuales se muestran en la tabla 8 como lo son la disminución de la pérdida metálica a un 5.5%, aumento del peso del hierro modificado, el rendimiento tecnológico general y la productividad por a 84.79%.

Esto permitirá desarrollar de forma real los planes de sustitución de piezas de acero por piezas de hierro con estructura esferoidal, como por ejemplo: sustituyendo las piezas de aceros tecnológicamente posibles de la KTP, el peso de la maquinaria disminuiría en un 30%, necesitándose un motor de menor potencia, menos combustible

y menor compactación de los suelos al paso de la combinada, lo que trae como consecuencia menores costos de producción.

Tabla 2: Comparación del comportamiento de los Índices Tecnológicos.

No	Parámetros	Tipo de Tecnología		Eficiencia	
		Tradicional	Dinámica	unidades	(%)
1	**Tiempo de solidificación (s)**	*0,63*	*0,99*	*0,36*	*57,14*
2	**Peso del Caldo de hierro Gris (Kg.)**	*1000*	*1000*	-	-
3	**Rendimiento Metálico (%)**	*94.44*	*94.44*	-	-
4	**Índice de Rechazo (%)**	*35*	*5*	*30*	*85.9*
5	**Perdida Metálica (%)**	*13*	*5.5*	*7.5*	*57.69*
6	**Rendimiento Tecnológico Genera l (%)**	*53.41*	*84.79*	*31.38*	*58.75*
7	**Productividad (Kg/C.)**	*850*	*850*	*700*	*82,35*
8	**Costo ($/Ton)**	*2444,95*	*1915,23*	*529.72*	*21.66*
9	**Precio ($/Ton)**	*2647,68*	*2.117,96*	*529.72*	*20*

5. Disminución de las Mazarotas

Teniendo en cuenta esta particularidad de las piezas fundidas de aceros, se realiza el vertido vibratorio aplicando de 65 a 100 Hz de frecuencia al molde en el momento de ser vertido el caldo metálico, es decir antes de la solidificación lo que propicia que el ángulo del rechupe tienda a 1800 como se puede observar en las figuras 7 y 8, que logra disminuir el volumen de la mazarota en 3/7. Con la disminución de la mazarota trae consigo varios beneficios para la economía pues las mazarotas constituyen alrededor del 50% de la pieza bruta para poder evacuar el fundido neto y mantener la contracción y el rechupe en la mazarota, lo cual disminuye el Rendimiento metálico en un 50%, disminuyendo el RTG y aumenta el costo y el precio de los fundido de los aceros.

El experimento accederá a que se aplique en todas las industrias cubanas el método de vertido alternativo dinámico para la disminución del volumen de las mazarotas, pues sus objetivos se han logrado cumplir, mejorándose así la calidad de la pieza fundida.

En cuanto el Rendimiento metálico en el vertido dinámico aumentaría en un 68,50%, superando en 28,5 unidades al vertido estático teniendo una eficiencia en porciento de 171,25%. En el Rendimiento Tecnológico General también aumentaría en el dinámico a 60,85% viéndose la mejoría sobre el vertido estático en 25,32% unidades, estos datos están reflejados en la tabla a continuación:

Tabla 3: Comparación del comportamiento de los Índices Tecnológicos.

No	Parámetros	Tipo de Vertido Estático	Dinámico	Eficiencia unidades	(%)
1	**Rendimiento Metálico (%)**	*40*	*68,50*	*28,5*	*171,25*
2	**Índice de Rechazo (%)**	*5,0*	*5,0*	-	-
3	**Perdida Metálica (%)**	*6,5*	*6,5*	-	-
4	**Rendimiento Tecnológico Genera l (%)**	*35,53*	*60,85*	*25,32*	*171,26*
5	**Costo ($/Ton)**	*3165,19*	*2270,01*	*895,18*	*71,71*
6	**Precio ($/Ton)**	*3367,92*	*2472,74*	*895,18*	*73,42*

El estado del Rendimiento Metálico o la relación entre el metal neto y el metal bruto medido en por ciento es de 68,5%, el índice de rechazo de las piezas modificadas se mantiene en 5,0Kg y la Pérdida Metálica hasta 6,5Kg, obteniéndose un Rendimiento Tecnológico General de 60,85%, obteniéndose un costo de producción de 2270,01($/Ton) y comercializado al precio de 2472,74($/Ton), esta variación positiva del Rendimiento Tecnológico General ocasiona grandes aumentos económicos y disminuye los costos de producción de fundidos de acero que posibilita su producción a escala industrial por su productividad y alta competitividad.

6. Conclusiones

Haciendo un análisis de la investigación se arriba a las siguientes conclusiones

1. La tecnología tradicional no permite el desarrollo de la producción de hierro con grafito esferoidal a escala industrial por el bajo rendimiento tecnológico y altos costos de producción que esta provoca.

2. El desarrollo de la nueva metodología permite el ahorro de portadores energéticos en la producción de hierro con grafito esferoidal de manera significativa con respecto a la metodología tradicional de la EFAH.

3. La investigación es novedosa por lograr el aumento del rendimiento tecnológico general, aplicando por primera vez, una instrucción tecnológica que permite la producción de hierro con grafito de forma competitiva, en la industria metalmecánica cubana.

4. En esta investigación luego de profundizar un estudio utilizando el método de vertido vibratorio se ha logrado disminuir el volumen de la mazarota y se aumentó el Rendimiento Metálico manteniendo la calidad de los artículos fundidos. Se necesita menor cantidad de material para obtener la pieza neta con menores costos de producción y mayor productividad, competitividad, sostenibilidad y sustentabilidad.

5. Por lo que concluimos que con la implementación del vertido vibratorio disminuye el volumen de la mazarota, todo esto bajo las condiciones de la Industria Metalúrgica en Cuba". Esta investigación logra una reducción del volumen de la mazarota y resultando una tecnología con basamento científico capaz de establecer una relación matemática de la frecuencia de vibración y el tiempo de vibración tecnológico para la disminución de la misma antes de la solidificación. Capacitando a la industria cubana para la producción de artículos de Acero de forma competitiva, sostenible y sustentable.

7. Referencias

[1] Ostrovsky, L. A. and Potapov, A. S. (1999). Modulated Waves, Theory and Applications. Baltimore: The Johns Hopkins University Press.

[2] Vassilakis, P.N. (2001) . Perceptual and Physical Properties of Amplitude Fluctuation and their Musical Significance. Doctoral Dissertation. University of California, Los Angeles.

[3] Sánchez Figueredo RP. 2009. Tecnología para la manufactura competitiva de fundidos de aleaciones de Cobre. IV Conferencia Científica. CD – ROOM ISBN- 978-959-16-1010-2.

[4] Sánchez Figueredo RP. 2009. Caculo Competitivo del Costo y Precio de los fundidos de bronces y Latones. IV Conferencia Científica. CD – ROOM ISBN- 978-959-16-1010-2.

[5] Sánchez Figueredo RP. 2010. Ahorro de portadores energéticos en la obtención de fundidos no ferrosos bajo las condiciones específicas de la industria metalúrgica cubana. Memorias del 6to. Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente CD – ROOM-ISBN: 978- 959- 257- 231- 7.

[6] Sánchez Figueredo RP. 2010. Tecnología de impacto medioambiental en procesos de fundición de metales. CD – ROOM-ISBN: 1607-6281.

[7] Sánchez Figueredo RP. 2011. Tecnología de impacto medioambiental en proceso de fundición de metales.V Taller regional sobre Medioambiente y desarrollo sostenible, ISBN: 978-959-16-1206-9.

[8] Sánchez Figueredo RP. 2012. UPADI 2012. XXXIII. Convención Panamericana de Ingenierías. VI Conferencia Internacional de las Ingenierías Mecánicas, Eléctricas e Industrial. "Tecnología para la obtención de fundidos de cuproaleaciones sanos de poros y sopladuras". Editorial Obras. CD-ROOM-ISBN 978-959-247-094-1

[9] Sánchez Figueredo RP. 2012. UPADI 2012. XXXIII. Convención Panamericana de Ingenierías. Congreso medioambiente y desarrollo Humano. MADEHUMAN 2012. "Tecnologías alternativas sostenibles y sustentables en procesos de fundición de metales ferrosos y no ferrosos". Editorial Obras. CD-ROOM-ISBN 978-959-247-094-1.

Mecanizado de alta velocidad de superaleaciones de base níquel con herramientas PCBN

V. Muñoz[1], J.L. Cantero[1], J. Díaz-Álvarez[2], M.H. Miguélez[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. vmunoz@ing.uc3m.es*

[2]*Dpto. de de Bioingeniería e Ingeniería Aeroespacial. jodiaz@ing.uc3m.es*

Las superaleaciones base Ni presentan baja maquinabilidad debido a la elevada resistencia del material que se mantiene a alta temperatura, durante el corte, junto a una gran capacidad de endurecimiento por deformación que implica desgaste severo de herramienta. Las propiedades mecánicas unidas a la baja conductividad térmica de la aleación originan temperaturas muy altas y las partículas abrasivas de carburos contenidas en la aleación causan desgaste abrasivo en la herramienta. La generación de calor y la deformación plástica durante el mecanizado también afectan a la integridad superficial de la pieza originando tensiones residuales, variaciones en la microdureza, grietas, cambios microestructurales e inestabilidad dimensional. El control del daño debido al mecanizado es crítico en las etapas de acabado en las que generalmente se emplean herramientas de metal duro con geometrías positivas y radios de filo muy pequeños (o arista viva) y velocidades de corte bajas (entre 30-90m/min). La optimización de materiales PCBN está floreciendo para operaciones de acabado de superaleaciones base Níquel para altas velocidades de corte. En esta investigación se han optimizado los parámetros de corte para el mecanizado en seco de una herramienta comercial de PCBN desarrollada espacialmente para operaciones de acabado.

1. Introducción

En el contexto de las aleaciones termorresistentes, el Inconel 718 es una de las aleaciones base Níquel más relevantes, que posee numerosas ventajas en su comportamiento en servicio así como inmejorables propiedades térmicas. Esta aleación es ampliamente usada en la industria aeroespacial en elementos tan relevantes como álabes de turbina o incluso también aplicaciones para plantas de potencia nucleares [1,2]. Por lo anteriormente comentado, el mecanizado de Inconel 718 ha sido estudiado ampliamente por numerosos autores centrados en el desgaste de las herramientas, las fuerzas implicadas en los procesos y el daño superficial del material entre otros [3-5].

Generalmente, en las operaciones de desbaste o mecanizado medio de superaleaciones de base níquel se suelen emplear herramientas de tipo cerámico. Las operaciones de acabado se caracterizan por una reducida profundidad de pasada y un bajo volumen de material arrancado acompañado por unos estrictos requerimientos de calidad e integridad superficial. Para estas operaciones, críticas en el torneado de aleaciones base níquel, se emplean herramientas de metal duro con geometrías positivas y afilados muy vivos. Existen numerosos estudios en relación con el acabado de Inconel 718 con herramientas de metal duro considerando distintas condiciones de corte y geometrías de herramienta [6,7]. Una nueva alternativa para el acabado de Inconel, a las plaquitas de carburos metálicos, son las herramientas de nitruro de boro cúbico policristalino (PCBN), que permiten mecanizar a mayores velocidades de corte. Recientes avances en el desarrollo de materiales PCBN en relación a la optimización del contenido de CBN y el tipo de aglutinante usado han permitido la implementación de este tipo de materiales de corte en herramientas para procesos de acabado de aleaciones base níquel usando velocidades en un rango de 200m/min a 300m/min, e incluso superiores [8,9]. Las herramientas CBN presentan una menor tenacidad que las herramientas de metal duro por lo que es necesario emplear geometrías más robustas que pueden incrementar el daño del componente mecanizado.

Aparte de los esfuerzos empleados en la optimización del proceso de fabricación de componentes con aleaciones termorresistentes se han de tomar algunas medidas para lograr a su vez minimizar el posible daño derivado del proceso de mecanizado hacia el medio ambiente y la salud. Es sabido que cuando se mecanizan aleaciones difíciles de cortar se consume una gran cantidad de fluido refrigerante, por lo tanto, es un objetivo interesante lograr la minimización del fluido refrigerante o incluso la eliminación del mismo. El avance hacia el mecanizado en seco es un objetivo complejo que generalmente se apoya en la aplicación de materiales de corte y recubrimientos emergentes. El mecanizado en seco de la aleación Inconel 718 presenta grandes dificultades

debido a las elevadas temperaturas alcanzadas en la zona de corte y ha sido objeto de diversos estudios orientados a determinar los parámetros de corte óptimos, rugosidad superficial, desgaste de herramientas y fuerzas en el proceso [7]. Para herramientas de metal duro recubiertas (TiAlN + WC/C) se ha observado que los valores óptimos de velocidad de corte se encuentran entre los 60m/min y los 100 m/min [10].

Características como la rugosidad superficial de la superficie mecanizada tienen un efecto importante en las propiedades finales de la superficie del material tal como la resistencia o el comportamiento a fatiga y fluencia que pudiera desembocar en un fallo catastrófico del componente durante su vida en servicio. Consecuentemente, es indispensable alcanzar alta calidad en la integridad superficial del componente para el correcto comportamiento en servicio. Los parámetros de corte juegan un papel importante en las tensiones residuales y las temperaturas alcanzadas. Todo ello finalmente puede suponer conseguir una pobre integridad superficial si las condiciones no son seleccionadas adecuadamente. Estudios centrados en la optimización del proceso de mecanizado han encontrado los parámetros de corte y geometría de herramienta más adecuados utilizando herramientas de PCBN con diferentes acabados del filo de corte, mostrando a su vez, que los procesos mejorados se ven acompañados de fuerzas de mecanizado más bajas [4].

Este estudio experimental está centrado en el análisis de fuerzas, rugosidad superficial, morfología de viruta y desgaste inicial de las herramientas de corte para el torneado en acabado de la aleación Inconel 718 utilizando herramientas comerciales de PCBN (Nitruro de Boro cúbico Policristalino) en condiciones de mecanizado en seco y para altas velocidades de corte. Se han testado las condiciones de corte recomendadas por el fabricante de las plaquitas de corte, las cuales son solo dadas para el corte con fluido de refrigeración. Por lo tanto, el objetivo principal de presente trabajo se centra el obtener los parámetros de corte óptimos para el mecanizado en seco con herramienta comercial.

2. Trabajo experimental

2.1. Material de trabajo y herramientas de corte.

La aleación base Níquel Inconel 718 utilizada en estos experimentos fue sometida a un tratamiento térmico de endurecimiento por solución con posterior envejecimiento. La composición química de la aleación se muestra en la Tabla 1. A temperatura ambiente, el material presenta una resistencia a tracción de 1351MPa y un límite elástico de 1194MPa. El formato de material de trabajo ensayado consiste en redondo de diámetro inicial 100mm y longitud 130mm.

Los ensayos han sido realizados con plaquitas de corte PCBN del fabricante SECO con designación CNGA120408E25 (CBN 170), recomendadas para el mecanizado en acabado de aleaciones base níquel endurecidas. Se trata de plaquitas rómbicas de 80º con radio de punta 0.8mm con una concentración media de CBN del 65%, tamaño de grano de alrededor de 2µm y un ligante de TiCN con un refuerzo fibroso de SiC, diseñado especialmente para mejorar la tenacidad del material así como la resistencia al desgaste del mismo para mecanizar aleaciones termorresistentes. La plaquita presenta un afilado agudo con un redondeo de 25 micras. El ángulo de posición del filo principal es de 95º, el ángulo de incidencia de 6º y los ángulos de desprendimiento y de inclinación de -6º.

Tabla 1: Composición química de la aleación

Elemento	Ni	Cr	Fe	Nb	Mo	Ti	Al	Co	Si	Cu	Mn	C
%	53.02	18.49	18.12	5.40	3.06	0.96	0.55	0.10	0.06	0.05	0.06	0.03

2.2. Disposición de los ensayos e instrumentos de medida

Los ensayos se han realizado en un torno Pinacho Smart Turn 6/165, midiendo las componentes de la fuerza de mecanizado mediante un dinamómetro piezoeléctrico modelo Kistler 9257B. Con el fin de obtener una evaluación de la fenomenología de formación de viruta se ha instalado una cámara de alta velocidad modelo MINI UX50 (fabricada por Photron). La disposición experimental se muestra en la Fig. 1.

Una vez la pieza es mecanizada, la rugosidad superficial ha sido medida utilizando un rugosímetro modelo Mitutoyo Serie SJ-201.

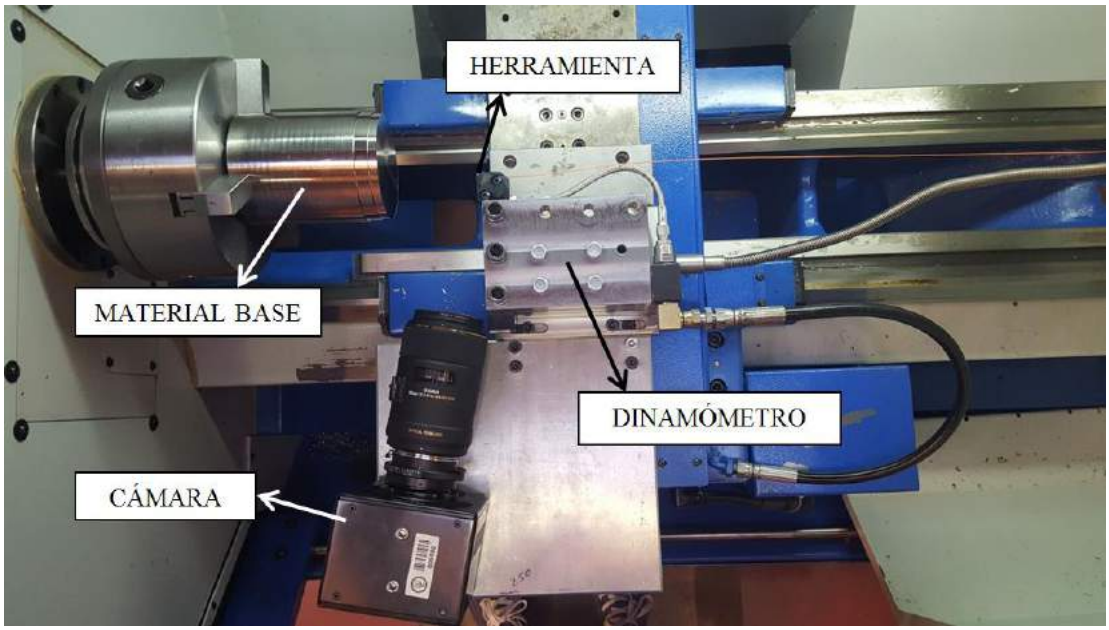


Figura 1: Disposición para los experimentos

2.3. Procedimiento experimental

Los experimentos consistieron en la realización de 2 pasadas de cilindrado de entre 2 y 4 segundos de duración para cada una de las condiciones de corte consideradas, empleándose 1 filo nuevo en cada caso. La realización de 2 pasadas con cada filo permite asegurar con precisión el valor de la profundidad en la 2ª pasada en la cual se miden las fuerzas de mecanizado.

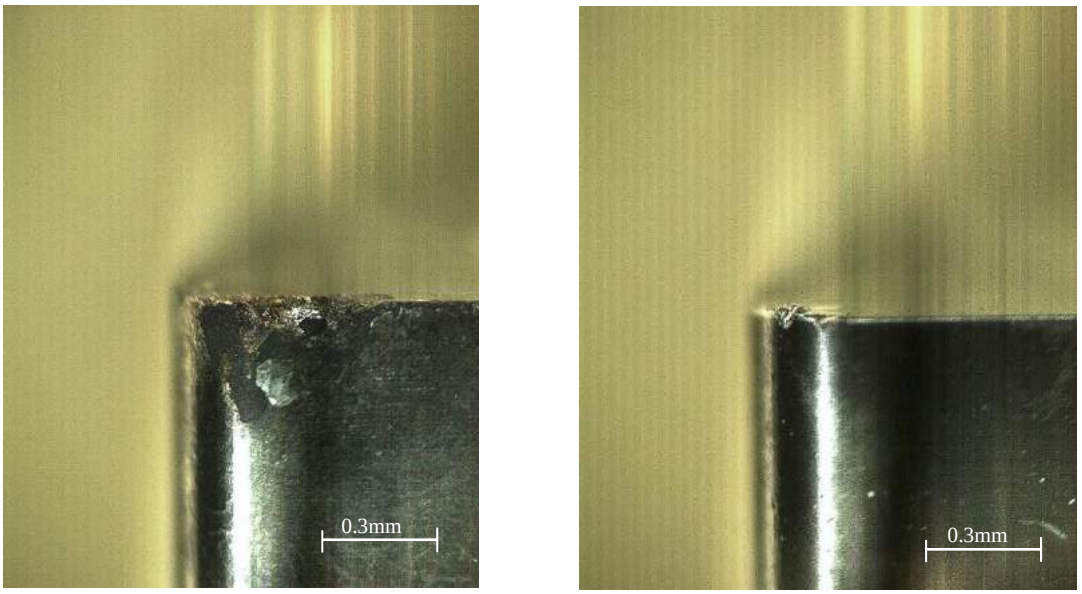
Inicialmente se ensayó empleando los parámetros de corte recomendados por el fabricante de las herramientas: velocidad de corte (vc) de 300m/min, profundidad de pasada (p) de 0.5mm y avance (a) de 0.15mm/rev. Estos valores se recomiendan para el mecanizado con fluido de corte abundante. Mecanizar sin fluido refrigerante hace de la operación algo mucho más agresivo, consecuentemente los parámetros que se espera obtener de la optimización del proceso serán diferentes a los recomendados por el fabricante de herramientas. Para determinar las condiciones más adecuadas para mecanizado en seco también se consideraron menores velocidades de corte y menores profundidades de pasada, manteniendo el avance (ver Tabla 2). El uso de velocidades de corte inferiores en procesos sin fluido de corte busca evitar excesivos incrementos de temperatura en la zona de formación de viruta. La reducción de la profundidad de pasada reduce el desgaste de entalla debido a que el ángulo de posición efectivo del filo principal disminuye.

Tabla 2: Parámetros de corte para los ensayos

Parámetro	Valores
V, velocidad de corte (m/min)	200
	250
	300
d, profundidad de pasada (mm)	0.15
	0.25
	0.5

3. Resultados

Como se ha indicado, inicialmente se realizaron ensayos empleando los parámetros de corte recomendados por el fabricante: velocidad de corte (vc) 300m/min, profundidad de pasada (p) 0.5mm y avance (a) de 0.15mm/rev. En estas condiciones se observaron elevados desgastes en la zona del filo principal correspondiente al final de la profundidad de pasada (desgaste de entalla) de hasta 0.3mm para tiempos de corte inferiores a los 10 segundos (ver Fig. 2a). En general, para esta profundidad de pasada, la viruta generada ha sido de tipo segmentada o semicontinua.



(a) (b)

Figura 2: Desgaste de entalla para parámetros de corte (a): vc=300m/min, p=0.5mm, f=0.15mm/rev, (b) vc=300m/min, p=0.15mm, f=0.15mm/rev

El desgaste de entalla de la herramienta también dio lugar a la formación de rebabas en el material de partida. En algunas condiciones, esta rebaba se eliminaba durante el de mecanizado generándose una viruta secundaria con una sección y velocidad de salida menor que la de la viruta principal. En la figura 3 se muestra un fotograma obtenido con la cámara de alta velocidad en el que puede observarse la doble viruta descrita.

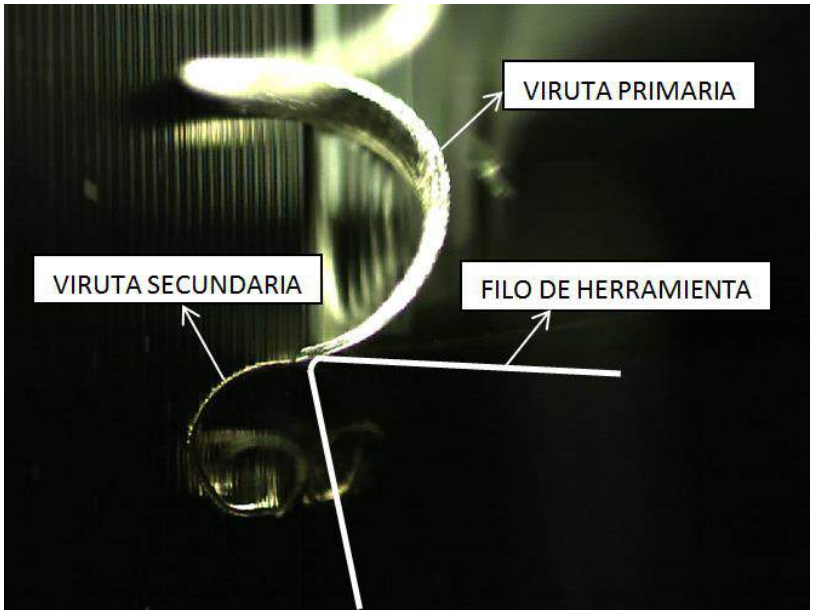


Figura 3: Viruta primaria y secundaria captadas por la cámara de alta velocidad.

En la zona final de cada pasada de cilindrado la pieza presenta una geometría redondeada cóncava con radio igual al radio de punta de la herramienta empleada. Debido a las características geométricas de los ensayos realizados (radio de punta de la herramienta grande en relación con la profundidad de pasada), al final de cada pasada de cilindrado se produce un importante incremento de la sección de viruta no deformada y por tanto, de la fuerza de mecanizado. Durante los ensayos realizados con profundidad de pasada de 0.5mm, se observaron incrementos en las fuerzas de hasta el 300% (ver Fig. 4). La vida de la herramienta podría ser afectada negativamente por estos picos en la fuerza de mecanizado. Para eliminar este efecto se realizaron pasadas de longitud decreciente, evitando así alcanzar el extremo final de la pasada anterior.

Las fuerzas durante los ensayos alcanzaron valores estacionarios rápidamente (ver Fig. 4). En general, los resultados de las fuerzas de mecanizado entre los ensayos y la preparación de los mismos han sido muy similares, por lo que se concluye que el efecto del desgaste de la herramienta sobre las fuerzas no ha sido relevante. Esto es debido al carácter muy localizado del tipo de degaste observado (desgaste de entalla).

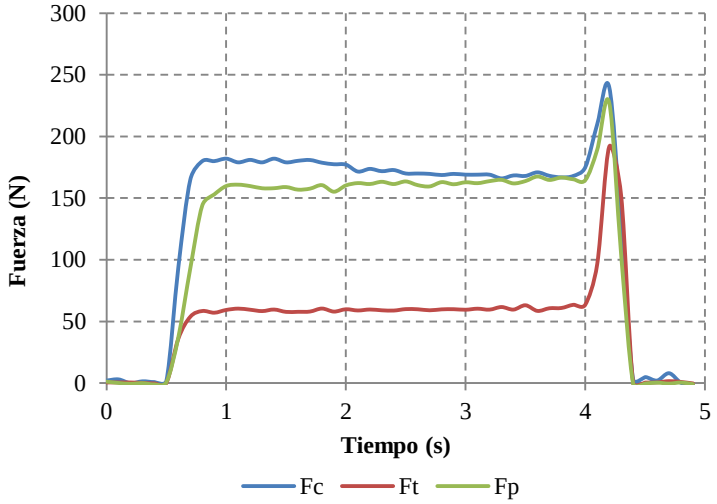


Figura 4: Componentes de la fuerza para parámetros de corte: vc=250m/min, p=0.5mm y f=0.15mm/rev.

Todo lo anteriormente mencionado lleva a que, atendiendo al severo desgaste de entalla producido en la herramienta, ésta no es apta para el mecanizado en seco de la aleación Inconel 718 utilizando los parámetros recomendados por el fabricante.

El desgaste de entalla es bastante común en operaciones de torneado en acabado de Inconel 718, especialmente cuando la posición del filo principal es cercano a los 90^{o} [6]. En procesos como los considerados en este trabajo, donde la profundidad de pasada (p) tiene un valor bajo comparado con el radio de punta de la herramienta ($r\varepsilon$), solamente trabaja la punta de la herramienta, por lo que cuanto más reducido sea la relación ($p/r\varepsilon$) más bajo será el ángulo de posición efectivo del filo principal y menor será el desgaste de entalla de la herramienta.

Para verificar el efecto de la reducción de la relación ($p/r\varepsilon$) para el torneado en acabado de Inconel 718 en seco con herramientas CBN, Se han realizado diferentes ensayos con valores más bajos de la profundidad de corte (0.15mm y 0.25mm). Estos valores de la profundidad de corte son también adecuados para operaciones de acabado de este tipo. Los valores más bajos de desgaste de herramienta inicial fueron encontrados para valores de la profundidad de pasada de 0.25mm, con un desgaste de entalla de aproximadamente 0.1mm en los primeros 10 segundos de mecanizado (ver Fig. 2b). Por otro lado, cuando se mecaniza con una profundidad de pasada de 0.15mm, se alcanzan elevadas temperaturas en la zona de corte (herramienta incandescente) provocándose desgastes de hasta 0.2mm que afectan a toda la zona activa del filo.

Las componentes de la fuerza de mecanizado en la dirección del movimiento de corte, avance y profundidad de pasada se denotan como F_c (fuerza de corte), F_t (fuerza de avance) y F_p (fuerza de profundidad) respectivamente. Los valores medios de las fuerzas medidos durante los ensayos se muestran en la Fig. 5.

Cuanto mayor es la profundidad de pasada, mayores son las fuerzas obtenidas debido al incremento de la sección de viruta no deformada. La fuerza de corte es la componente más sensible a variaciones en la profundidad de pasada del proceso. Para profundidad de pasada 0.5mm se han obtenido valores de esta componente hasta un 250% superiores a los correspondientes a profundidad 0.15mm. Al aumentar la velocidad de corte, las fuerzas disminuyen ligeramente. Este descenso en las fuerzas es debido a que la mayor temperatura alcanzada al mecanizar a mayor velocidad ablanda el material con la consiguiente reducción de la fuerza de mecanizado. Muestra de ello es la reducción de aproximadamente el 20% en la fuerza de corte para profundidades pasada de 0.15mm al pasar de velocidades de corte de 200m/min a 300m/min.

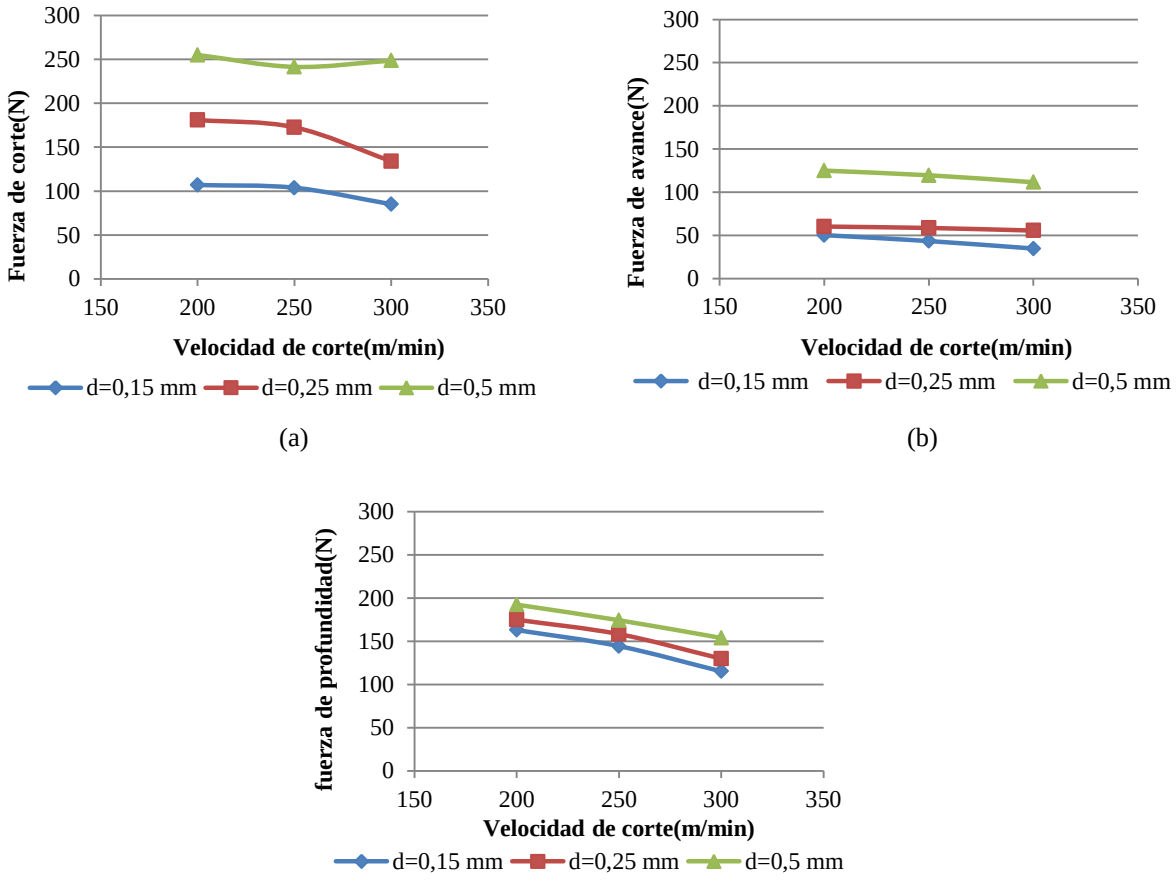


Figura 5: Representación para diferentes profuncidades de pasada de: (a) fuerza de corte vs velocidad de corte, (b) Fuerza de avance vs velocidad de corte, (c) fuerza de profundidad vs velocidad de corte.

La fuerza específica de corte se mantiene prácticamente invariable (3000-3500Nmm-2) para una profundidad de pasada de 0.5mm con poca influencia de la velocidad de corte sobre ella. Para profundidades de pasada de 0.15mm y 0.25mm se encuentran fuerzas de corte específicas más elevadas (4500-5000Nmm-2) para una velocidad de corte de 200m/min y 250m/min, mientras que para valores de 300m/min han mostrado fuerzas específicas de corte de 4000Nmm-2.

Los valores de la rugosidad superficial obtenidos fueron similares para valores de profundidad de pasada de 0.15mm y 0.25mm (valores de Ra alrededor de 1µm) para las 3 velocidades de corte consideradas). Además, para una profundidad de corte de 0.5mm, los valores de la rugosidad superficial se vieron mejorados al incrementar la velocidad (Ra de 1,4µm para velocidades de corte de 200 m/min y 250m/min y Ra de 0.7µm para velocidad de corte de 300m/min).

De acuerdo con lo anteriormente expuesto, puede confirmarse que la resistencia al desgaste de las herramientas CBN para procesos de tornado en acabado de Inconel 718 en seco, mejoran significativamente cuando se mecaniza con profundidades de pasada de 0.25mm frente a profundidades mayores (0.5mm) o menores (0.15mm).

4. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha analizado el efecto de la variación de los parámetros de corte en procesos de torneado en acabado de Inconel 718 en seco con herramientas CBN. Las principales conclusiones obtenidas de los ensayos realizados pueden resumirse en lo siguiente:

-Las herramientas CBN desarrolladas para el acabado de Inconel 718 presentan un desgaste excesivo si no se emplea fluido de corte. Principalmente se ha observado desgaste de entalla para las profundidades de pasada 0.5mm y 0.25mm y desgaste de toda la zona activa del filo para profundidad 0.15mm.

-La reducción de la profundidad de pasada reduce el desgaste de entalla. Sin embargo, para profundidades muy pequeñas se incrementan significativamente las temperaturas en la herramienta provocándose un mayor desgaste que afecta a todo el filo activo. El menor desgaste se ha observado para la profundidad de pasada 0.25mm.

5. AGRADECIMIENTOS

Los autores quieren agradecer la financiación recibida del Ministerio de Economía y Competitividad y el programa de operaciones FEDER para el proyecto "Optimización de procesos de acabado para componentes críticos de aerorreactores" (DPI2014-56137-C2-2-R).

6. REFERENCIAS

[1] E.O. Ezugwu, Z.M. Wang, A.R. Machado. The machinability of nickel-based alloys: a review, Journal of Materials Processing Technology 86 (1999) 1–16.

[2] A. Krämer, D. Lung, F. Klocke. High performance cutting of aircraft and turbine components, AIP Conf Proc, 1461(2012) 425-432.

[3] A. Devillez, G. Le Coz, S. Dominiak, D. Dudzinski. Dry machining of Inconel 718, workpiece surface integrity, Journal of Materials Processing Technology 211 (2011) 1590–1598.

[4] R.S. Pawade, Suhas S. Joshi, P.K. Brahmankar, M. Rahman. An investigation of cutting forces and surface damage in high-speed turning of Inconel 718, Journal of Materials Processing Technology 192–193 (2007) 139–146.

[5] D.G. Thakur, B. Ramamoorthy, L. Vijayaraghavan. Study on the machinability characteristics of superalloy Inconel 718 during high speed turning, Materials and Design 30 (2009) 1718–1725.

[6] J.L. Cantero, J. Díaz-Álvarez, M.H. Miguélez n , N.C. Marín. Analysis of tool wear patterns in finishing turning of Inconel 718, Wear 297 (2013) 885–894.

[7] R. Ramanujam, K. Venkatesan, Vimal Saxena, Philip Josehp. Modelling and Optimization of Cutting Parameters in Dry Turning of Inconel 718 using Coated Carbide Inserts. Procedia Material Science, 5(2014) 2550-2559.

[8] V. Bushlyaa, J. Zhoua , J.E. Ståhla. Effect of Cutting Conditions on Machinability of Superalloy Inconel 718 During High Speed Turning with Coated and Uncoated PCBN Tools. Procedia CIRP 3(2012) 370–375.

[9] S.A. Khana,b, S.L. Sooa, D.K. Aspinwalla, C. Sagec, P. Hardend, M. Fleminge, A. Whitef , R. M'Saoubig. Tool wear/life evaluation when finish turning Inconel 718 using PCBN tooling, Procedia CIRP 1(2012) 283–288.

[10] A. Devillez, F. Schneider, S. Dominiak, D. Dudzinski, D. Larrouquere. Cutting forces and wear in dry machining of Inconel 718 with coated carbide tools, Wear 262 (2007) 931–942.

BLOQUE VIII

INGENIERÍA FERROVIARIA

Introducción de materiales ligeros en la construcción de partes estructurales en cajas ferroviarias: Roll2Rail e integración con otros Proyectos Europeos

E. de la Guerra Ochoa[1]

[1]*Dpto. de Estructura. Patentes Talgo. edelaguerra@talgo.com*

Con el objetivo de mejorar la capacidad (aumentar el número de viajeros y el espacio disponible) y reducir el consumo de energía se está considerando como alternativa a los tradicionales materiales metálicos, el uso de materiales compuestos en la estructura primaria de la cajas (al 100% o usando una caja híbrida metal-compuesto) de modo análogo a la tendencia de la industria aeronáutica en las últimas décadas. Hasta el momento, el empleo de materiales compuestos se había limitado a estructuras secundarias como carenas, recubrimientos y elementos decorativos que no están diseñados para soportar cargas.

El desarrollo de los materiales compuestos abre nuevos caminos en el sector ferroviario del mismo modo que lo hicieron en el sector aeronáutico.

1. Introducción

Actualmente las cajas de los coches ferroviarios son estructuras autoportantes de aleaciones de acero y/o aluminio y normalmente están constituidas por un conjunto de chapas y perfiles unidos entre sí mediante diferentes tecnologías "clásicas" de unión como son la soldadura, remachado o la unión mecánica mediante tornillos, formando un conjunto de gran rigidez.

Con los materiales y tecnologías de fabricación actuales, los fabricantes de material rodante se encuentran muy cerca de la frontera en cuanto a optimización de peso, por lo que se impone un cambio de concepto en la estructura del coche para conseguir reducir el peso de la estructura primaria. Este objetivo está alineado con los objetivos fijados en el H2020, concretamente en el proyecto Shift2Rail [1], de disminuir el coste del ciclo de vida (LCC o Life Cycle Cost) a nivel global del transporte por ferrocarril e incrementar la capacidad del sector ferroviario.

En los últimos años se han ido incorporando progresivamente elementos no metálicos en estructura secundaria, es decir, que no reciben cargas directamente de la rodadura o de otros vehículos, como cabinas frontales, carenas, etc. Todas estas piezas se han estado realizando de material compuesto, principalmente fibra de vidrio o sándwich de fibra de vidrio y núcleo de espuma.

En lo referente a su uso en estructuras primarias la aplicación ha sido minoritaria, y por ahora únicamente se cuenta con unas pocas referencias que a continuación se detallan.

Alstom desarrolló un prototipo de caja formada por estructuras mixtas dentro de un proyecto en colaboración con la SNCF que empezó en el año 2000 [2], ver figura 1.

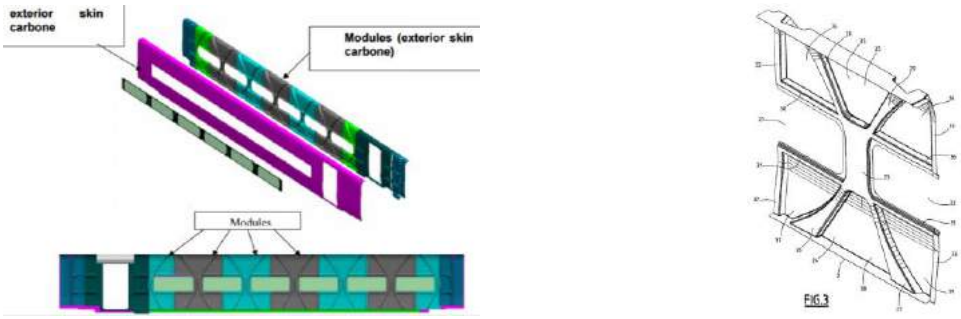


Figura 1: Lateral del tren prototipo de Alstom fabricado con material compuesto y módulo de estructura según la patente EP1862366B1 de Alstom

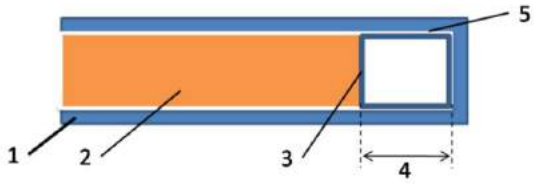
Los laterales de la caja, fabricados con material compuesto, se componen de tres elementos:

- Módulos extremos monolíticos de fibra de carbono con matriz de epoxi.
- Módulos intermedios repetidos, fabricados con RTM (Resin Transfer Molding).
- Piel externa de una solución híbrida de laminados de fibra de carbono y fibra de vidrio.

Las diferentes partes del tren están unidas mediante remaches y tornillos. Esta filosofía de fabricación ha sido patentada por Alstom (Patente EP1862366B1) en el año 2009 [3], ver figura 1.

Por otro lado, Bombardier ha usado materiales compuestos para la estructura del modelo C20 FICAS (C20F), un prototipo construido sobre el modelo C20 utilizado en el metro de Estocolmo [4]. Los paneles de compuesto se utilizan en los laterales, el techo y el suelo de las cajas. Estos paneles utilizan una estructura tipo sándwich con pieles de acero y núcleos de espuma reforzados con vigas de acero en el núcleo, ver figura 2.

#	Unit	Material	Thickness [mm]
1	Face	Stainless steel	0.6/0.8*
2	Core	PMI foam	30-50
3	End beam	Stainless steel	1.25-3
4	Overlap length	-	50-80**
5	Adhesive	Epoxy	0.3-1



* Cara interna/externa ** Espesor no representado en escala

Figura 2: Estructura de la pared del Bombardier C20FICAS

Con la inclusión de material compuesto en las cajas se consiguió que el espesor de los laterales pasase de los 100mm del C20 a sólo 25mm. Al mismo tiempo, el peso se redujo en 2,6t por caja. El montaje de los módulos del tren se realiza por atornillado. El C20F opera comercialmente en la línea verde del metro de Estocolmo desde 2003 [5].

Previamente a este trabajo, Bombardier llevó a cabo una prueba para la integración de materiales compuestos en la caja de un monorraíl y para el techo de un tren regional, sin que se tenga más información [6].

Otros de los desarrollos de Bombardier en colaboración con NewRail y AP&M ha sido el diseño, desarrollo y prototipado de una cabina de un tren regional basada en sándwiches de material compuesto, y denominada como D-CAB, ver figura 3. Para el diseño de esta cabina se ha tomado como punto de partida la cabina del tren regional SPACIUM, respecto a la que se pretende conseguir un ahorro de peso, costes y número de componentes. El uso de materiales compuestos en la cabina tiene funciones estructurales y de absorción de energía y con ellos se ha conseguido un ahorro de peso del 40% y una disminución del coste en un 20% [7].

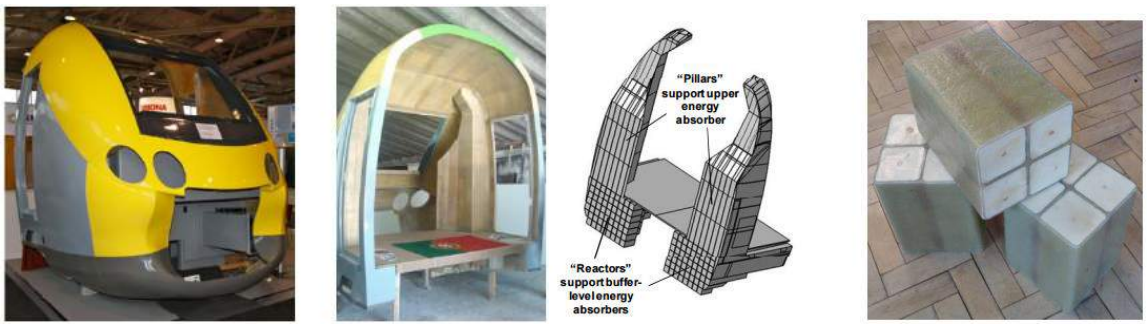
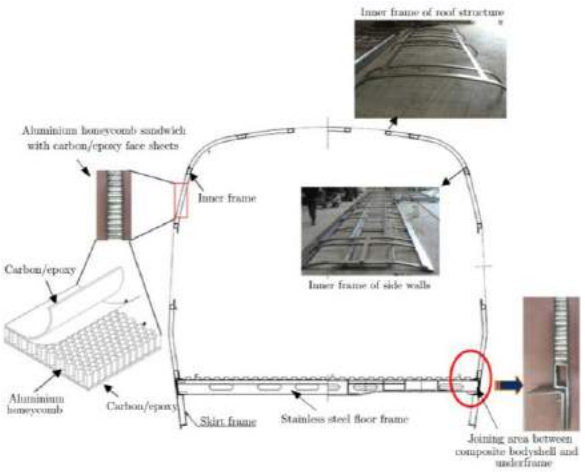


Figura 3: Prototipo de la cabina D-CAB de Bombardier fabricada integralmente con material compuesto

Otro de los casos más conocidos de materiales compuestos en el sector es el que se da en el tren TTX (Tilting Train Express) coreano, ver figura 4. El TTX tiene una estructura mixta compuesta por paneles sándwich de fibras de carbono-epoxi-nido de abeja de aluminio y una estructura interna de acero; tanto en los laterales de la caja como en el techo. Para la fabricación de la caja monocasco de 23m, ésta se cura en un autoclave de 30m de longitud por 5m de diámetro [8]. Con la transición a los materiales compuestos, el proceso de fabricación se redujo en un 50% y el peso del tren en un 28% [9, 10].



#	Unit	Material	Thickness [mm]
1	Face	Graphite/epoxy prepreg	1.5/3.5*
2	Core	Aluminium honeycomb	37
3	Inner frame	Steel	2
4, 5	Overlap length	-	50, 40**
6	Adhesive	-	-

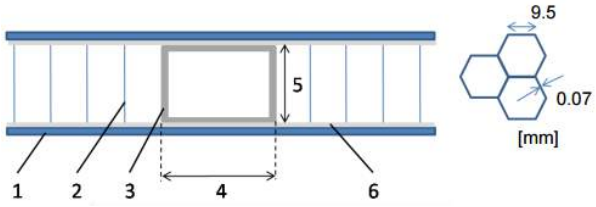


Figura 4: Estructura híbrida del tren TTX (izq.) y materiales utilizados (dcha.) [11]

Por su parte, K. B. Shin y S. H. Hahn estudiaron el efecto de los factores ambientales en el envejecimiento de la estructura de material compuesto de la caja del TTX. Las pruebas demostraron un decaimiento notable en los niveles de resistencia a tracción transversal (-27,74%) y de la rigidez (-17,5%) de las pieles de grafito/epoxi. Aunque por otro lado también se detectó el crecimiento de la rigidez a tracción transversal en un 8%. Las investigaciones mostraron que la pérdida de propiedades era más acusada en zonas en las que la superficie había sido dañada [12,13].

Otro ejemplo es el de Voith, Voith ofrece comercialmente una cabina llamada Galea, fabricada por material compuesto para trenes regionales de hasta 200 km/h. La cabina se compone de estructuras de fibra de vidrio (GFRP) y de postes de nido de abeja de aluminio, destinados estos últimos a disipar energía en caso de colisión frontal. Los topes frontales también se fabrican con un material compuesto basado en fibra de vidrio.

El concepto Galea fue presentado en septiembre de 2012, ver figura 5, tras lo cual no hay información de que el producto haya sido explotado comercialmente [14].

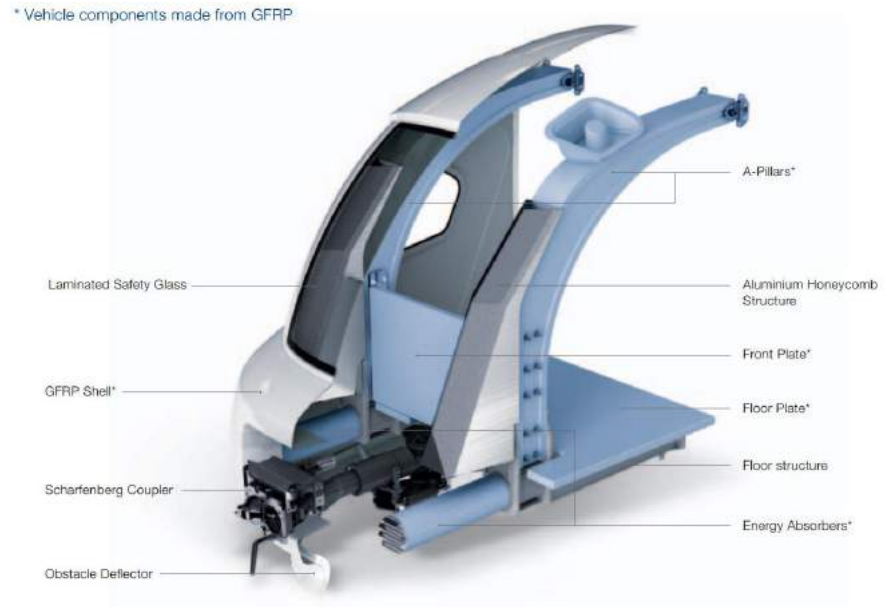


Figura 5: Figura 1: Cabina Voith Galea [15]

La incorporación de los materiales compuestos y de la utilización comercial de conceptos como los expuestos anteriormente en la industria ferroviaria es lenta principalmente debido a la falta de procedimiento de certificación adecuado a las condiciones específicas de operación de un vehículo ferroviario. El trabajo de estudio sobre las posibilidades de certificación de una caja construida en gran parte o totalmente de este tipo de

materiales ha sido realizado durante el proyecto REFRESCO, donde se detectaron los principales problemas existentes en la normativa actual para tratar con materiales diferentes a los materiales metálicos.

2. REFRESCO

El proyecto REFRESCO (Towards a REgulatory Framework for the usE of Structural new materials in railway passenger and freight CarbOdyshells)) [16] ha contado con la participación de fabricantes de material rodante como Alstom, Ansaldo Breda, Bombardier, CAF, Siemens, Talgo y Vossloh, junto como uno de los mayores operadores europeos, SNCF. El consorcio contó también con la participación de la UIC y UNIFE junto con centros de investigación y universidades como DLR, la Universidad de Newcastle, Tecnalia y UTC (Université de Technologie de Compiègne). Participaron también Astrium/Airbus, Dupont y TWI (The Welding Institute) junto con Lloyd's Register como representante de las compañías certificadoras.

En el proyecto REFRESCO se detectaron principalmente los siguientes problemas relacionados con el proceso de certificación y el uso de materiales compuestos:

- Fuego, humo y toxicidad. En cuanto a fuego, humo y toxicidad la normativa de referencia es la EN 45545 [17] estando muy pocos compuestos certificados según ésta y estando el 100% de los mismos dedicados a interiorismo. Para componentes estructurales se ha detectado la no existencia de resinas que cumplan con los requerimientos normativos de fuego, humo y toxicidad.
- Ruido y vibraciones. Este punto está relacionado con el confort del viajero. Una revisión bibliográfica muestra las ventajas y desventajas de la utilización de este tipo de materiales. La menor masa y mayor rigidez de éstos en comparación con los metales, disminuye el aislamiento acústico aunque puede ser compensado por un mayor amortiguamiento con el empleo de diferentes núcleos y mejora de las uniones entre elementos. La combinación más adecuada debe ser estudiada en cada caso.
- Compatibilidad electromagnética. La sustitución de la estructura metálica por una estructura de compuesto modifica las características electromagnéticas (EMC) de la misma. Los compuestos tienen menos conductividad y una mayor capacidad de apantallamiento junto con un incremento de las reflexiones y resonancias en el interior de la caja. Otro impacto negativo son los retornos de corriente y los efectos térmicos provocados por saltos de arcos eléctricos. En este sentido, toda la normativa está pensada para una caja de material metálico.
- Requisitos estructurales. La normativa de cálculo estructural EN 12663 [18] en su parte dedicada a la fatiga (aptdo. 7.3) solo contempla materiales metálicos, por lo que ésta requiere una modificación parcial para adaptarla al comportamiento de los materiales compuestos. Además, es necesario definir un proceso de caracterización común a los materiales para asegurar que la definición de coeficientes de seguridad sea compatible con la metodología empleada en la caracterización de los materiales.
- Uniones. Como en los casos anteriores existe un vacío normativo en cuanto al diseño, fabricación y criterios de aceptación de uniones para materiales compuestos.

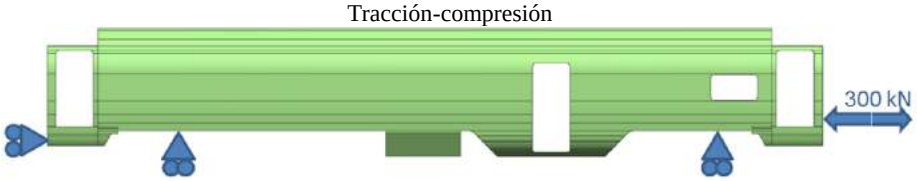
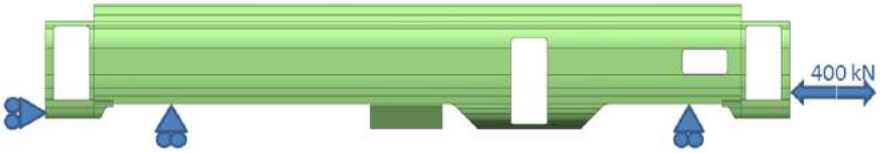
3. Roll2Rail: WP3 Cajas

Para dar los primeros pasos en la fabricación de las cajas de próxima generación en materiales ligeros dentro del Proyecto Europeo Roll2Rail [19] (y con miras al proyecto Shift2Rail [1]), se ha definido un paquete de trabajo dedicado a la estructura de los coches, el WP3. En este paquete de trabajo están integrados fabricantes de material rodante (Bombardier Transportation, Hitachi Rail Italy, Siemens, Talgo y Stadler Rail Valencia), operadores (SNCF) e institutos de investigación y universidades (DLR, Fraunhofer y KTH).

El WP3 se encuentra subdividido en tres tareas: especificación técnica de las cajas (Alta Velocidad y Tren-Tram/Metro ligero), evaluación de materiales y tecnologías de unión.

En la tarea de especificación de las cajas se han definido las condiciones y requerimientos (ETI, normas u otros) que deben cumplir las cajas de nueva generación teniendo en cuenta todas las recomendaciones realizadas en el proyecto REFRESCO y junto con unas condiciones ambientales marco. Estas condiciones y requerimientos incluyen vibraciones, ruido y aislamiento térmico, compatibilidad electromagnética o requisitos relacionados con fuego.

Por ejemplo, se ha desarrollado para el cálculo estructural una definición completa de casos de carga a fatiga incluyendo los casos de carga de bajo ciclaje (LCF o Low Cycle Fatigue), importantes para el diseño con materiales compuestos pero que no se suelen tener en cuenta cuando se diseña con metales. La propuesta con los casos de carga considerados se encuentra recogida en la tabla 1.

Cargas introducidas por la via 	•±0.15g_x o acel. dadas por la tracción •±0.15g_y •(1±0.15)g_z	10^7 ciclos
Tracción-compresión 	±200 kN	10^7
Tracción-compresión 	±300 kN	10^5
Tracción-compresión 	±400 kN	10^3
Cargas aerodinámicas	±2000Pa	10^7
Conexión caja-rodadura	Simulación dinámica	10^7
Fijaciones de equipos	Simulación dinámica	10^7
Acoplamientos	Simulación dinámica	10^7
Uniones articuladas	Simulación dinámica	10^7
Carga excepcionales de tracción-compresión	de -1500kN a +1000kN	1
Cargas excepcionales aerodinámicas	de -8000Pa a +6500Pa	1
Cargas excepcionales en las fijaciones de equipos, acoplamientos, etc.		1
Cargas térmicas	Variación: Diaria Estacional Túnel (por día)	10^4 30 10-100
Levantes en diferentes combinaciones (tres puntos, por los extremos, etc)		1-70
Cargas debidas a los procesos de fabricación	Pendiente de definir	

Junto con la especificación técnica de la caja que incluye una definición geométrica básica de la misma, se ha desarrollado un estudio de sensibilidad del impacto de la geometría en el peso utilizando optimización topológica [20, 21]. Este estudio ha sido realizado principalmente por DLR.

El objetivo del estudio es evaluar las variaciones en el peso de la estructura primaria debido a ligeras modificaciones en la geometría del coche. Este trabajo se ha realizado sobre la geometría del coche de alta velocidad y sobre el Tren-Tram/Metro ligero.

Se muestran dos ejemplos del estudio en la figura 6. Para el caso del Tren-Tram/Metro ligero se estudia el efecto de las modificaciones del espacio entre las ventanas y las puertas.

Con una reducción de un 15% en el ancho de la puerta (-300mm) se puede conseguir hasta un 20% de ahorro de peso. Ampliando la zona del marco de ventana, ver figura 6, se consigue una reducción del 6%.

Para el modelo de alta velocidad, se estudia el efecto de la modificación de la posición puerta de servicio, consiguiendo hasta un 14% de reducción en el peso en la posición óptima, que es la situada en el centro del

coche. En este caso, se estudió también la modificación del espacio entreventanas, consiguiendo solo una mejora del 3% respecto de la geometría original aumentando el espesor de la entreventana en 100mm.

En todos los casos aparece una clara estructura tipo cercha en X en la estructura existente entre ventanas y puertas.

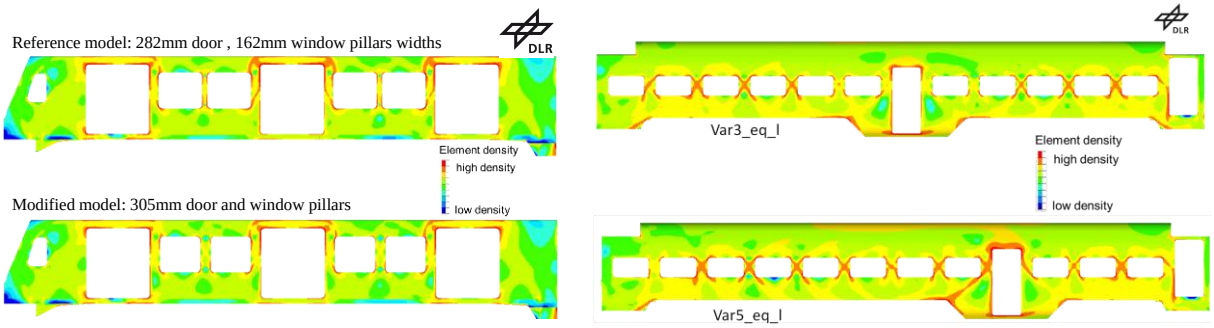


Figura 6: Optimización topológicas de las cajas [21].

A la vista de este estudio, la geometría debe estudiarse en profundidad si se quiere mejorar el peso de la estructura primaria y continuar siendo compatible con la accesibilidad, distribución interior, atractivo para el pasajero y diseño exterior. La otra conclusión es que las cajas tipo Tren-Tram/Metro ligero son más sensibles a las modificaciones debido a las mayores cargas verticales (al admitir mayor número de pasajeros de pie), la longitud de las cajas y la configuración de puertas y ventanas.

En la evaluación del material, se han realizado diferentes propuestas de configuración para la caja con combinaciones de diferentes materiales dependiendo de su localización teniendo en cuenta: comportamiento estructural, ruido, vibraciones, requisitos térmicos o de fuego. Para este estudio solo se ha considerado la caja del Tren-Tram/Metro ligero.

Se ha considerado una mezcla de una estructura tradicional de bastidor (vigas longitudinales, perfil extruido sobre los bogies, zonas mecano-soldadas en la zona de soportería para rodadura y la zona acoplamiento) junto con sándwich de espuma de aluminio para el piso.

Las paredes laterales formadas por un sándwich de compuesto de 20mm de espesor, pieles de fibra de carbono y un núcleo de espuma PET (Tereftalato de Polietileno). Para darle mayor rigidez se incluyen unos rigidizadores longitudinales embebidos en el laminado, aumentando localmente el espesor de la pared a 50mm. La elección de fibra de carbono se realiza principalmente con el objetivo de reducir peso, en detrimento de otras fibras más económicas como la fibra de vidrio (27% menos).

El techo se construye de manera similar a los paneles laterales, sándwich de compuesto de pieles de carbono con núcleo de espuma y rigidizadores longitudinales incluyendo las vigas longitudinales del techo.

Con una configuración como la descrita, se consigue un nivel de rigidez equivalente a la caja metálica. Haciendo el análisis de los casos de carga estáticos, se obtienen buenos resultados excepto para el caso de carga en los buffers frontales donde se obtiene una concentración de tensiones en la interfaz cabina-buffer. En la figura 7 se muestra el caso de compresión longitudinal de 800kN a nivel de acoplamiento.

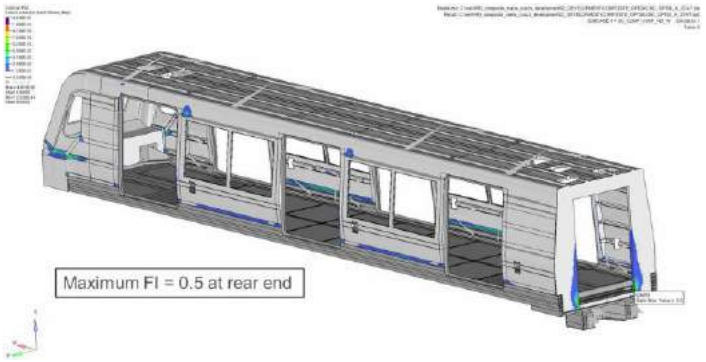


Figura 7: Optimización topológicas de las cajas.

De los puntos analizados en REFRESCO, los referentes a los criterios de fuego, propiedades térmicas y acústicas son los más exigentes para los nuevos materiales. Esto lleva a que la metalización de la caja en algunas zonas sea inevitable a la espera del desarrollo de nuevas resinas, por ejemplo, en la zona del bastidor donde se pide categoría EI15 en caso de equipos de potencia.

En la tarea de tecnologías de unión, se ha desarrollado una lista con las tipologías de unión disponibles teniendo en cuenta criterios estructurales, mantenimiento, homologación y su viabilidad de cara a aplicarla en materiales compuestos.

De las tecnologías evaluadas se han identificado dos como las más prometedoras: uniones adhesivas e insertos metálicos por la posibilidad de unir materiales disimilares (metal y material compuesto, por ejemplo).

Se han desarrollado diferentes conceptos de unión para una conexión típica en un coche, la conexión entre un lateral (material compuesto) y el bastidor principal (metálico) tal como se muestra la figura 8.

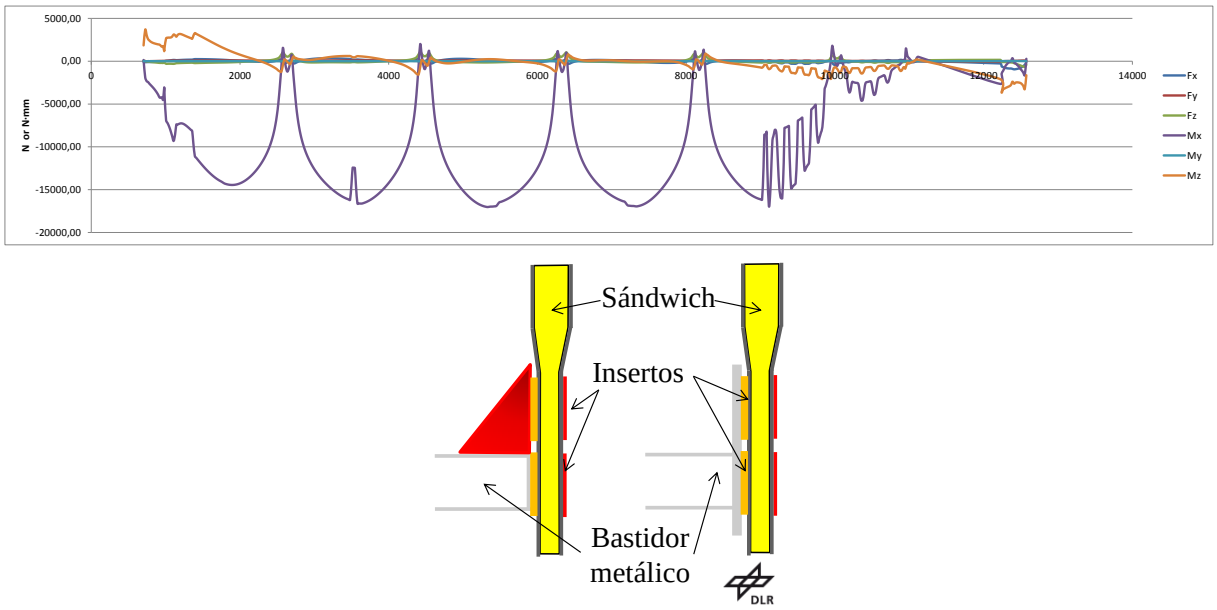


Figura 8: Esfuerzos en la conexión lateral bastidor y dos conceptos de conexión mediante insertos [22].

Los únicos impedimentos para la incorporación de estas tecnologías a la estructura primaria de la caja son los aspectos relacionados con la certificación y los costes.

4. Shift2Rail

En el proyecto Shift2Rail [1], concretamente en el IP1 TD1.3 se tiene como objetivo la construcción de diferentes demostradores (hasta TRL7, Technology Readiness Level 7, en alta velocidad) con el objetivo de obtener una reducción en peso de la estructura primaria entre un 15% y un 30% y por tanto conseguir un aumento de la capacidad y un ahorro energético.

5. Conclusiones

A la vista de los diferentes pasos cubiertos hasta ahora, es claro que el principal impedimento de cara a la introducir materiales ligeros en la estructura de la caja es el relacionado con el marco normativo y el proceso de certificación debido la naturaleza conservadora del mundo del ferrocarril con el fin último de mantener o mejorar los niveles de seguridad actuales.

A parte del tema normativo, se ha podido ver que todos los parámetros de diseño están interrelacionados entre sí, por lo que materiales, uniones y cajas han de ser estudiados conjuntamente para obtener la solución óptima en cuanto a coste, peso, rendimiento o fabricación. Con los estudios realizados se ha visto que existe viabilidad para la construcción de cajas con un elevado porcentaje de material compuesto y unos posibles ahorros cercanos al 30% en peso.

6. Referencias

[1] http://www.shift2rail.org/ Web oficial Proyecto Shift2Rail.

[2] E. Campus, B. Roure. Use of composite materials in railway applications. SNCF, CIM, 2006.

[3] EP1862366 (A1). Side wall of the body of a railway vehicle. Alstom Transport, 5 diciembre 2007

[4] Metro C20 – Stockholm, Sweden, Bombardier Transportation, 2015

[5] D. Wennberg. Light Weighting Methodology In Rail Vehicle Design Through Introduction of Load Carrying Sandwich Panels. KTH. 2011 .

[6] Static And Dynamic Testing Of Composites Structures in the Railway Industry, Bombardier Transport, 2003.

[7] Carruthers, O'Neill. The Design and Prototyping of a Lightweight Crashworthy Rail Vehicle Driver's Cab, Ingleton & Robinson, 2011

[8] Manufacturing and Structural Safety Evaluation of a Composite Train Carbody, Jungseok & Kwang-Bok, 2007

[9] David Wennberg. Multi-Functional Composite Design Concepts For Rail Vehicle Car Bodies, KTH, 2013

[10] Jec Composites. A Hybrid Composite Carbody For Korean Tilting Train. 2 Noviembre 2011.

[11] Jec Composite. Cross Sectional View Of The Composite Carbody Structure, 2 Noviembre 2011

[12] D.Wennberg. A Light Weight Car Body For High-Speed Trains. KTH. 2010

[13] K. B. Shin, S. H. Hahn. Evaluation of the structural integrity of hybrid railway carriage structures including the ageing effects of composite materials. Composite Structures, 68(2), (2005), 129-137.

[14] VOITH. Rail Vehicles: Voith Presents New Vehicle Head Concept Galea at Innotrans 2012, 17 Septiembre 2012.

[15] VOITH. Ahead in Safety.Galea Crash Concept. Maximum Energy Adsorption In All Cases. 2015

[16] http://www.refresco-project.eu/ Web oficial Proyecto REFRESCO. Programa FP7 acuerdo nº: 605632.

[17] EN 45545 Aplicaciones ferroviarias. Protección contra el fuego de vehículos ferroviarios.

[18] EN 12663 Aplicaciones ferroviarias. Requisitos estructurales de las cajas de los vehículos ferroviarios.

[19] http://www.roll2rail.eu/ Web oficial del Proyecto Roll2Rail Programa H2020 acuerdo nº: 636032.

[20] J. König, H.E. Friedrich, J. Winter, M. Schön. Novel Lightweight Construction Concepts and Methods for Car Bodies. The International Journal of Railway Technology, 8(11) (2014).

[21] Roll2Rail. Car bodyshell specification, Deliverable 3.1.

[22] Roll2Rail. Joining Technologies, Deliverable 3.3.

Validación de un modelo computacional eficiente de vehículos ferroviarios a escala con resultados experimentales

J. F. Aceituno[1], S. Muñoz[2], J. L. Escalona[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. Universidad de Sevilla. aceituno@us.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Materiales. Universidad de Sevilla. sergiomunoz@us.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. Universidad de Sevilla. escalona@us.es*

En este trabajo, se presenta una comparación entre resultados numéricos y experimentales de un vehículo ferroviario a escala de 5 pulgadas de ancho de vía. Para ello y con relación al vehículo experimental, se definen las principales características sobre su diseño, identificación paramétrica, factores de escala e instrumentación incorporada, la cual está formada por sensores inerciales y láseres de distancia. Además, para mejorar la calidad de la comparación numérico-experimental, un trazado de vía ferroviaria a escala de 70 metros de longitud y sobre el que circula el vehículo experimental, ha sido minuciosamente medido. En relación al modelo computacional, se propone una formulación simplificada y eficiente basada en el contacto rueda-carril con restricciones "knife-edge" con el propósito de comprobar la precisión del mismo al disponer de resultados experimentales.

1. Introdución

El análisis y diseño de la dinámica de vehículos ferroviarios es uno de los campos de estudio de la rama de la Dinámica de Sistemas Multicuerpo. La estrategia de prueba y error con prototipos reales es una costumbre de aprendizaje del pasado. En la actualidad, el ahorro que las simulaciones por ordenador pueden producir es de tal importancia que los experimentos con prototipos reales se reducen al mínimo para llevarse a cabo sólo por motivos de validación. Para reducir los costes que conllevan las pruebas experimentales con vehículos reales, se pueden utilizar vehículos a escala. Dicho método ha sido bastante útil para la industria en la investigación de la dinámica ferroviaria ya que, pese a las mejores de las técnicas de simulación, la posibilidad de validar resultados numéricos con datos experimentales es siempre de gran interés.

Algunas investigaciones con prototipos ferroviarios se pueden encontrar en la literatura. En [1], se diseña un bogie con ayuda de los factores de escala relativos a longitud, masa e inercia, permitiendo el estudio de vehículos reales a través de prototipos escalados. En [2], se desarrolla un vehículo ferroviario a escala para analizar el negociado de curvas en el desgaste rueda-carril mientras que en [3], el mismo vehículo es analizado con un sistema de control de tracción y frenado. Otro tipo de prototipos ferroviarios a destacar son los llamados anillos de rodadura (o "*roller-rigs*"), que permiten el estudio experimental de vehículos ferroviarios reales en condiciones de laboratorio [4-5].

En este trabajo, la sección 2 resume el diseño y propiedades mecánicas del vehículo ferroviario a escala. La definición y localización de los diferentes sensores instalados sobre el mismo se presenta en la sección 3. En la sección 4 se presenta la medición de la calidad geométrica del trazado de vía en donde se ha instrumentado el vehículo y la determinación de las irregularidades de vía. La sección 5 recoge las características de los ensayos con el vehículo mientras que la sección 6 presenta el modelo computacional utilizado. Finalmente, los apartados 7 y 8 resumen la comparación numérico-experimental y las conclusiones y trabajos futuros respectivamente.

2. Vehículo ferroviario a escala

El diseño de un vehículo ferroviario a escala supone un reto desafiante. Por un lado, si la dinámica del vehículo es de especial interés, el diseño debe considerar las diferencias debidas a los criterios de escala [6], de tal forma que el vehículo sea representativo con respecto a un vehículo real. Por otro lado, su reducido tamaño implica dificultades adicionales para la instalación de sensores inerciales, elementos de transmisión y/o de suspensión.

El principal objetivo de este trabajo es el de hacer una comparación entre el comportamiento dinámico del modelo numérico presentado en el capítulo 6 frente a los resultados experimentales adquiridos por el prototipo cuando circula sobre una vía de 5 pulgadas de ancho de vía ya construida. Por tanto, el diseño viene impuesto por el llamado factor de escala de longitud φ_L, cuyo valor respecto a una vía estándar de ancho europeo es:

$$\varphi_L = 11.3 \tag{1}$$

Una vez el vehículo satisface el factor de escala de longitud, su diseño debe tratar de contemplar, en la medida de lo posible, un comportamiento dinámico similar al de un vehículo real. En este caso, el vehículo real adoptado como base, es el vagón ML95 fabricado por Bombardier Inc. que opera en la compañía de metro de Lisboa y cuyas propiedades mecánicas pueden obtenerse en [7]. Sin embargo, un factor de escala de longitud de 11.3 implica una gran reducción en el tamaño del vehículo a escala, lo cual deriva en conflictos de factores de escala [6], tales como con el factor de densidad φ_ρ o de masa φ_m. En este caso, para evitar problemas de desgaste, φ_ρ no puede mantenerse pues el mismo material respecto a un vehículo real es empleado para el diseño de la rueda y carril. Igualmente, φ_m no se puede mantener pues el número de sensores, baterías y demás elementos electrónicos que van instalados en el vehículo no se pueden estimar con precisión. Este es el motivo por el que el criterio seleccionado para el diseño del vehículo ferroviario a escala, debe ser un compromiso entre el obligatorio φ_L y el deseado comportamiento dinámico.

En resumen, las principales características del vehículo a escala se detallan a continuación:

- Está formado por un total de 4 ejes, 2 bogies y 1 un coche como puede verse en la figura 1. Sus propiedades mecánicas se muestran en la tabla 1.
- Radio nominal de las ruedas de 38.1 mm para ser acorde con φ_L. Velocidad nominal de 2 m/s al mantener la misma velocidad angular nominal del vehículo ML95. Conicidad constante de e igual a λ = 1/30.
- Debido al escaso espacio disponible, las suspensiones primaria y secundaria están formadas únicamente por amortiguadores y muelles verticales y mostrados en la tabla 2, de tal manera que la rigidez de estos últimos debe ser suficientemente alta como para evitar inestabilidad lateral y longitudinal.

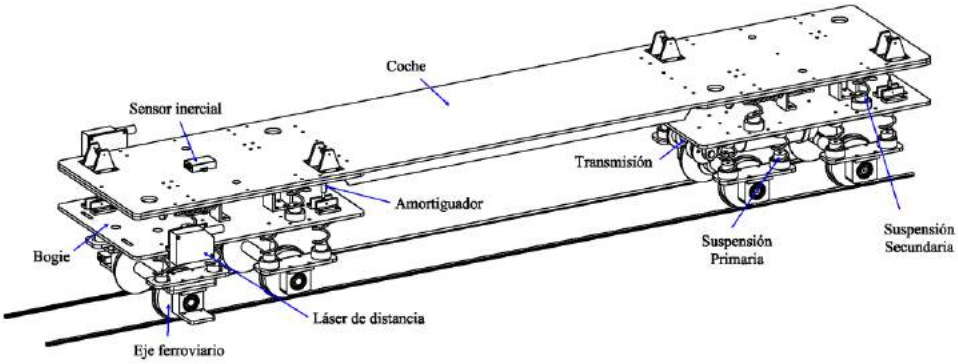


Figura 1: Diseño 3D del vehículo a escala.

Tabla 1: Propiedades mecánicas vehículo a escala.

Nombre	m [kg]	I_{xx} [kgm^2]	I_{yy} [kgm^2]	I_{zz} [kgm^2]	I_{xy} [kgm^2]	I_{xz} [kgm^2]	I_{yz} [kgm^2]
Eje ferroviario	1.598	0.009	0.001	0.009	0.00	0.00	0.00
Bogie transmisión	4.096	0.017	0.046	0.055	0.0049	0.0049	0.0002
Bogie sensores	1.964	0.012	0.024	0.036	0.0007	0.0001	0.00
Coche	32.044	0.122	3.452	3.518	-0.001	0.009	0.00

Tabla 2: Características suspensión primaria y secundaria.

Nombre	*Nº muelles*	Longitud inicial [mm]	k_z [N/m]	k_y [N/m]	c_z [Ns/m]	c_y [Ns/m]
Suspensión primaria	16	50	8700	4090	3.52	9.15
Suspensión secundaria	8	50	8700	4090	3.52	9.15
Amortiguadores Suspensión secundaria	4	-	-	-	17.6	-

3. Sensores

Se han instalado un total de 3 sensores inerciales para la adquisición de la dinámica experimental del vehículo, en los distintos niveles de suspensión del mismo, es decir, un sensor a nivel de eje, otro a nivel de bogie, y otro sobre el coche como se puede observar en la figura 2. Además, para medir la deflexión producida en las distintas suspensiones, se utilizan dos medidores de distancia láser.



Figura 2: Izquierda: Sensores inerciales. Derecha: Láser de distancia en suspensión primaria.

4. Medición de la vía ferroviaria

En esta sección se muestra el novedoso procedimiento seguido para medir la geometría e irregularidades de la vía ferroviaria sobre la que el vehículo a escala se ha ensayado. La geometrría ideal de la misma se extrae de los planos de construcción y consiste un tramo recto de 35 metros de longitud seguidos por un tramo de curvatura constante de 15 metros de radio. Dicha geometría ideal no contempla ni tramo de transición ni peralte. Sin embargo, como normalmente ocurre en la industria ferroviaria, la geometría real presenta importantes diferencias con respecto a la ideal, principalmente debido a los defectos de vía. Por ello, para su medición se ha utilizado una estación total de alta precisión modelo TS15 P 1" R400 de Leica Geosystems.

La medición se realiza a través de unas marcas cada 2 cm sobre la cabeza de los carriles izquierdo y derecho y con la ayuda de un prisma que se posiciona sobre dichas marcas, tal y como se puede ver en la figura 3. Al ser un procedimiento que requiere un considerable período de tiempo, la estación total debe ser instalada en distintas posiciones, por lo que para evitar la acumulación de errores en las mediciones, un total de 10 puntos ya medidos se vuelven a medir cada vez que la estación total modifica su posición.

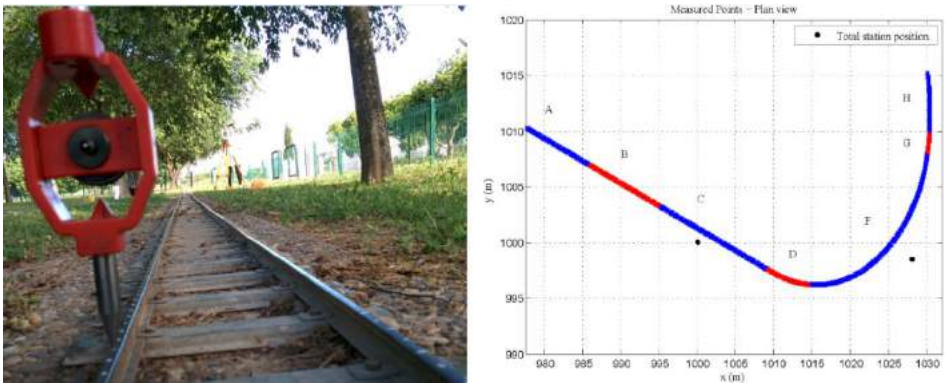


Figura 3: Izquierda: Proceso de medición. Derecha: Vista en planta de los puntos medidos.

Los puntos medidos en los carriles izquierdo y derecho deben ser transformados en irregularidades cuantitativas, es decir, en desplazamientos laterales y verticales de la sección vertical del carril con respecto a una configuración indeformada de referencia [8] (véase figura 4). Este procedimiento se describe en las siguientes subsecciones.

4.1. Geometría de la línea central

La posición real de la línea central $\mathbf{r}_{CL}^{i}$ para cada punto medido *i* se puede obtener como:

$$\mathbf{r}_{CL}^{i}\left(s^{i}\right)=\frac{1}{2}\left(\mathbf{r}_{L}^{i}\left(s^{i}\right)+\mathbf{r}_{R}^{i}\left(s^{i}\right)\right),\qquad i=1,\ldots,f \tag{2}$$

siendo $\mathbf{r}_L^i$ y $\mathbf{r}_R^i$, los vectores de posición del carril izquierdo y derecho respectivamente, *f* el número de puntos discretizados en la línea central y s^i la coordenada de la trayectoria de cada punto *i*. Sin embargo, conocida la geometría real de la línea central, es necesario conocer su geometría ideal para poder proyectar las desviaciones de los carriles izquierdo y derecho y cuantificar el tamaño de las irregularidades. En la vía experimental objeto de estudio no existe peralte, lo cual implica que en ambos carriles la componente vertical es la misma. Sólo es necesario conocer la proyección y el desarrollo ideal de la misma, para tener completamente definida su geometría.

Tomando como base los planos constructivos de la vía, el cálculo de la proyección de la línea central se reduce a encontrar la función analítica de una recta seguida por una curva de radio constante que mejor aproxima a la línea central real. Dicha función analítica $\mathbf{r}(s)$ se puede obtener minimizando la distancia cuadrática d^2 entre los puntos medidos $\mathbf{r}_{CL}(s)$ y la función objetivo $\mathbf{r}(s)$ sujeta a dos restricciones geométricas: el vector distancia que une el primer punto del tramo curvo con el centro del radio es igual al radio de curvatura y que este vector es perpendicular al tramo recto. La función d^2 puede escribirse como:

$$d^2 = \left[\mathbf{r}_{CL} - \mathbf{r}(s)\right]^T \left[\mathbf{r}_{CL} - \mathbf{r}(s)\right] \tag{3}$$

Dicho proceso de minimización es llevado a cabo aplicando el método de los multiplicadores de Lagrange, proporcionando una geometría ideal de la línea central consistente en un tramo recto de 34.85 m de longitud y un tramo curvo de radio constante e igual a 14.92 m. Nótese que dichos valores son cercanos pero no iguales a los proporcionados por los planos constructivos.

Finalmente, la definición del perfil vertical ideal de la línea central se ha llevado a cabo mediante líneas rectas con diferente pendiente enlazadas entre sí mediante tramos de transición cuadráticos y tangentes.

4.2. Irregularidades de vía

Conocida la geometría ideal y real de la línea central y habiendo identificado la geometría de los carriles izquierdo y derecho como función de la coordenada de la trayectoria *s*, las irregularidades laterales y vertical de las figuras 4 y 6 pueden obtenerse mediante la proyección sobre la geometría ideal, de la geometría medida.

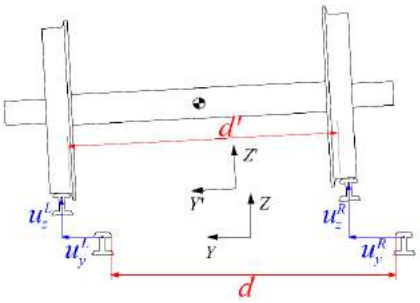


Figura 4: Irregularidades de vía.

Para las irregularidades laterales, se proyecta la geometría ideal de la línea central a lo largo del ancho de vía sobre el carril izquierdo y derecho. Por simplicidad, en lo que sigue se supone únicamente con respecto al carril izquierdo en la figura 5 y ecuación 4, en donde $\mathbf{J}_L^i$ es el vector distancia entre el punto medido del carril izquierdo $\mathbf{r}_L^i$ y el punto de la línea central $\mathbf{r}_{CL}^i$, $\mathbf{j}_L^i$ es su vector unitario, *a* es el semiancho de vía y $\mathbf{y}_L^i$ es la irregularidad lateral en forma vectorial. Nótese que u_y^L de la figura 4 se obtiene como el módulo de $\mathbf{y}_L^i$.

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_L^i &= \mathbf{r}_L^i - \mathbf{r}_{CL}^i \quad \rightarrow \quad \mathbf{j}_L^i = \frac{\mathbf{J}_L^i}{\left|\mathbf{J}_L^i\right|} \\ \mathbf{y}_L^i &= \mathbf{r}_L^i - \left(\mathbf{r}_{CL}^i + a\mathbf{j}_L^i\right) \end{aligned} \tag{4}$$

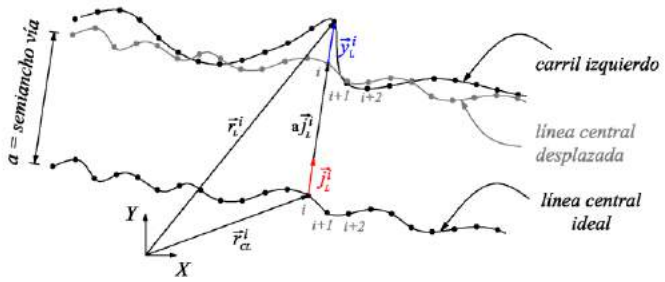


Figura 5: Cálculo de la irregularidad lateral en el carril izquierdo.

Al no existir peralte, el cálculo de la irregularidad vertical puede evaluarse como la diferencia entre la componente vertical medida del carril izquierdo y derecho, $\mathbf{r}_L$ y $\mathbf{r}_R$, con respecto a la de la línea central $\mathbf{r}_{CL}$ tal que:

$$u_z^{L,R} = \left(\mathbf{r}_{L,R} - \mathbf{r}_{CL}\right)_z \tag{5}$$

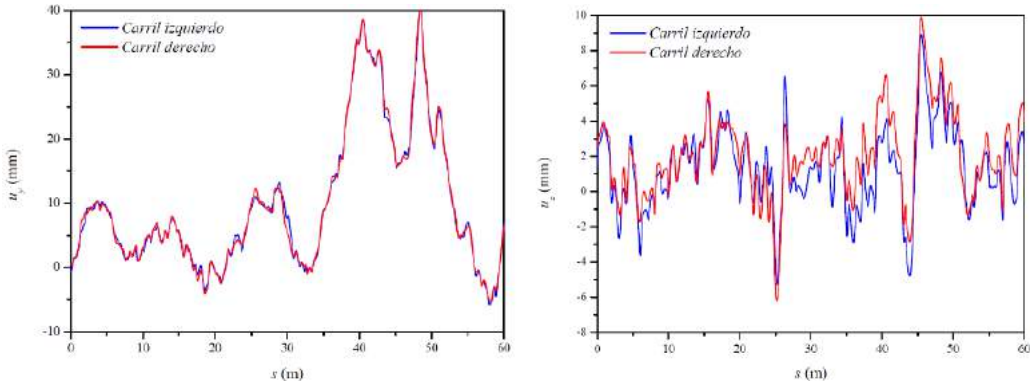


Figura 6: Izquierda: Irregularidad lateral. Derecha: Irregularidad vertical.

5. Prueba experimental

Tras la medición de la vía ferroviaria, el vehículo a escala es ensayado sobre la misma con el propósito de adquirir la información de su comportamiento dinámico por sus sensores. Las características del ensayo experimental son:

- El prototipo se ensambla de forma que el bogie instrumentado es el delantero mientras que el bogie conductor es el trasero.
- El último eje del bogie conductor se posiciona inicialmente sobre el primer punto medido de la vía. Es decir, el bogie delantero está adelantado con respecto a la posición de la vía (véase figura 7).
- Todos los sensores empiezan a adquirir la información en el instante en que el motor empieza a rotar.
- Para evitar deslizamiento del eje tractor, la aceleración con la que el vehículo alcanza la velocidad nominal se restringe al 10% de la aceleración máxima.

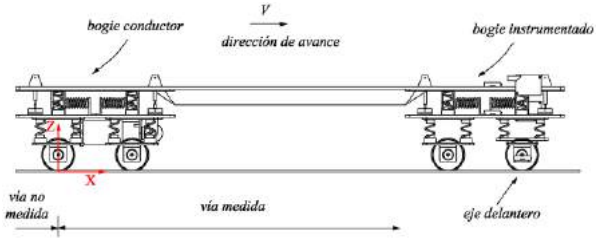


Figura 7: Posición inicial en el ensayo experimental.

6. Modelo computacional

El modelo computacional utilizado en este trabajo es un modelo simple pero eficiente que puede utilizarse para observación directa, identificación paramétrica y mediciones de geometría de vía. Sus propiedades principales son:

- La dinámica lateral y vertical se calculan independientemente pero están acopladas mediante restricciones de contacto. Se desprecia la dinámica longitudinal y se incluye la anterior distribución de irregularidades.
- La interacción rueda-carril se modela utilizando restricciones de contacto de *filo de cuchillo* y el concepto de conicidad equivalente

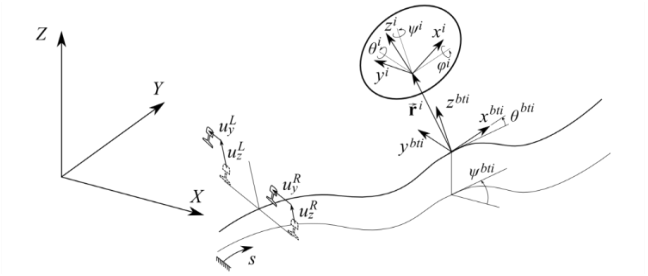


Figura 8: Descripción cinemática de vehículo arbitrario y de un carril irregular.

Si un vehículo ferroviario se asume que contiene *p* sólidos no-ejes y *q* sólidos ejes, su vector de coordenadas generalizadas **q** es:

$$\mathbf{q} = \left[\mathbf{q}^{nwh1^T} \quad \cdots \quad \mathbf{q}^{nwhp^T} \quad \mathbf{q}^{wh1^T} \quad \cdots \quad \mathbf{q}^{whq^T} \right]^T \tag{6}$$

donde el subíndice *nwh* y *wh* por sus siglas en inglés se refiere a no-eje y a eje ferroviario:

$$\mathbf{q}^{nwhi} = \left[r_y^{nwhi} \quad r_z^{nwhi} \quad \varphi^{nwhi} \quad \theta^{nwhi} \quad \psi^{nwhi} \right]^T, \quad \mathbf{q}^{whi} = \left[r_y^{whi} \quad \psi^{whi} \right]^T \tag{7}$$

Estas coordenadas se definen con respecto a un sistema de referencia del sólido (BTF) que sigue el movimiento de los mismos (véase figura 8 superíndice *bt*). La cinemática de los sólidos no-eje se describe con 5 coordenadas mientra que para los ejes sólo es necesario 2. Ello se debe a que las coordenadas verticales r_z^{whi} y φ^{whi} se calculan utilizando contacto rueda-carril con restricciones mientras que para el ángulo de *roll* θ^{whi} se asume que varía tal que $\dot{\theta}^{whi} = V / r_0$, siendo *V* la velocidad de avance del vehículo y r_0 el radio nominal de la rueda. Por tanto, el vehículo se describe con $n = 5p + 2q$ coordenadas generalizadas que se pueden dividir en:

$$\mathbf{q}_L = \left[\mathbf{q}_L^{nwh1^T} \quad \cdots \quad \mathbf{q}_L^{nwhp^T} \quad \mathbf{q}^{wh1^T} \quad \cdots \quad \mathbf{q}^{whq^T} \right]^T, \quad \mathbf{q}_V = \left[\mathbf{q}_V^{nwh1^T} \quad \cdots \quad \mathbf{q}_V^{nwhp^T} \right]^T \tag{8}$$

en donde *L* y *V* hacen referencia a lateral y vertical respectivamente. En esta ecuación:

$$\mathbf{q}_L^{nwhi} = \left[r_y^{nwhi} \quad \psi^{nwhi} \right]^T, \quad \mathbf{q}_V^{nwhi} = \left[r_z^{nwhi} \quad \varphi^{nwhi} \quad \theta^{nwhi} \right]^T \tag{9}$$

Las ecuaciones del movimiento para la dinámica vertical quedan:

$$\mathbf{M}_V \ddot{\mathbf{q}}_V + \mathbf{C}_V^{susp} \dot{\mathbf{q}}_V + \mathbf{K}_V^{susp} \mathbf{q}_V = -\mathbf{C}_V^{wh} \dot{\mathbf{q}}_V^{wh} - \mathbf{K}_V^{wh} \mathbf{q}_V^{wh} + \mathbf{Q}^{grav} + \mathbf{Q}_{V0}^{susp} \tag{10}$$

donde $\mathbf{M}_V$, $\mathbf{C}_V^{susp}$, y $\mathbf{K}_V^{susp}$ son las matrices constantes de masa y de amortiguamiento y rigidez debida a la suspensión asociadas con la dinámica vertical, $\mathbf{C}_V^{wh}$, y $\mathbf{K}_V^{wh}$ son las matrices constantes de rigidez y amorgituamiento asociadas con las coordenadas verticales del eje, $\mathbf{Q}^{grav}$ el vector de fuerzas generalizadas debidas a la gravedad y $\mathbf{Q}_{V0}^{susp}$ contiene los términos constantes que aparecen en las fuerzas generalizadas de la suspensión.

Las ecuaciones del movimiento para la dinámica lateral vienen dadas por:

$$\mathbf{M}_L\ddot{\mathbf{q}}_L+\left(\mathbf{C}_L^{susp}+\mathbf{C}^{creep}\right)\dot{\mathbf{q}}_L+\left(\mathbf{K}_L^{susp}+\mathbf{K}^{creep}\right)\mathbf{q}_L=\mathbf{Q}^{BTFin}+\mathbf{Q}_{L0}^{susp}+\mathbf{Q}^{normal}+\mathbf{Q}_0^{creep}+\mathbf{Q}^{flange} \qquad (11)$$

donde $\mathbf{M}_L$, $\mathbf{C}_L^{susp}$, y $\mathbf{K}_L^{susp}$ son las matrices constantes de masa, y de amortiguamiento y rigidez debidas a la suspensión asociadas con la dinámica lateral, $\mathbf{C}^{creep}$ y $\mathbf{K}^{creep}$ las matrices asociadas con la las fuerzas tangenciales de creep rueda-carril, $\mathbf{Q}^{BTFin}$ es el vector de fuerzas de inercia generalizadas debidas al movimiento del BTF, $\mathbf{Q}_{L0}^{susp}$ contiene los términos que aparecen en las fuerzas generalizadas de suspensión cuando las coordenadas y velocidades laterales son cero, $\mathbf{Q}^{normal}$ y $\mathbf{Q}^{flange}$ son los vectores de fuerzas normales de contacto y de contacto en flanco generalizadas y $\mathbf{Q}_0^{creep}$ contiene los términos que aparecen en el vector de fuerzas de creep generalizadas cuando las coordenadas laterales y velocidades son cero.

Estas ecuaciones de movimiento pueden integrarse para cada paso de tiempo t_i u el siguiente procedimiento:

- Se suponen conocidos el valor de las coordenadas generalizadas del vehículo $\mathbf{q}(t_i)$ dado en la ecuación 6 y su derivada $\dot{\mathbf{q}}(t_i)$.
- La posición s^{vt} y velocidad $\dot{s}^{vt}$ del vehículo a lo largo de la vía es calculada junto con la de cada eje s^{whi}. También se calcula el vector de irregularidades de vía $\mathbf{u}^{irr}\left(s^{whi}\right)=\left[u_y^L \quad u_y^R \quad u_z^L \quad u_z^R\right]^T$ y su primera y segunda derivada espacial para cada eje ferroviario del vehículo.
- Las restricciones de contacto de *filo de cuchillo* se usan para obtener $\mathbf{q}_V^{wh}$ y $\dot{\mathbf{q}}_V^{wh}$.
- Las ecuaciones del movimiento para la dinámica vertical dadas en la ecuación 10 se resuelven utilizando como dato el valor de $\mathbf{q}_V^{wh}$ y $\dot{\mathbf{q}}_V^{wh}$. Esta solución proporciona las aceleraciones verticales del vehículo $\ddot{\mathbf{q}}_V$ y las fuerzas de suspensión $\bar{\mathbf{F}}_L^{susp}$ y $\bar{\mathbf{F}}_R^{susp}$ que el resto del vehículo transmite a cada eje. Estas fuerzas son necesarias para calcular las fuerzas de contacto normal en la llanta.
- Las ecuaciones del movimiento para la dinámica lateral dadas en la ecuación 11 se resuelven utilizando como dato el valor de las irregularidades de vía para la posición de cada eje y las fuerzas de suspensión $\bar{\mathbf{F}}_L^{susp}$ y $\bar{\mathbf{F}}_R^{susp}$ de cada eje. Su solución proporciona las aceleraciones laterales del vehículo $\ddot{\mathbf{q}}_L$.
- Utilizando el valor calculado de las aceleraciones del vehículo $\ddot{\mathbf{q}}(t_i)$, el vector de coordenadas del sistema $\mathbf{q}(t_{i+1})$ y velocidades $\dot{\mathbf{q}}(t_{i+1})$ pueden actualizarse empleando el algoritmo de integración.

7. Validación

La validación experimental del modelo propuesto está basada en la comparación entre los resultados experimentales adquiridos por el vehículo a escala funcionando sobre la vía medida y los resultados numéricos proporcionados por el modelo. Para eliminar el ruido de alta frecuencia, todas las señales experimentales están sometidas a un filtro paso-bajo con frecuencia de corte de 50Hz.

Debido a restricciones de espacio, sólo algunos resultados se incluyen en este trabajo. En la figura 9 a la derecha, se muestran las medidas de velocidad angular del sensor instalado en el bogie. Como puede observarse, existe un acuerdo razonable entre la predicción y la experimentación, teniendo en cuenta la simplificación del modelo y su bajo coste computacional. En la parte izquierda se presentan las aceleraciones cartesianas en el eje local del sensor. En estas figuras y a pesar del uso del filtro paso-bajo, se observa ruido considerable en los resultados experimentales. Igualmente, se sigue apreciando un acuerdo razonable con los resultados numéricos. Por destacar algunos aspectos, el modelo propuesto reproduce fielmente la transición entre el tramo recto y curvo, especialmente en ω_z pues experimenta una amplitud constante debido al radio de curvatura. También la aceleración proporcionada por el motor puede apreciarse en su componente longitudinal durante los 10 primeros segundos de los resultados y en su componente lateral cuando empieza el negociado de la curva. Además, el contenido en frecuencia producido por las irregularidades es similar en ambos casos a pesar del ruido de los sensores.

8. Conclusiones

Se ha propuesto un modelo computacional eficiente para el análisis de vehículos ferroviarios basado en un cálculo independiente de la dinámica lateral y vertical pero acopladas por el uso de restricciones de contacto rueda-carril. Para validar la precisión del modelo, un vehículo a escala de 5 pulgadas de ancho de vía ha sido diseñado y sus propiedades descritas. Además, un tramo de 70 metros de longitud de una vía ferroviaria a escala en donde se ha ensayado el prototipo ha sido minuciosamente medido para cuantificar sus irregularidades y considerarlas en el modelo computacional. Los ensayos del vehículo se caracterizan por el control de la aceleración del motor, para evitar deslizamiento en el arranque hasta que el vehículo alcanza su velocidad nominal.

La precisión obtenida en los resultados permite una amplia variedad de posibles estudios en relación a la dinámica de vehículos ferroviarios como puede ser, el comportamiento en curva, inestabilidad lateral, diseño de suspensiones, confort de pasajeros y caracterización de la calidad geométrica de trazados ferroviarios.

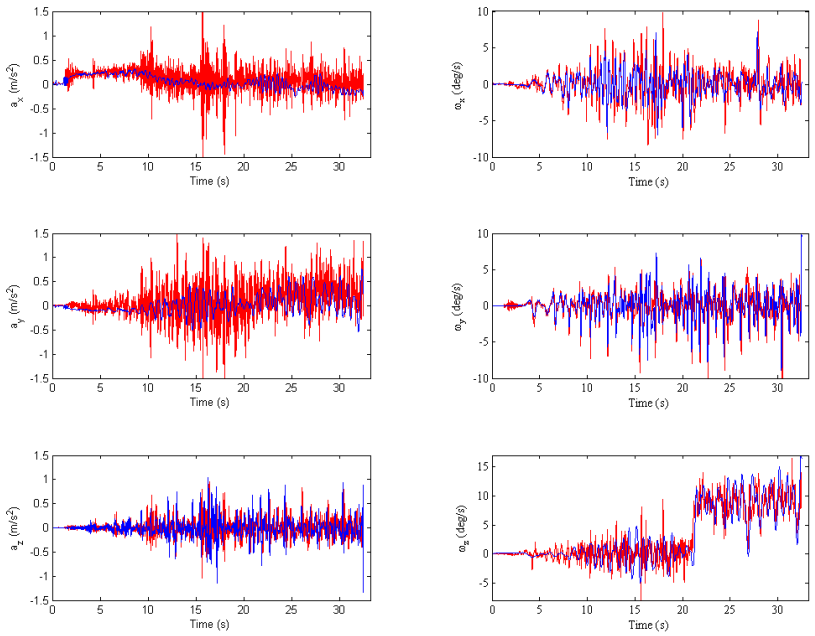


Figura 9: Aceleración y velocidad angular en el bogie. Experimentación Simulación.

9. Referencias

[1] A. Jaschinski. On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model. TU Delf, Delf University of Technology, (1990).

[2] M.S. Kim, J.H. Park, W.H. You. Construction of active steering system of the scaled railway vehicle. International Journal of Systems Applications, Engineering & Development, 2 (4), (2008).

[3] M.S. Kim, H.M. Hur. Application of braking/traction control systems to the scaled active steering testbed in the railway vehicle. WSEAS Transactions on Systems and Control, 4 (7), (2009), 296-305.

[4] N. Bosso, A. Gugliotta, A. Somà. Simulation of narrow gauge railway vehicles and experimental validation by mean of scaled tests on roller rig, Meccanica, 43 (2), (2008), 211-223.

[5] W. Zhang, J. Chen, X. Wu, X. Jin. Wheel/rail adhesion and analysis by using full scale roller rig, Wear, 253 (1), (2002), 82-88.

[6] S. Iwnicki. Handbook of railway vehicle dynamics, CRC press, (2006).

[7] J. Pombo, J. Ambròsio. A multibody methodology for railway dynamics applications, Technical Report IDMEC/CPM-2004/003, Institute of Mechanical Engineering, Instituo Superior Técnico, Lisbon (2004).

[8] J.L. Escalona, J.F. Aceituno. Modeling wheel-rail contact with pre-calculated lookup tables in arbitrary-geometry tracks with irregularities, Proceedings of the ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE, Boston, MA, USA (2015).

Estudio del contacto en la interacción rueda/carril y rueda/rodillo en bancos de ensayos ferroviarios

A. Bustos Caballero[1], H. Rubio Alonso[1], C. Castejón Sisamón[1], J. C. García Prada[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. Contacto: albustos@ing.uc3m.es

El objetivo principal de este trabajo es la realización de un estudio acerca de la interacción rueda-carril y rueda-rodillos, determinando la superficie de contacto, la máxima presión de contacto, la distribución de presiones en la zona de contacto, así como las tensiones máximas y la distribución de tensiones de von Mises en las ruedas, en los carriles y en los rodillos para su aplicación en el diseño de bancos de ensayo de bogies. Con el fin de realizar esta tarea, se han desarrollado dos tipos de modelos: unos analíticos, basados en la teoría de contacto de Hertz; y otros numéricos, utilizando el método de elementos finitos. Los tres modelos analíticos están implementados en MATLAB y permiten abordar el estudio, de forma rápida y sencilla, de los contactos por interacción rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos con variaciones del radio de los rodillos y en dos casos de carga: 50 y 100 kN por rueda. Para obtener los modelos numéricos, ha diseñado en PTC Creo Parametric un sistema de rodadura ferroviario siguiendo las especificaciones de diseño real de un conjunto eje-ruedas, así como los carriles y rodillos, según el caso, siguiendo los detalles de elementos reales y con perfil UIC-54. En los modelos numéricos se han realizado refinamientos de la malla en las zonas de contacto y se han simulado en PTC Creo Simulate con las mismas especificaciones que en los modelos analíticos. Los resultados de los modelos numéricos se pueden contrastar con los resultados de los modelos analíticos y, además, obtener las tensiones de Von Mises.

1. Introducción

El conocimiento de la interacción rueda-carril es fundamental para determinar el comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario [1-2]. La evaluación de las fuerzas de contacto y la geometría del contacto proporcionan el conocimiento básico para abordar aspectos como el diseño de sistemas tracción y control de frenado, la predicción del desgaste rueda-carril, la evaluación de seguridad en circulación o la estimación de comodidad [3].

En el caso de un banco de ensayo dinámico de bogies, el elemento de soporte no es un rail sino rodillos. Estos bancos de pruebas son una herramienta esencial para el estudio de los problemas que pueden presentarse en un vehículo ferroviario en marcha [4-9]. Estas plataformas de prueba han sido diseñadas con varias configuraciones, dependiendo de las aplicaciones que se vayan a dar a las mismas. En la referencia [8] se discuten las ventajas y desventajas del uso de diferentes tipos de bancos de ensayos de rodillos aplicados a la ingeniería ferroviaria. Los bancos de pruebas a escala real, empleados en la actualidad, se componen de sistemas de tracción rueda-rodillo (ver Figura 1-a) o rueda-2 rodillos (ver Figura 1-b).

El correcto diseño de estos rodillos es una cuestión crítica para extrapolar los resultados obtenidos. Un diseño incorrecto de estos elementos podría resultar en un sistema mecánico inadecuado, provocando cargas anómalas o desgaste excesivo en las ruedas, los rodillos o ambos. Así, un estudio detallado de la huella de contacto rueda-rodillo permite detectar estas situaciones y escoger las condiciones de diseño pertinentes

En la actualidad, debido a su simplicidad y a que son muy rápidos, se hace énfasis en estudiar el problema del contacto con modelos analíticos y modelos numéricos implementados en ordenador [11-12], usados en los programas de Kalker FASTSIM [13] (modelo lineal y usando la teoría simplificada de contacto de rodadura) y CONTACT [14] (basado en el método de elementos de contorno o frontera), evolucionado por Vollebregt [15] o el código informático de Polach para el cálculo de fuerzas en la interacción rueda-carril [16].

También utiliza la caracterización experimental [17], modelos FEM elastoplásticos [18], modelos analíticos complejos no-lineales o combinación de varios de éstos [19]. La interacción de las diferentes zonas de contacto rueda-carril completaría este análisis [20].

En este artículo se utilizarán la teoría de contacto de Hertz y el concepto de contacto elástico con el método de los elementos finitos para dar solución al problema de contacto rueda-carril y la rueda-rodillos en material rodante ferroviario. En concreto, se componen, analizan y comparan modelos matemáticos (implementados en

PTC CREO) y analíticos (implementados en MATLAB) de contacto rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos, para dos casos de carga: 50 y 100 kN por rueda.

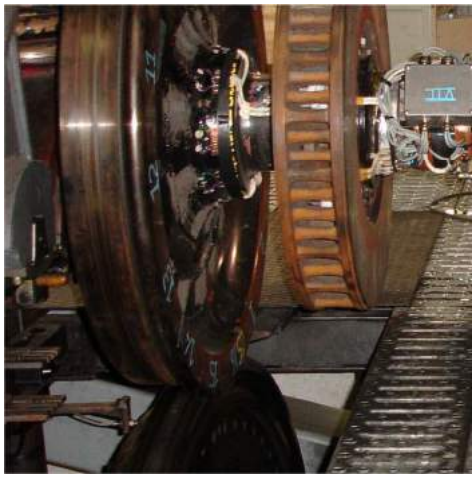
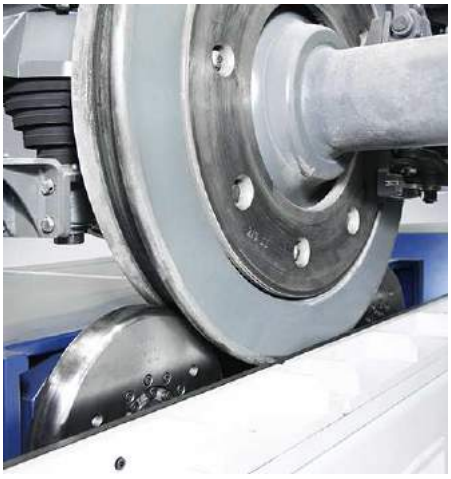
a)  b) 

Figura 1: a) Detalle del banco de ensayos de Lucchini (Italia) [10], un ejemplo de interacción rueda-1 rodillo. b) Detalle del banco de ensayos DTR de DANOBAT (España), un ejemplo de interacción rueda-2 rodillos.

2. Descripción de los modelos

En este trabajo se detallan tres modelos de contacto: rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos. Los datos de referencia utilizados en los modelos son los que se especifican a continuación (ver Figura 2):

- Radio de rodadura principal de la rueda, en el punto de contacto, RW1 = 0.457 m.
- Radio de rodadura tangencial de la rueda, en el punto de contacto, RW2 = ∞.
- Radio de rodadura principal del carril, en el punto de contacto, RR1 = ∞.
- Radio de rodadura tangencial del carril, en el punto de contacto (perfil UIC-54), RR2 = 0.300 m.
- Radio de rodadura principal del rodillo, en el punto de contacto, r = 0.175 m.
- Radio de rodadura tangencial del rollido, en el punto de contacto (perfil UIC-54), ρ = 0.300 m.
- Coeficiente de Poisson para los materiales de la rueda, del carril y del rodillo, ν = 0.3.
- Módulo de Young para los materiales de la rueda, del carril y del rodillo, E = 210 GPa.
- Carga aplicada en el centro de la rueda, en dirección vertical, Q = 100 kN (y 50 kN).
- Fuerza normal al contacto, para los caso casos de carril y rodillo (ver Figura 2-b):

$$F_T = Q \cdot \cos\gamma \quad (\gamma = 2.5^o) \tag{1}$$

- Se asume que el ángulo de spin es nulo (yaw angle), φ = 0º.
- Fuerza normal al contacto, para el caso de 2 rodillos, con dos contactos (ver Figura 2-c):

$$F_{Ni} = \frac{F_T}{2 \cdot \cos\alpha} \tag{2}$$

- Distancia entre los centros de rodillos, para el caso de dos rodillos (ver Figura 2-c):

$$L = 2 \cdot (R + r) \cdot \sin\alpha = 2 \cdot r + d \tag{3}$$

- Ángulo entre la fuerza normal al contacto y la carga aplicada (dirección vertical), para el caso de 2 rodillos (ver Figura 2-c):

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{2 \cdot r + d}{2 \cdot (R + r)}\right) \tag{4}$$

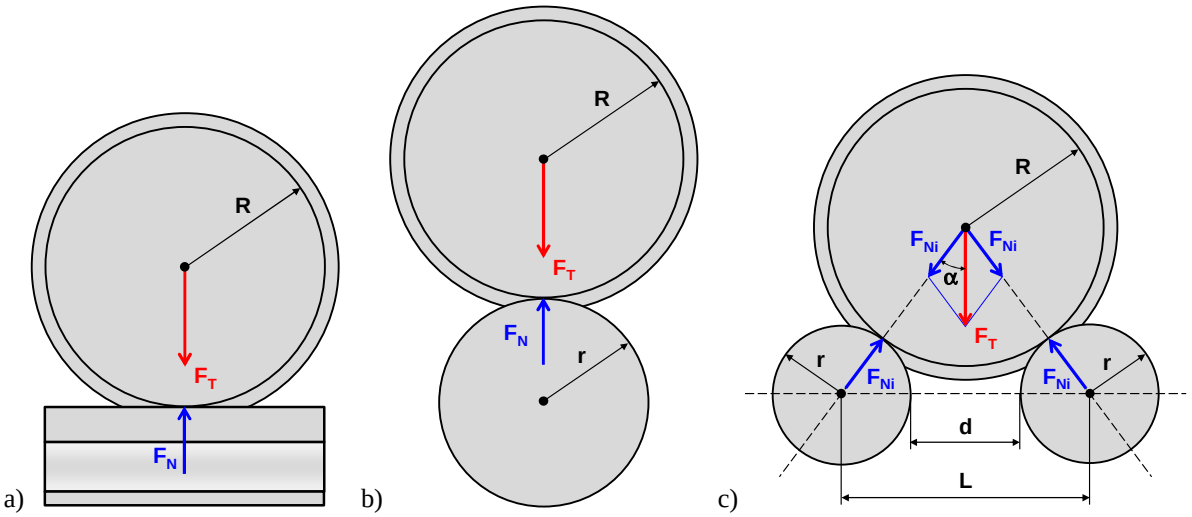


Figura 2: Modelos simplificados de interacción rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

3. Modelo de contacto de Hertz

El modelo de contacto de Hertz [21] se utiliza ampliamente en el campo de la simulación ferroviaria debido a su simplicidad y a su rapidez para estimar la fuerza normal máxima en el contacto. Se asume que no existe deformación plástica en la zona contacto y que los radios de curvatura en el contacto son constantes. Las geometrías de los cuerpos cerca del contacto deben ser polinomios de segundo grado. Como consecuencia, el área de contacto es una elipse, con semiejes *a* y *b*, en las direcciones de rodadura (longitudinal) y tangencial, respectivamente. Los valores de *a* y *b* dependen de las curvaturas locales de los cuerpos en el punto de contacto y de la carga aplicada.

Para el modelo de contacto de Hertz, implementado en MATLAB, siguiendo el método propuesto en [22], los resultados aportados del área de contacto, la relación de aspecto del contacto y la presión máxima de contacto, para los casos de interacción rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos, con cargas en el centro de la rueda de 50 y 100 kN, se listan en la Tabla 1.

Tabla 1: Valores del área de contacto, relación de aspecto del contacto y máxima presión de contacto.

Carga (kN)	***Interacción***	***Área de contacto (mm^2)***	***Relación de aspecto del contacto g = a/b***	***Máxima presión de contacto p_{max} (MPa)***
50	Rueda-carril	79	1.42	952
	Rueda-rodillo	51	0.52	1461
	Rueda-2 rodillos	36	0.52	1221
100	Rueda-carril	125	1.42	1199
	Rueda-rodillo	81	0.52	1841
	Rueda-2 rodillos	57	0.52	1538

En la imagen izquierda de la Figura 3 se muestran las elipses de contacto, donde el eje de abscisas es paralelo a la dirección longitudinal (dirección de avance) y el eje de ordenadas es paralelo a la dirección tangencial. Las otras dos imágenes de la Figura 3 son la representación de los pérfiles de la distribución de la presión de contacto, en dirección longitudinal y tangencial, calculadas usando la teoría de Hertz, para una carga en la rueda Q = 100 kN.

En la Figura 4 se representan las distribuciones de presiones en las elipses de contacto para los casos de interacción rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos y una carga en la rueda de 100 kN.

En la figura 5 se puede observar la evolución del área de la elipse de contacto, para una carga en el centro de la rueda de 100 kN, en los tres casos citados, cuando se varía el radio de los rodillos.

En la figura 6 se representa la evolución, en las condiciones anteriores, de la presión máxima de contacto con la variación del radio del rodillo. De la misma forma, en la Figura 7 se puede observar la evolución de la relación de aspecto de la elipse de contacto.

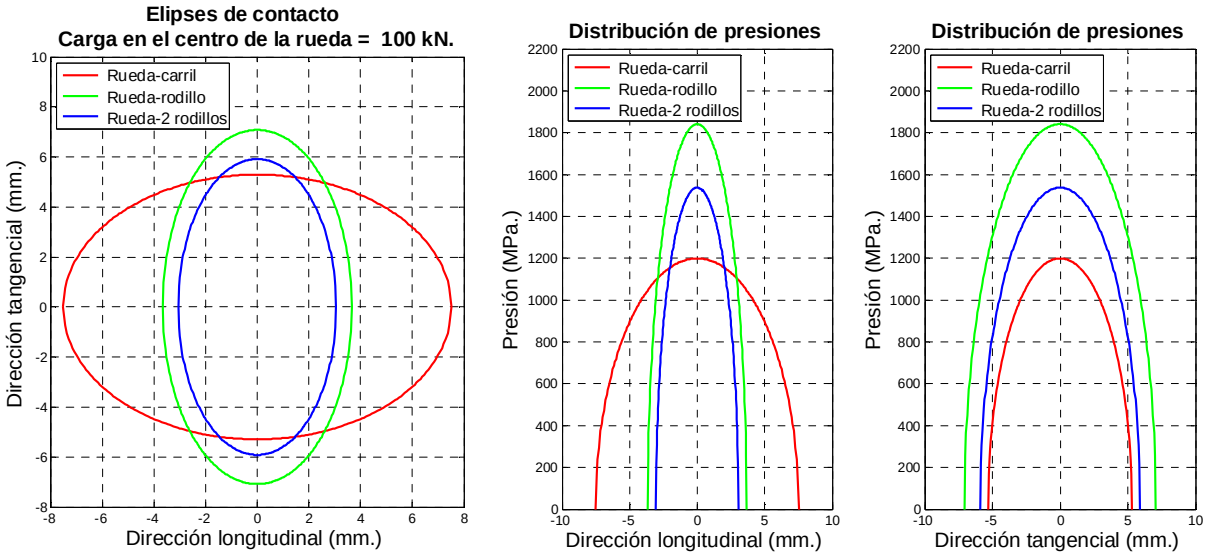


Figura 3: Elipses de contacto y perfiles de distribución de presiones en dirección longitudinal y tangencial, (caso Q = 100 kN): rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

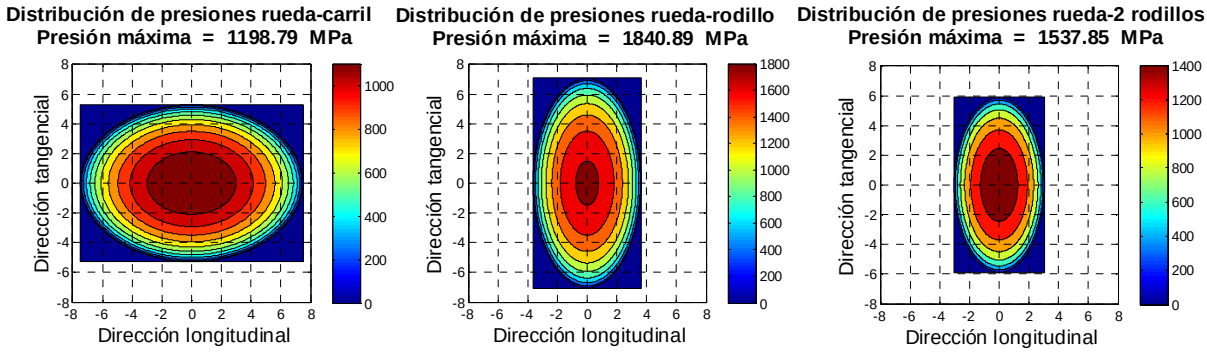


Figura 4: Distribución de presiones en las elipses de contacto (para Q = 100 kN): rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

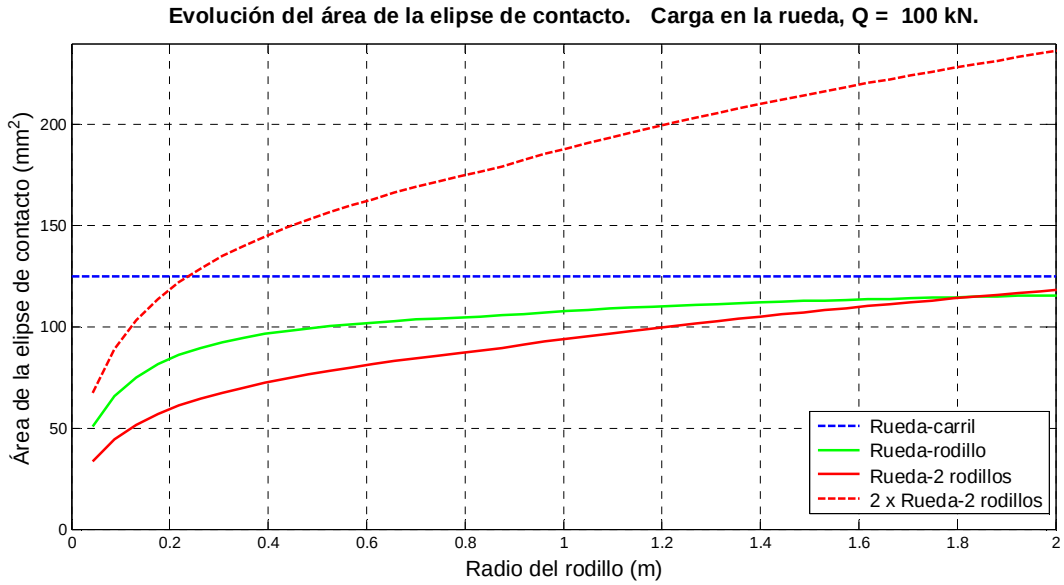


Figura 5: Evolución de la superficie de la elipse de contacto, (caso Q = 100 kN): rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

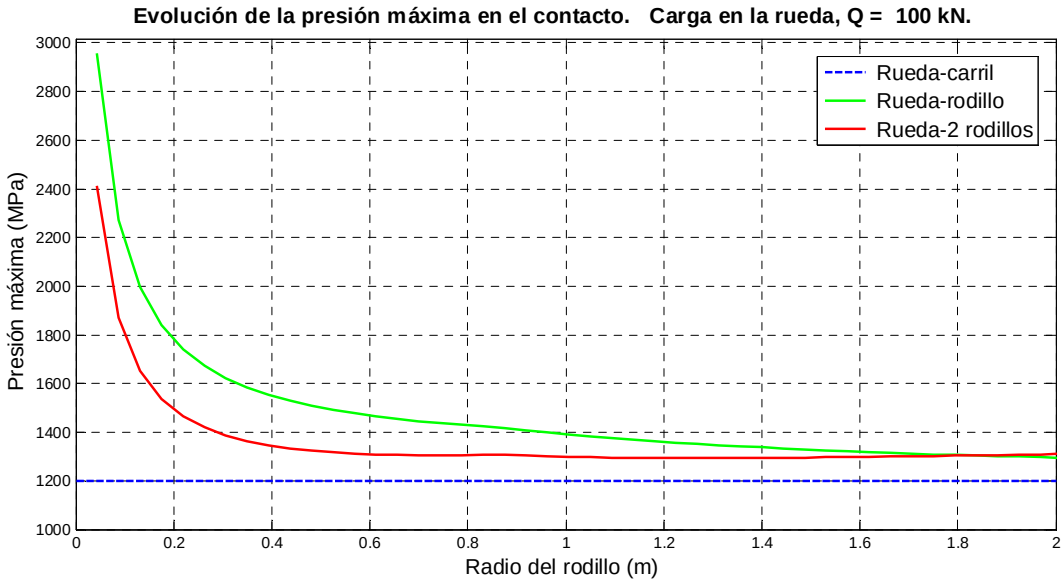


Figura 6: Evolución de la presión máxima, (caso Q = 100 kN): rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

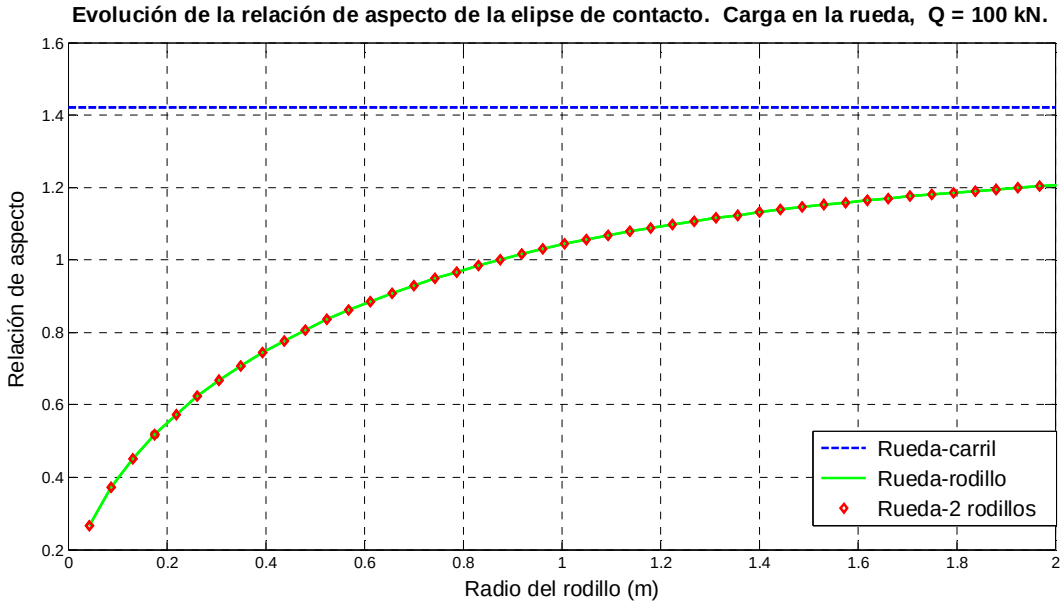


Figura 7: Evolución de la relación de aspecto del contacto, (caso Q = 100 kN): rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

4. Modelo de contacto MEF

Mediante un modelo MEF, se estudiará el contacto entre el carril normalizado UIC-54 y una rueda estándar. La zona analizada está en la posición de contacto transversal, donde el contacto está definido por un área elípitica.

Se modelan en PTC CREO Parametric: el conjunto completo, eje con las ruedas; el carril, con perfil UIC-54 o los rodillos, y se montan de acuerdo a los casos de estudio. Estos montajes aseguran que el contacto sea de carácter puntual sobre la zona del perfil UIC de radio 300 mm. Las propiedades de los materiales y las geometrías utilizadas son los mismos que se han usado en el modelo analítico y de acuerdo a normativa [23-24]. En la Fig. 8 se muestran los conjuntos para el contacto rueda-carril y rueda-2 rodillos. Los modelos se muestran siguiendo el sistema de coordenadas predeterminado de PTC CREO Parametric: el eje *z* es la dirección longitudinal o de avance, el eje *x* es la dirección tangencial y el eje *y* es la dirección vertical (dirección de carga).

A continuación, se efectúa el análisis de elementos finitos en PTC CREO Simulate. Las cargas verticales se aplican en las manguetas del eje y únicamente se permiten los desplazamientos verticales. Las bases de los carriles y los agujeros de los rodillos tienen totalmente restringidos los desplazamientos.

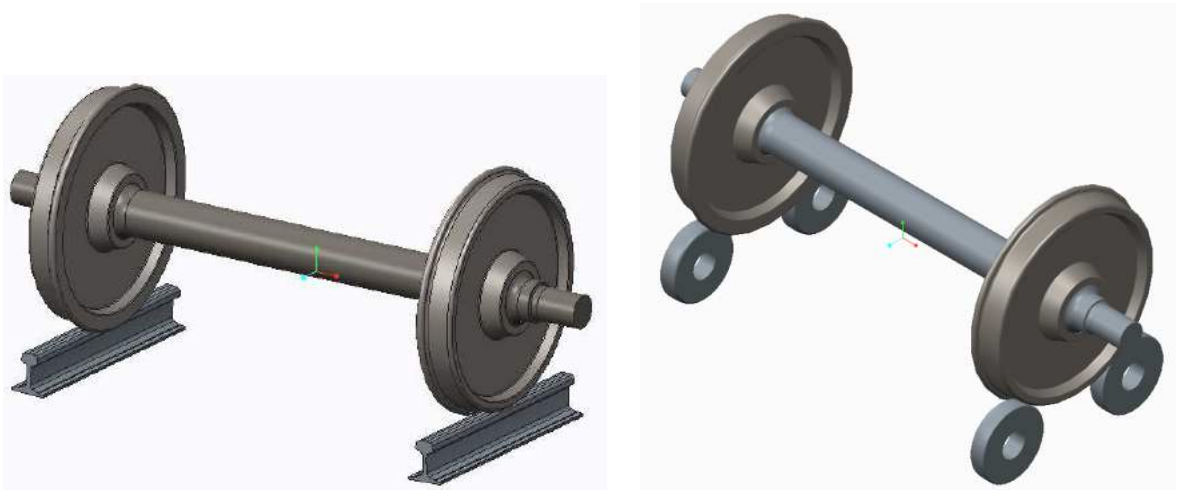


Figura 8: Conjuntos de interacción rueda-carril y rueda-2 rodillos.

Los contactos se han aplicado utilizando la herramienta *interface* de Simulate, definiendo los componentes en contacto (rueda y carril/rodillos) y los parámetros requeridos por la herramienta. En lo que concierne a la malla, el número total supera los 200.000 elementos. Las regiones específicas de las ruedas, carriles y rodillos pertenecientes a la zona de contacto se han modelado con una malla fina.

Los resultados de los modelos de contacto MEF, implementados en PTC CREO Simulate, referidos al área de contacto, la presión máxima de contacto, la tensión máxima de von Mises y la relación entre tensión máxima de Von Mises y la presión máxima de contacto, para los referidos casos de interacción rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos, con cargas en el centro de la rueda de 50 y 100 kN, se listan en la Tabla 2.

Tabla 2: Valores del área de contacto, presión máxima de contacto, tensión máxima de von Mises y relación de máxima tensión de Von mises-máxima presión de contacto.

Carga (kN)	***Interacción***	***Área de contacto (mm^2)***	***Máxima presión de contacto p_{max} (MPa)***	***Máxima tensión de Von Mises σ_{max} (MPa)***	***Relación máx. tensión VM máx. presión de contacto σ_{max}/p_{max}***
50	Rueda-carril	79	975	614	0.63
	Rueda-rodillo	51	1582	933	0.59
	Rueda-2 rodillos	38	1318	747	0.57
100	Rueda-carril	127	1230	780	0.63
	Rueda-rodillo	83	1912	1161	0.61
	Rueda-2 rodillos	60	1548	989	0.64

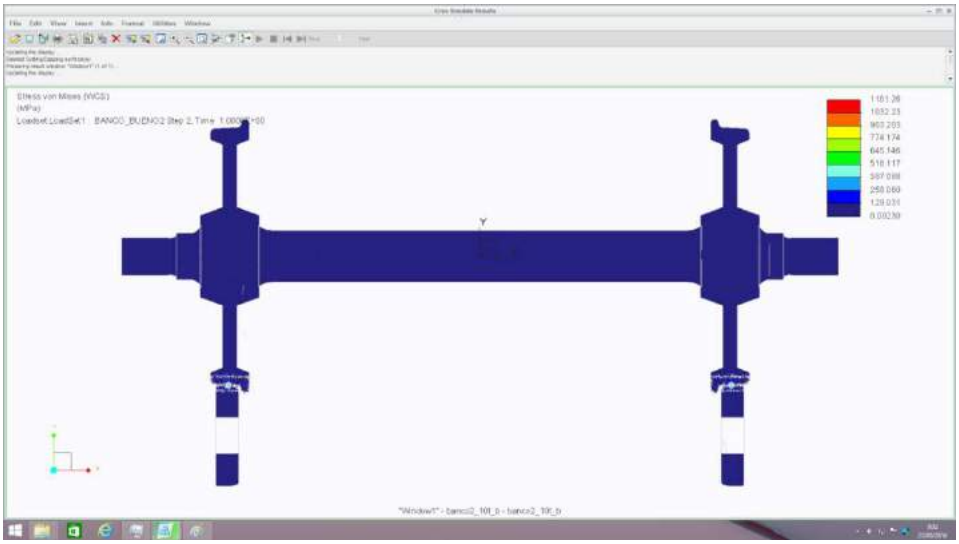


Figura 9: Modelo MEF del montaje rueda-rodillo.

La interfaz de resultados de PTC CREO Simulate se muestra en la Figura 9. Desde esta ventana el usuario puede revisar multitud de resultados en función del tipo de análisis efectuado. En el caso del análisis de contacto estático, se pueden revisar magnitudes como las áreas de contacto, las presiones de contacto o la tensión de von Mises, entre otras muchas. La Figura 9 presenta una vista en corte de los resultados de la tensión de von Mises.

En la Figura 10 se muestran en detalle las áreas de contacto y la distribución de presiones en el contacto, para los casos de interacción rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos, con carga en el centro de la rueda Q = 100 kN. En la Figura 11, se representa la distribución de tensiones de von Mises en el punto de contacto, para los tres casos anteriores.

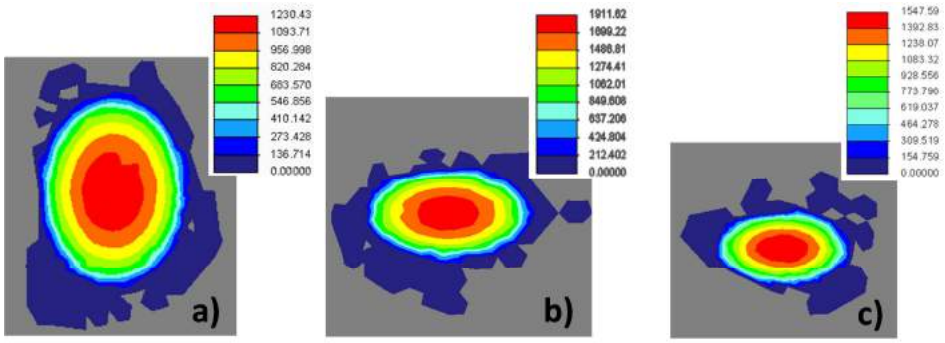


Figura 10: Área de contacto y distribución de presiones, (caso Q = 100 kN): a) rueda-carril; b) rueda-rodillo; c) rueda-2 rodillos.

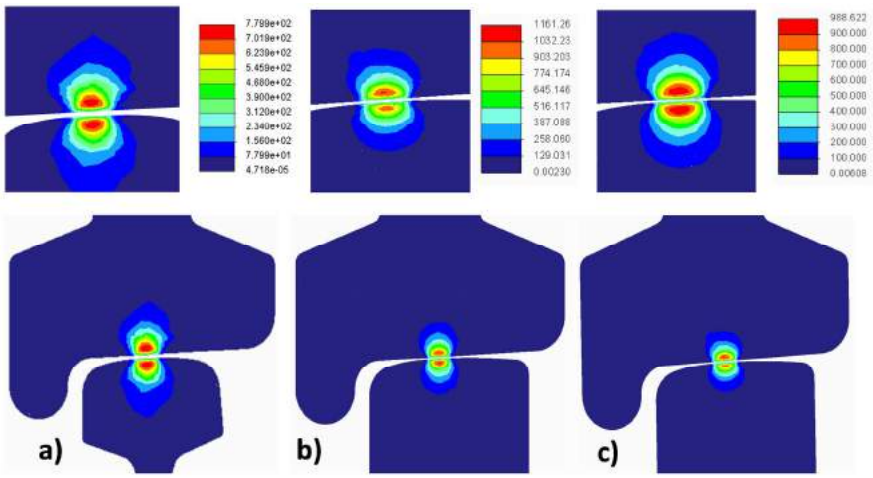


Figura 11: Distribución de tensiones de von Mises, (caso Q = 100 kN): a) rueda-carril; b) rueda-rodillo; c) rueda-2 rodillos.

5. Conclusiones

En este trabajo, se presentan dos modelos de contacto: un modelo analítico, basado en la teoría de Hertz e implementado en MATLAB; y un modelo matemático, utilizando MEF e implementado en PTC CREO. Cada modelo se centra en tres casos de contacto: rueda-carril, rueda-rodillo y rueda-2 rodillos.

Los resultados de los modelos de Hertz y de los modelos elásticos MEF son muy similares, tanto en lo referido a la forma de la zona de contacto como a la distribución de presiones, sobre todo en el caso de carga Q = 100 kN.

Aplicando el modelo analítico de contacto de Hertz y modificando el radio del rodillo se han desarrollado curvas de tendencia para ver la evolución de parámetros tales como: el área de la elipse de contacto (Figura 5), la presión de contacto máxima (Figura 6) y la relación de aspecto del contacto (Figura 7). Estas gráficas pueden ser muy útiles para tomar decisiones primarias en el diseño de bancos de ensayo de bogies.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo brindado por el Gobierno español para la financiación de este trabajo a través del proyecto MAQ-STATUS DPI2015-69325-C2-1-R.

6. Referencias

[1] J.J. Kalker, "Wheel-rail rolling contact theory". Wear, 144 (1991), pp. 243-261.

[2] A. Alonso, A. Guiral, L. Baeza and S. Iwnicki. "Wheel–rail contact: experimental study of the creep forces–creepage relationships". Vehicle System Dynamics, 52:sup1 (2014), pp. 469-487.

[3] S.Z. Meymand, A. Keylin and M. Ahmadian, "A survey of wheel–rail contact models for rail vehicles". Vehicle System Dynamics, Vol. 54, No. 3, (2016), pp. 386–428.

[4] B. Liu and S. Bruni "A method for testing railway wheel sets on a full-scale roller rig", Vehicle System Dynamics, Vol. 53, No. 9, (2015), pp. 1331–1348.

[5] A. Jaschinski, H. Chollet, S. Iwnicki, A.H. Wickens, and J.V. Würzen. "The application of the roller rigs to railway vehicle dynamics". Vehicle System Dynamics, 31 (1999), pp. 345–392.

[6] W. Zhang, H.Y. Dai, Z.Y. Shen and J. Zeng. Roller rigs. In S. Iwnicki, editor. Handbook of railway vehicle dynamics. Taylor & Francis Group; Chapter 14, (2006), pp. 458–504.

[7] P.D. Allen. Scaling testing. In S. Iwnicki, editor. Handbook of railway vehicle dynamics. Taylor&Francis Group, Chapter 15, (2006), pp. 507–525.

[8] S.Z. Meymand, M.J. Craft and M. Ahmadian. "On the application of roller rigs for studying rail vehicle systems". Proceedings of the ASME 2013 Rail Transportation Division Fall Technical Conference; Altoona, Pennsylvania, USA; (2013).

[9] A. Facchinetti, S. Bruni and W. Zhang. "Rolling stock dynamic evaluation by means of laboratory tests". Int J RailwayTechnol. 2 (4), (2013), pp. 99–123.

[10] J. Rudlin, A. Muhammed and C. Schneider, "Investigation of inspection performance on cracked railway axles". 9th ECNDT, Berlin, September 25-29, (2006).

[11] T. Telliskvi and U. Olofsson, "Contact Mechanics Analysis of Measured Wheel-Rail Profiles using FEM". Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, F J. Rail Rapid Transit, 215, (2001), pp. 65–72.

[12] W. Yan and F.D. Fischer, "Applicability of the Hertz contact theory to rail-wheel contact problems". Applied Mechanics, 70, (2000), pp. 255-268.

[13] J.J. Kalker, "A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact". Vehicle System Dynamics, vol. 11, (1982), pp. 1-13.

[14] J.J. Kalker, "Three-dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact". Kluwer Academic Publishers. Dordrecht, The Netherlands, (1990).

[15] E.A.H. Vollebregt, "Refinement of Kalker's rolling contact model". Proceedings of the 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Firenze, Italy, Sept. 2009.

[16] O. Polach, "A fast wheel-rail forces calculation computer code". Proc. of the 16lh IAVSD Symposium. Pretoria, August 1999, Vehicle System Dynamics Supplement, 33, (1999), pp. 728–739.

[17] M.B. Marshall, R. Lewis, R.S. Dwyer-Joyce, U. Olofsson, S. Björklund, "Experimental Characterization of Wheel-Rail Contact Patch Evolution". Journal of Tribology, Vol. 128, (2006), pp. 493-504.

[18] M. Wiest, E. Kassac, W. Daves, J.C.O. Nielsen and H. Ossberger, "Assessment of methods for calculating contact pressure in wheel-rail/switch contact". Wear, vol. 265, (2008), pp. 1439–1445.

[19] A. Rovira, A. Roda, M.B. Marshall, H. Brunskill and R. Lewis, "Experimental and numerical modelling of wheel-rail contact and wear". Wear, vol. 271, (2011), pp. 911–924.

[20] C.-I. Barbinta, C. Ulianov, F. Franklin and S. Cretu, "Wheel-rail contact modelling and analysis, considering profiles types and lateral displacement". Transport Research Arena 2014, Paris, (2014).

[21] K.L. Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press, UK, (1985).

[22] A. A. Shabana, M. Berzeri and J. R. Sany. "Numerical Procedure for the Simulation of Wheel/Rail Contact Dynamics". Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 123, I. 2, (2001), pp. 168-178.

[23] EN 13262:2004+A2:2011. Railway application. Wheelsets and bogies. Wheels. Product requirements.

[24] EN 13260:2009+A1:2010. Railway application. Wheelsets and bogies. Wheelsets. Product requirements.

Modelo de elastómero empleado en suspensiones de trenes de alta velocidad

C. Ramiro Redondo[1], P. Pintado Sanjuán[1], A.L. Morales Robredo[1], A.J. Nieto Quijorna[1], J.M. Chicharro Higuera[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Castilla-La Mancha. Carmen.Ramiro@uclm.es

Los requerimientos de confort y seguridad para los vehículos ferroviarios de alta velocidad son cada vez más exigentes. Uno de los elementos fundamentales para conseguirlos es la suspensión secundaria, formada normalmente por un muelle de aire en serie con un elastómero. El comportamiento mecánico de este componente influye en la dinámica del vehículo y debe ser tenido en cuenta en los modelos. Sin embargo, la modelización no es sencilla debido al comportamiento elástico altamente no lineal, a los fenómenos de relajación de tensiones, de "creep" y de viscosidad.

En este trabajo se propone un modelo basado en tres elementos en paralelo: un muelle elástico no-lineal, un elemento de "fricción progresiva" y un componente viscoso de tipo Maxwell. El primer elemento considera la rigidez no lineal del muelle; el segundo incluye el efecto de inclinación y ligero engrosamiento del ciclo de histéresis con la amplitud del desplazamiento, y el tercero tiene en cuenta la variación de la disipación con la frecuencia. Los modelos de "fricción progresiva" pueden presentar problemas de relajación artificial cuando la señal de desplazamiento contiene ruido experimental o numérico. Se mostrará que los filtros de media móvil son apropiados para solucionar este potencial problema. El modelo propuesto, además de sencillo, fiable y fácil de ajustar, reproduce con precisión los resultados experimentales y, por tanto, puede ser utilizado con confianza en simulaciones numéricas.

Palabras clave: elastómero, modelo, suspensión, relajación, creep, fricción suave, viscosidad, simulación.

1. Introducción

Componentes fabricados con elastómeros se utilizan en muchas aplicaciones de ingeniería cuando se requieren propiedades de flexibilidad y disipación. En la industria de vehículos ferroviarios, se utilizan en topes, articulaciones o como elementos flexibles en suspensiones tanto primarias como secundarias.

A pesar de su amplia utilización, el comportamiento mecánico del elastómero ha desconcertado a los ingenieros durante décadas, debido a fenómenos tales como relajación, "creep", "asentamiento", viscosidad, histéresis, fricción, o variación de la rigidez dinámica frente a la estática (efecto Payne [1]). Gent [2] estudió muchos de estos fenómenos.

El modelado del comportamiento macroscópico estructural del elastómero requiere diseñar una serie de ensayos con los que extraer los parámetros del modelo. El modelo debe reproducir las características fuerza-desplazamiento del elemento y se construye utilizando componentes mecánicos idealizados, como muelles lineales o no-lineales, amortiguadores viscosos en serie con muelles, y elementos de fricción. Berg [3] propuso un modelo basado en tres elementos de fuerza en paralelo: un muelle lineal, una rama viscosa formada por un amortiguador viscoso en serie con un muelle lineal y un elemento de fricción suave. El trabajo presentado en este artículo es esencialmente una mejora de [3] para incluir el comportamiento elástico altamente no-lineal y el fuerte "creep".

La disminución de la rigidez con la amplitud del desplazamiento suele requerir la utilización de componentes de fricción en los modelos estructurales macroscópicos. Alonso et al. [4] señalaron un problema numérico peculiar del modelo de "fricción progresiva" que aparece cuando la señal del desplazamiento tiene ruido. El modelo puede "interpretar" el ruido como ciclos de carga-descarga a altas frecuencias, lo cual, como se verá, puede relajar artificialmente la fuerza que ejerce. Para solucionarlo, propusieron una estrategia de "chequear y reparar zig-zags", mientras que nosotros proponemos un filtro de media móvil.

La estructura del artículo es ésta. En la siguiente sección se presentan los resultados experimentales obtenidos para un elastómero específico. En la sección 3 se describe el modelo y el procedimiento para la obtención de los parámetros, mientras que en la sección 4 se compararán las predicciones del modelo con los resultados experimentales para distintos casos. En la sección 5 se discutirá la relajación artificial y el filtrado del ruido. Las conclusiones se presentarán en la sección 6.

2. Resultados experimentales

El elastómero empleado en los ensayos presentados en este artículo se muestra en la figura 1. Está diseñado para ser utilizado en serie con un muelle de aire en suspensiones secundarias de vehículos ferroviarios de alta velocidad.



Figura 1: Elastómero.

El resorte fue caracterizado en una máquina universal de ensayos (MTS 810). La relajación de la fuerza es muy significativa después de la precarga y parece continuar durante un largo período de tiempo. El mismo fenómeno microscópico se manifiesta como creep cuando la carga se mantiene constante.

Para caracterizar el comportamiento puramente elástico del elastómero, es necesario eliminar todos los efectos viscosos de los ensayos, incluyendo los fenómenos de relajación y "creep". Estos fenómenos están presentes incluso en frecuencias muy bajas, pues el muelle necesita horas para relajarse desde una carga inicial con desplazamiento constante o para que termine de contraerse ("creep") con carga constante. Por este motivo, es necesario modificar el procedimiento inicial de Berg e incluir un ensayo lento específico con el que caracterizar el comportamiento elástico diferente de los ensayos a baja frecuencia con los que se extraerán los parámetros de fricción.

En la figura 2 se representa la curva fuerza elástica en función del desplazamiento (positivo en contracción).

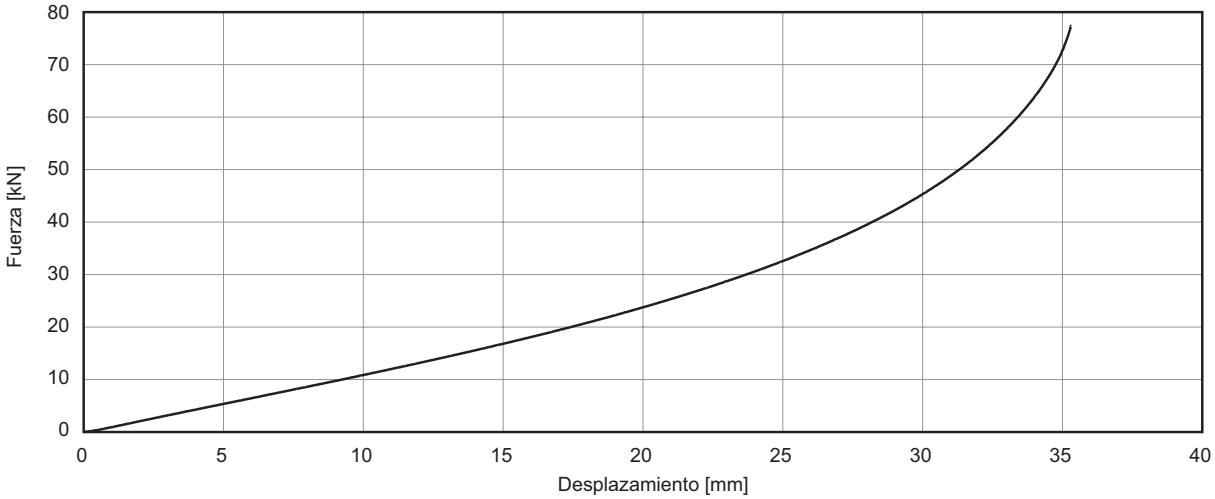


Figura 2: Comportamiento elástico.

El ensayo fue realizado partiendo de un estado de alta compresión inicial estable (después del creep) y permitiendo la descarga progresiva del muelle. La duración total del ensayo fue de 10 horas.

El comportamiento elástico puede ser considerado lineal hasta un desplazamiento de 10 mm o una carga de 10.9 kN. Sin embargo, la tara del vehículo por sí sola hace que el muelle trabaje en la zona altamente no-lineal.

La figura 3 muestra ciclos fuerza-desplazamiento a baja frecuencia (f = 0.01 Hz), para desplazamientos armónicos de varias amplitudes. En este gráfico se ha añadido la curva elástica para visualizar el significado de los efectos añadidos. Los efectos viscosos no aparecen, ya que el ensayo se ha realizado a muy baja frecuencia. Este comportamiento demanda elementos de fricción en el modelo.

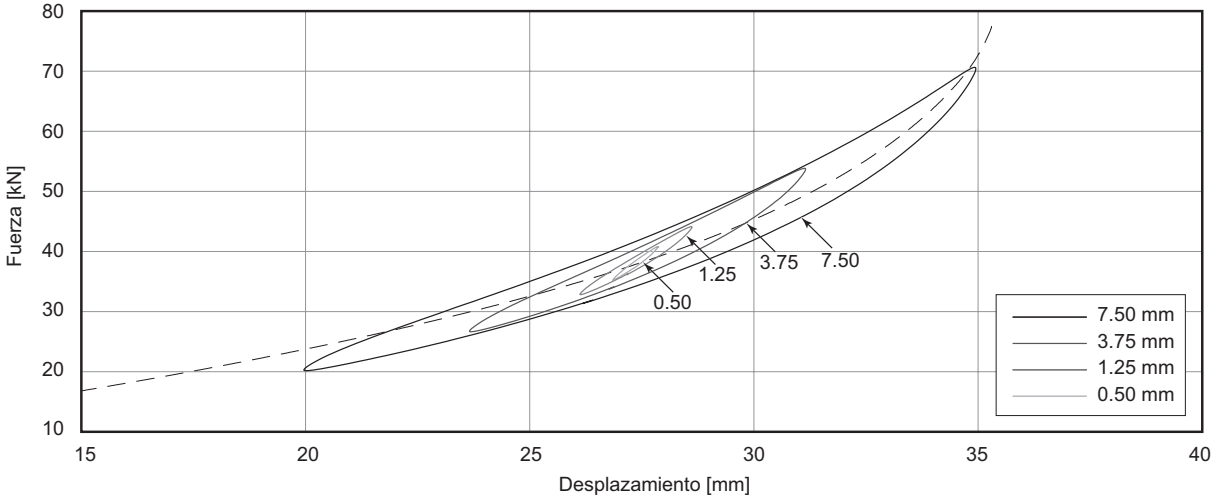


Figura 3: Ciclos de fuerza-desplazamiento a baja frecuencia (f = 0.01 Hz), para desplazamiento armónico de amplitudes A = 0.50, 1.25, 3.75, 7.5 mm y valor medio x_m = 27.35 mm.

En la figura 4 se muestran ciclos fuerza-desplazamiento para un desplazamiento armónico con una amplitud A = 0.50 mm, valor medio x_m = 27.35 mm y varias frecuencias (f = 0.1, 1.0, 10.0 Hz). La rigidez aparente aumenta con la frecuencia, pero el área encerrada por cada ciclo sólo crece ligeramente. Estos efectos requieren algún tipo de componente viscoso en el modelo.

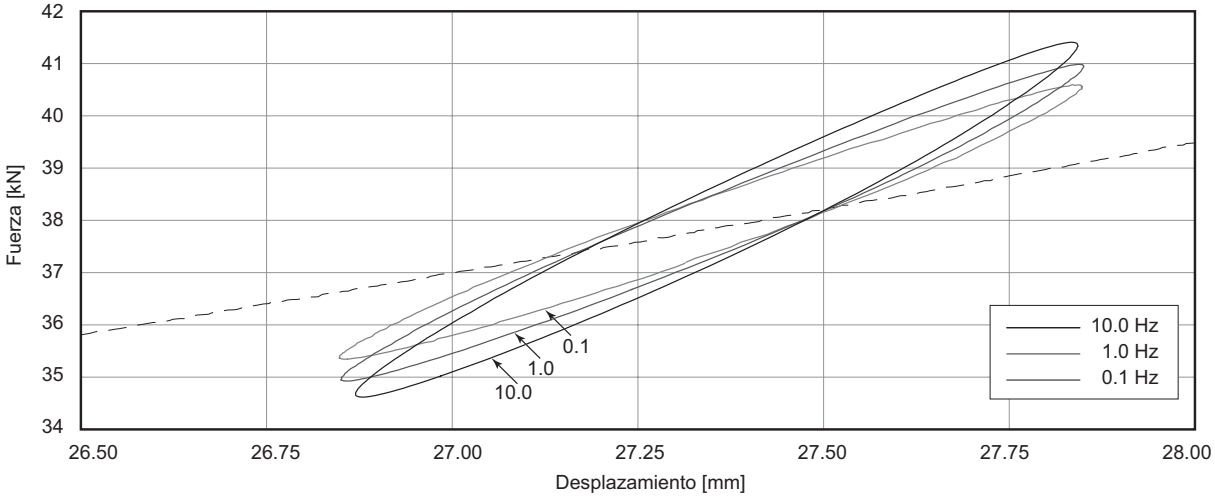


Figura 4: Ciclos de fuerza-desplazamiento para desplazamiento armónico de amplitudes A = 0.50 mm, valor medio x_m = 27.35 mm y varias frecuencias f = 0.1, 1.0, 10.0 Hz.

3. Configuración del modelo y obtención de los parámetros

El modelo que reproduce satisfactoriamente el comportamiento del muelle descrito y cuantificado anteriormente se muestra en la figura 5. Está compuesto por tres partes: una rama elástica no-lineal dada por la curva fuerza-desplazamiento; una rama de fricción suave para reproducir la disipación y el ablandamiento con la amplitud; y una rama viscosa para incorporar la variación de la rigidez con la frecuencia.

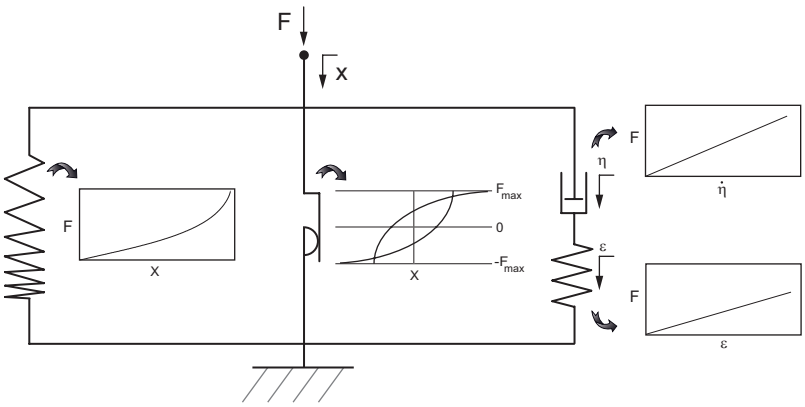


Figura 5: Modelo propuesto.

En principio, todos los efectos descritos en la sección anterior pueden reproducirse con estas tres ramas. A continuación se explicará cómo determinar los parámetros del modelo, los ensayos necesarios y el procedimiento general propuesto para cualquier tipo de muelle.

La componente elástica requiere ajustar la relación fuerza desplazamiento de la figura 2. La función más adecuada para el ajuste depende del muelle en cuestión. En nuestro caso se probaron varios tipos de funciones, obteniendo un ajuste preciso con un polinomio de orden nueve.

La componente de fricción se caracteriza por dos parámetros: uno que representa la máxima fuerza de fricción en cualquier dirección (F_{max}), y otro que determina la rapidez con la que se aproxima a la asíntota. Berg [3] propuso una función fraccional donde la rapidez se controla con el desplazamiento para alcanzar $F_{max}/2$. En nuestro caso se ha utilizado una función exponencial donde la rapidez de aproximación se controla con el exponente β. La relación fuerza-desplazamiento en dirección a la asíntota superior (ver figura 6) es

$$F = F_{max}\left(1 - 2e^{-\beta(x+x_0)}\right) \tag{1}$$

donde x_0 es un parámetro adicional (ver [4] y la figura 6) que debe ser calculado para tener en cuenta las condiciones iniciales y debe ser recalculado cada vez que haya un cambio en la dirección del desplazamiento. La relación fuerza-desplazamiento en dirección a la asíntota inferior es

$$F = F_{max}\left(2e^{-\beta(x_0-x)}\right) - 1 \tag{2}$$

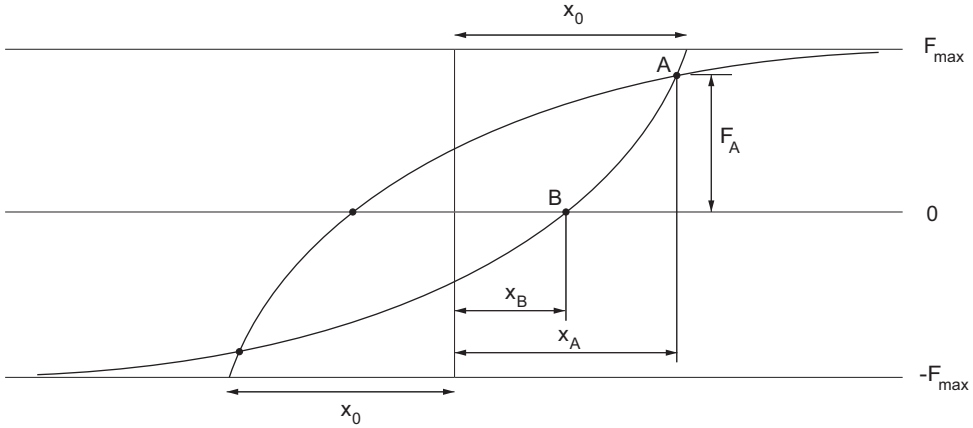


Figura 6: Curva de fricción suave.

Para determinar los parámetros F_{max} y β se realizaron ensayos a baja frecuencia y baja amplitud. En la figura 7 se muestra la relación fuerza-desplazamiento obtenida, así como la que resulta de sustraer la fuerza elástica obtenida con el modelo comentado en los párrafos anteriores. Con esto se aislan los efectos de fricción, lo cual permite obtener los valores de F_A y x_A (ver figura 7) que, sustituidos en las ecuaciones 1 y 2, permite obtener las siguientes expresiones:

$$e^{-\beta x_0}\cosh(\beta x_A) = \frac{1}{2} \tag{3}$$

$$e^{-\beta x_0}\sinh(\beta x_A) = \frac{F_A}{2F_{max}} \tag{4}$$

Sustituyendo los valores de x_B (ver figura 7) y $F = 0$, se obtiene una tercera ecuación:

$$e^{-\beta x_0} e^{\beta x_B} = \frac{1}{2} \tag{5}$$

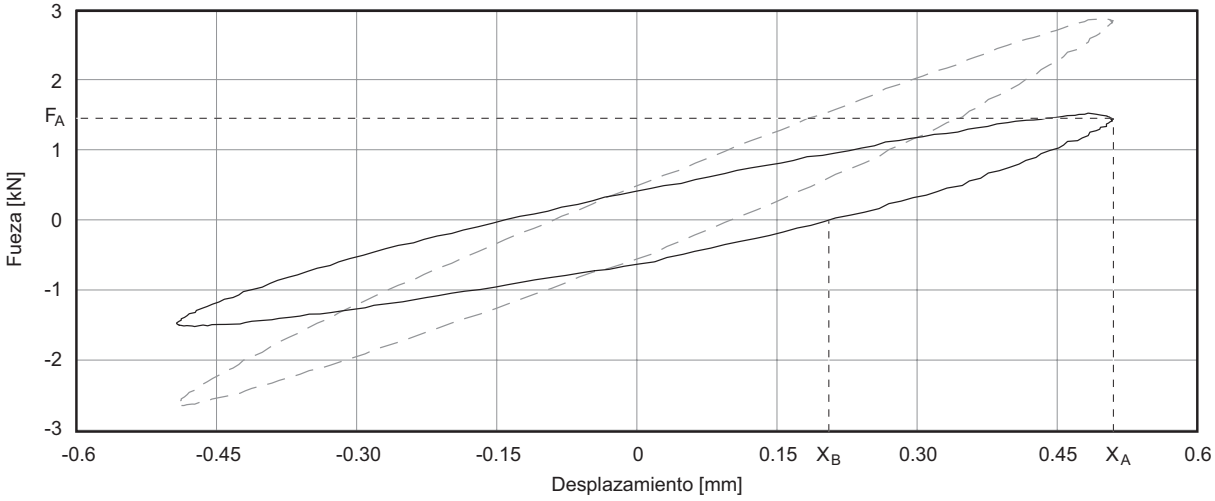


Figura 7: Curva a baja frecuencia (f = 0.01 Hz) y baja amplitud (A = 0.5 mm). Línea discontinua: experimental; línea continua: experimental menos la fuerza elástica.

Este sistema de ecuaciones algebraicas no-lineales puede ser resuelto por iteración. El proceso comienza con una semilla de x_0 que, a falta de mejor estimación, se puede tomar próxima a x_A. Con este valor de x_0, se obtiene β de la ecuación 5 y el valor obtenido de β, a su vez, permite refinar la estimación de x_0 con la ecuación 3. El proceso se repite hasta que converge.

Una vez caracterizadas las fuerzas elástica y de fricción, el efecto viscoso se puede aislar de la respuesta experimental. La disipación máxima en un sistema amortiguador-muelle tipo Maxwell ocurre a la frecuencia $f=K/(2\pi C)$. Como la amplitud de la fuerza (F_0) y la energía disipada por ciclo (E) se pueden medir en la curva que representa sólo la rama viscosa, podemos utilizar las siguientes expresiones para obtener C y K

$$E = \frac{2\pi^2 fC}{1+\left(\frac{2\pi fC}{K}\right)^2} A^2 \tag{6}$$

$$F_0 = \frac{2\pi fC}{\sqrt{1+\left(\frac{2\pi fC}{K}\right)^2}} A \tag{7}$$

Para resumir, el procedimiento propuesto para caracterizar el elastómero requiere tres ensayos: un ensayo de descarga muy lento para determinar el comportamiento elástico, un ensayo a baja frecuencia y baja amplitud para extraer los parámetros de fricción y un ensayo a media frecuencia y baja amplitud para describir la componente viscosa.

4. Validación del modelo

Los parámetros obtenidos en la sección anterior pueden ser utilizados ahora para predecir la fuerza del muelle para cualquier desplazamiento. En la figura 8, se muestran las predicciones del modelo y los resultados experimentales para desplazamientos armónicos de diferentes frecuencias y amplitudes. Se han realizado ensayos con frecuencias desde 0.01 Hz hasta 10 Hz y con amplitudes comprendidas entre 0.5 mm y 7.5 mm.

El acuerdo entre las predicciones del modelo y los valores experimentales es bueno, aunque no perfecto. Para cuantificar la precisión del modelo se ha dividido el error cuadrático medio por la amplitud de la carga como puede verse en la tabla 1.

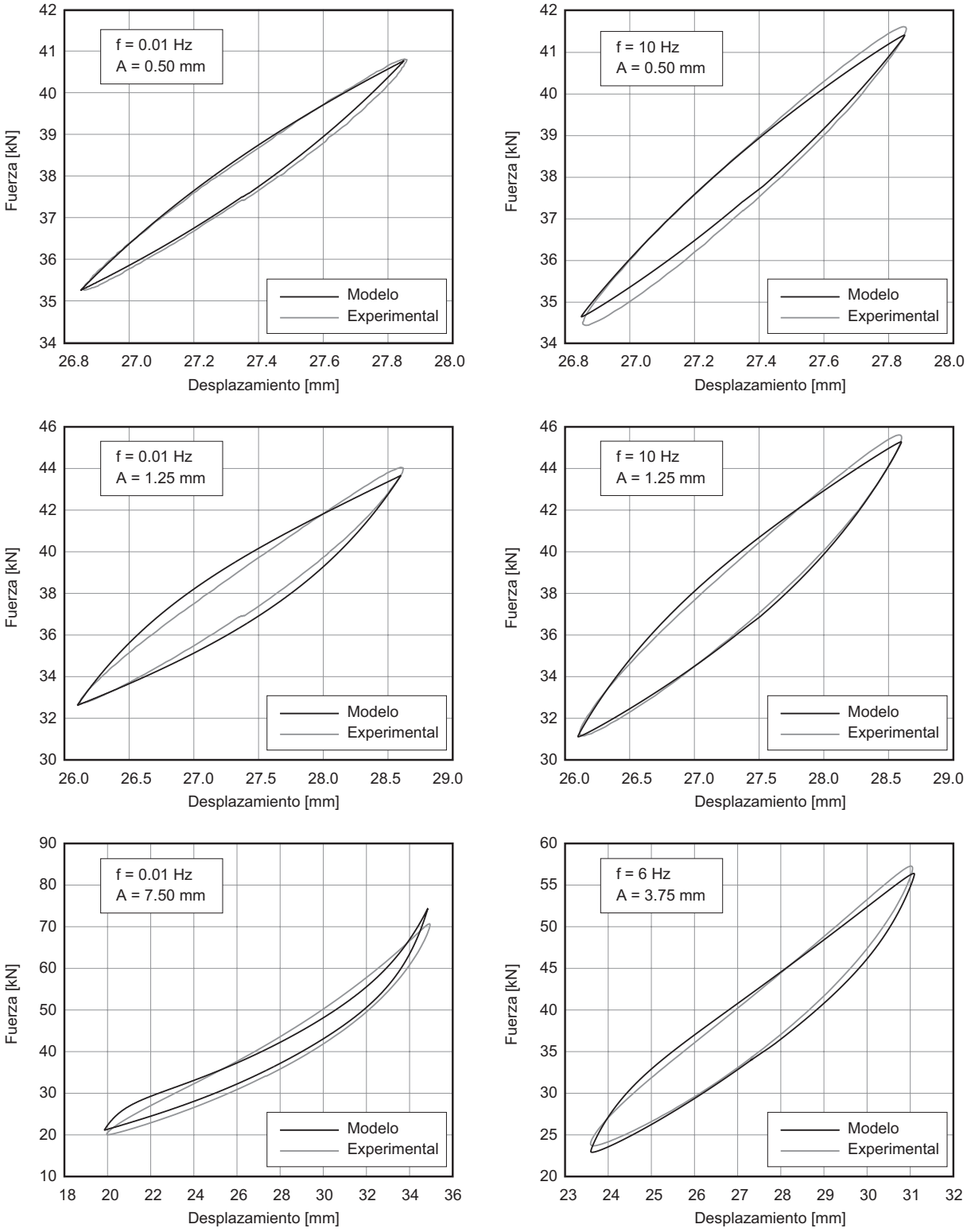


Figura 8: Predicciones del modelo y resultados experimentales.

Tabla 1: Error cuadrático medido

Media (mm)	Amplitud (mm)	Frecuencia (Hz)	RMSE (KN)	RMSE/Ampl. carga (%)
27.5	0.50	0.01	0.091	1.6
27.5	1.25	0.01	0.332	2.9
27.5	7.50	0.01	1.947	3.7
27.5	0.50	10.00	0.184	2.6
27.5	1.25	10.00	0.391	2.7
27.5	3.75	6.00	1.065	3.1
34.6	0.5	0.01	0.263	2.3
34.6	0.5	4.00	0.333	2.6

5. Eliminación del ruido

Como se mencionó en la sección 1, Alonso et al. señalaron los efectos potencialmente devastadores del ruido en la señal de desplazamiento. El fenómeno, que se puede llamar "relajación artificial", se debe a que, cerca de las asíntotas, el valor absoluto de la fuerza cae considerablemente al cambiar la dirección del desplazamiento. En la figura 9 se han representado curvas de fuerza de fricción normalizada (F_{max} = 1; adimensional) para una señal de desplazamiento armónico de 1 Hz formada por 10 ciclos de amplitud x_0 = 1 (adimensional), seguida de 10 ciclos de amplitud x_0 = 0.5. El primer cuarto de curva corresponde a la carga desde condiciones iniciales nulas. Los lazos exteriores corresponden a los ciclos de amplitud unidad, y los interiores a los ciclos de amplitud 0.5.

Al añadir un "ruido" armónico de 300 Hz y una amplitud un 10% la de la señal al desplazamiento armónico descrito en el párrafo anterior, se obtienen los lazos distorsionados de la figura 9. Se observa que el modelo no puede utilizarse a menos que se solucione este problema.

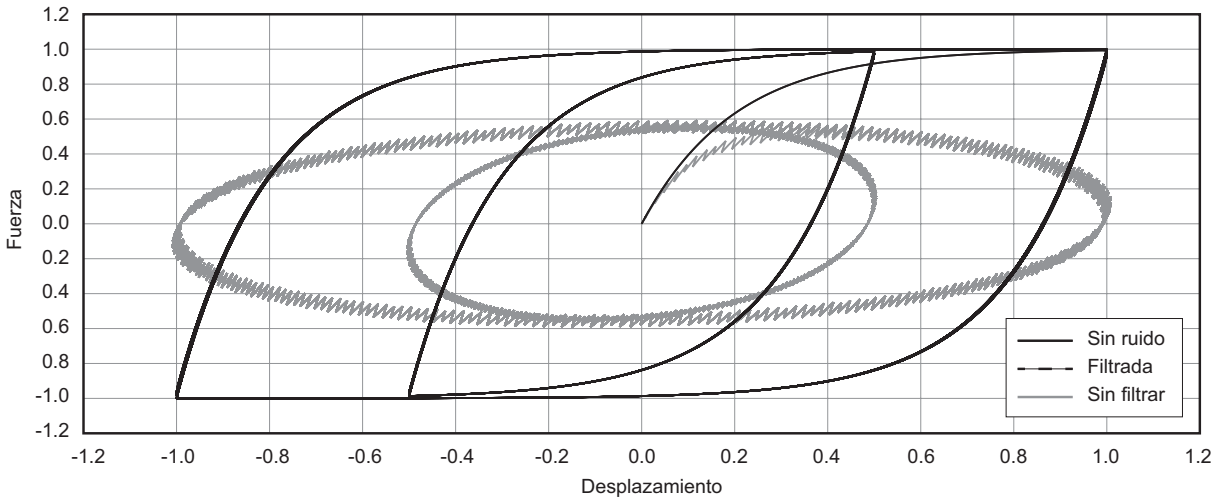


Figura 9: Fuerza de fricción normalizada para desplazamientos concatenados de ruido armónico (1Hz). Frecuencia de ruido: 300 Hz; relación señal-ruido: 100. Simulaciones para desplazamientos sin ruido, filtrados y sin filtrar.

La propuesta de Alonso et al. [1] de chequear y reparar cuando se encuentra un zig-zag puede no ser adecuada para todos los tipos de ruido. En este artículo proponemos un filtro de media móvil que, a pesar de su simplicidad, es un método de filtrado potente y sólido que puede ser aplicado a cualquier señal medida o calculada. El filtro depende, exclusivamente, del número de puntos en la media. Considere una función medida o calculada con una frecuencia de muestreo constante $1/\Delta t$. En este caso, la media móvil centrada utilizando M puntos es el producto de convolución de la señal original con un pulso rectangular de área unidad. La transformada de Fourier del pulso rectangular es

$$H(f) = \frac{1}{M\Delta t}\frac{\sin(\pi f M\Delta t)}{\pi f} \tag{8}$$

donde f es la frecuencia en Hz. Puesto que la transformada de Fourier de la señal filtrada es el producto de la transformada de la señal original por esta función $H(f)$, los armónicos de frecuencias $f = i/(M\Delta t)$ para i = 1, 2,… desaparecen, y el peso relativo de los armónicos con frecuencias inferiores a $f = 1/(M\Delta t)$ se atenúan pero no se eliminan por completo. Esto permite hacer una propuesta del número de puntos en la media basada en la forma

de *H(f)* y la frecuencia de muestreo $1/\Delta t$. Sea f_c la máxima frecuencia de interés, y elijamos $2f_c$ como el primer cero de *H(f)*, entonces *M* es

$$M = \frac{f_N}{f_c} \tag{9}$$

siendo f_N la frecuencia de Nyquist. La señal utilizada en el ejemplo de la figura 9, generada con $1/\Delta t$ = 1000 muestras/*s* se ha filtrado con un filtro de media móvil de 25 puntos. El modelo de fricción progresiva utilizando esta señal filtrada produce resultados indistinguibles de los obtenidos con señales sin ruido.

Los filtros de media móvil centrada pueden requerir modificar el programa de simulación en el que se implementen para tener en cuenta que los datos filtrados se obtienen con retraso respecto del instante de simulación. Para evitarlo, el filtro puede utilizar los valores anteriores de la señal para calcular la media. Las características del filtrado no se ven afectadas, siendo el único inconveniente que la señal filtrada se retrasa ligeramente. Este filtro se puede implementar como una función filtro de "punto único" que recibe un valor sin filtrar y devuelve su versión filtrada. Una función de este tipo se ha implementado en Matlab para filtrar las señales con ruido del ejemplo anterior. En la figura 9 se mostraron las curvas de fricción distorsionadas obtenidas con la señal con ruido. También se han representado las curvas correspondientes al desplazamiento sin ruido, así como las obtenidas con la señal filtrada, pero no es posible distinguirlas. El filtro, por tanto, elimina el problema de la relajación artificial y, como se explicó anteriormente, el número de puntos se puede ajustar para eliminarlo en cualquier otro caso.

6. Conclusiones

Los elastómeros para vehículos ferroviarios de alta velocidad presentan relajación de la fuerza con el tiempo, comportamiento elástico altamente no lineal, características de fricción progresiva y cierto grado de viscosidad. Este comportamiento se ha medido y se ha modelado con la configuración mostrada en la figura 5. Para extraer los parámetros del modelo se han propuesto cuatro ensayos con los siguientes objetivos: uno para medir el tiempo de relajación, otro para determinar el comportamiento elástico, un tercero para extraer los parámetros de fricción, y un último ensayo para determinar las propiedades viscosas. Por otra parte, el ruido en la señal de desplazamiento puede distorsionar la predicción de la fuerza y para solucionar este problema se ha propuesto un filtro de media móvil.

Como propuestas para futuros trabajos, se sugiere: un modelo de fricción con cargas límites diferentes de tensión y compresión; dividir la rama viscosa en dos submodelos en paralelo; y estudiar el procedimiento para interpolar parámetros de fricción de los obtenidos con distintos valores medios de desplazamiento.

7. Bibliografía

[1] A.R. Payne, E.E. Whittaker. Low strain dynamic properties of filled rubbers, Rubber Chemistry and Technology, 44 (1971), 440-478.

[2] A.N. Gent. Relaxation processes in vulcanized rubber. I. Relation among stress relaxation, creep, recovery, and hysteresis, Journal of Applied Polymer Science VI (22) (1962), 433-441.

[3] M. Berg. A non linear rubber spring model for rail vehicle dynamics analysis, Vehicle System Dynamics, 30 (1998), 197-212.

[4] A. Alonso, N. Gil-Negrete, J. Nieto, J.G. Giménez. Development of a rubber component model suitable for being implemented in railway dynamic simulation programs, Journal of Sound and Vibration, 332, (2013), 3032-3048.

Optimización de Modelos en Elementos Finitos de los Maniquíes Hybrid-III Percentiles 50% y 95% para su Aplicación en Transporte Ferroviario

L. Martínez Sáez[1], R. Peláez Bravo[2], V. Gómez-Elvira López[3], A. García Álvarez[4]

[1]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. luis.martinez@upm.es*

[2]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. raquel.pelaez.bravo@alumnos.upm.es*

[3]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. v.gomez-elvira@alumnos.upm.es*

[4]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. a.garcia@upm.es*

En este artículo se presenta la metodología seguida para el desarrollo de los modelos matemáticos de los maniquíes Hybrid-III 50% y 95%, los cuales son capaces de predecir correctamente los criterios de lesión asociados a cada región del cuerpo. Como aplicación práctica de los modelos, se evalúa la seguridad de butacas de tren mediante técnicas de simulación.

En primer lugar se han desarrollado los modelos a través de su geometría tridimensional. También han sido asignados los diferentes materiales y propiedades de cada parte de los maniquíes. Posteriormente se ha seguido un proceso de optimización y de mejora que incluye la verificación y validación de los maniquíes virtuales. Dicha validación se realiza a partir de los maniquíes físicos y de los datos experimentales que posee el Laboratorio de Seguridad Pasiva (LSP) del INSIA de la UPM, utilizando los maniquíes en varias configuraciones. Finalmente, se realiza el proceso de optimización de estos modelos virtuales para que representen lo más fielmente posible la realidad, que su comportamiento sea preciso y que el tiempo de cálculo o coste computacional sea el menor posible.

Una vez creados los modelos en elementos finitos de ambos maniquíes, se emplean para analizar la seguridad de las butacas de tren mediante la simulación de los ensayos dinámicos que se describen en la norma GM/RT2100. Esta norma exige dos configuraciones de ensayo para evaluar la seguridad de las butacas. La primera configuración sirve para evaluar la resistencia y la integridad estructural de la butaca y sus anclajes mediante el uso de dos maniquíes Hybrid-III 95%. La segunda configuración se utiliza para evaluar la protección que las butacas ofrecen al ocupante mediante el uso de un maniquí Hybrid-III 50% instrumentado. En ambas configuraciones se realizan impactos en sentido de la marcha y en el sentido contrario y se compran los valores registrados en los maniquíes tanto en los ensayos reales como en las simulaciones matemáticas.

1. Introducción

La seguridad de las personas en el transporte es un campo de estudio e investigación importante desde hace varias décadas. Actualmente los vehículos llevan incorporados diferentes sistemas cuyo objetivo es intentar evitar accidentes (seguridad activa o primaria) o bien, reducir los efectos adversos producidos sobre las personas cuando la colisión ya se ha producido (seguridad pasiva o secundaria).

A partir de la necesidad de investigación en materia de seguridad pasiva, surgen los ensayos de choque o *crash tests*. En estos ensayos se utilizan dispositivos antropomórficos, también llamados maniquíes de impacto o *dummies*, que son los encargados de representar el comportamiento del cuerpo humano. Los maniquíes tienen la misión de recopilar todos los datos necesarios para poder evaluar de forma cuantitativa las prestaciones de seguridad de un determinado sistema incorporado en un vehículo. Esta evaluación se utiliza tanto para el desarrollo de sistemas de seguridad, así como en la homologación o validación de los mismos.

En la actualidad existen diversos organismos de control de seguridad para los distintos tipos de vehículos, como por ejemplo: EuroNCAP, IIHS, ADAC, NHTSA, Agencia Estatal de seguridad Ferroviaria y Junta Nacional de Seguridad del Transporte o National Transportation Safety Board (NTSB). Entre las actividades desarrolladas por estos organismos se encuentra la investigación de los accidentes más importantes, evaluación de la seguridad

a través de informes, analizar la evolución de daños en las diferentes pruebas, etc. A partir de estos datos se ayuda al desarrollo de los diferentes sistemas de seguridad.

Los principales elementos de seguridad pasiva en los trenes son aquellos destinados a absorber la energía el impacto, para ello cuentan con zonas diseñadas para que se produzcan deformaciones controladas junto con un acondicionamiento interior diseñado para mitigar las consecuencias del impacto en los viajeros. La aplicación de los maniquíes objeto de este artículo se centra en la evaluación de los componentes interiores del vehículo, que se realiza a través de ensayos de impacto con maniquíes.

Dada la gran dificultad práctica para llevar a cabo ensayos de choque en vehículos ferroviarios, es posible la realización de estos ensayos mediante simulación matemática. Además, en los últimos años los ordenadores han aumentado su potencia computacional considerablemente, lo que ha hecho que los modelos en elementos finitos se hayan convertido en una de las principales herramientas para la evaluación de la seguridad. De aquí la importancia de disponer de los modelos virtuales optimizados y validados de los maniquíes necesarios en estos tipos de ensayos, que son el Hybrid-III 50% y el Hybrid-III 95%.

2. Modelado y Validación de los Modelos FEM

La metodología seguida para el desarrollo de los modelos FEM de los maniquíes Hybrid-III 50% y 95% es la que se muestra en la figura 1. El primer paso consiste en crear la geometría de los maniquíes, para lo cual se ha partido de datos geométricos de dos modelos (desarrollados en LS-Dyna): uno del Hybrid-III 50% y otro del Hybrid-III 95% (este maniquí es un escalado del primero). Además, se ha recurrido a los planos, catálogos, informes y maniquíes reales de los que dispone el Laboratorio de Seguridad Pasiva (LSP) del INSIA para comprobar y validar el modelo geométrico desarrollado. Una vez obtenidos los modelos de los maniquíes en elementos finitos, será necesario asignar a cada pieza su propiedad y material correspondientes. Esto se realiza haciendo uso de los mismos recursos citados anteriormente.

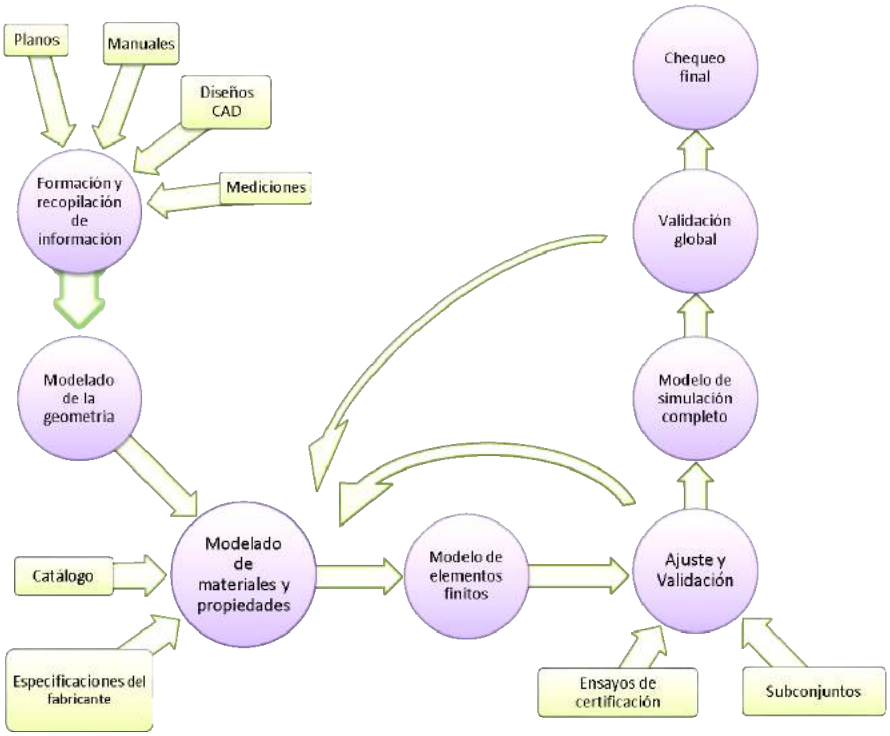


Figura 1: Esquema de la metodología seguida para el desarrollo de los modelos FEM de los maniquíes.

Además de modelar cada una de las partes y uniones de los maniquíes, también se ha incorporado toda la instrumentación que pueden llevar instalada estos maniquíes (si bien, en la práctica los maniquíes utilizan un menor número de sensores). En la tabla 1 se detalla toda la instrumentación modelada e incorporada en los modelos virtuales de maniquíes objeto de este artículo, que principalmente está formada por acelerómetros, células de carga y medidores de distancia situados en las partes más importantes del cuerpo de los maniquíes y los cuales son equivalentes a la instrumentación física que puede llevar el maniquí (de esta forma se puede comparar directamente los valores registrados en ambos maniquíes).

Tabla 1: Instrumentación de los modelos virtuales Hybrid-III 50% y 95%.

Parte	Instrumentación	Dirección	Modelado
Cabeza	Acelerómetro triaxial en cdg	Ax, Ay, Az	Acelerómetro
Cuello	Célula de carga	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Muelle
Cabeza-Torso	Transductor angular	θy	Malla
Tórax	Acelerómetro triaxial en cdg	Ax, Ay, Az	Acelerómetro
	Potenciómetro	Dx	Muelle
Fémur Derecho	Célula de carga	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Sección
Fémur Izquierdo	Célula de carga	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Sección
Rodilla Derecha	Potenciómetro	Dx	Muelle
Rodilla Izquierda	Potenciómetro	Dx	Muelle
Tibia Derecha	Célula de carga Upper Tibia	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Sección
	Célula de carga Lower Tibia	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Sección
Tibia Izquierda	Célula de carga Upper Tibia	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Sección
	Célula de carga Lower Tibia	Fx, Fy, Fz Mx, My, Mz	Sección

Una vez obtenidos los modelos completos, es necesario realizar la verificación y validación [1] de cada uno de ellos. Este proceso consiste en determinar el grado de fidelidad con el que los modelos en elementos finitos son capaces de representar la realidad. Habitualmente se pueden diferenciar dos partes, una en la que se verifica y se eliminan los errores en el código fuente del modelo, y otra en la que se verifica la calidad de las soluciones numéricas obtenidas. Además también se busca precisión en los resultados y la obtención de los datos o parámetros que físicamente no se pueden conseguir. Todo esto es necesario para comprobar y ajustar el comportamiento del modelo, ya que el objetivo final es que representen fielmente a los maniquíes reales.

Para conseguir que los modelos sean robustos y predictivos, es necesario someterlos a diversos procesos de validación [2], en los cuales la fidelidad y exactitud se evalúa cualitativa y cuantitativamente. En general, la evaluación cualitativa consiste en realizar comparaciones entre las simulaciones y los ensayos reales del laboratorio atendiendo a las zonas de impacto y a las principales características de los componentes tras el choque. En cambio, la evaluación cuantitativa se centra en las aceleraciones y cargas de impacto en las diferentes configuraciones de ensayo y posiciones de los maniquíes.

La primera verificación a realizar corresponde a la comprobación de las masas. Cada uno de los subconjuntos que conforman cada maniquí, tiene que cumplir unos requisitos establecidos. Para el desarrollo de esta validación másica se han tenido en cuenta tanto los valores establecidos por normativa, como el pesaje de los maniquíes reales de los que dispone el LSP del INSIA. En la tabla 2 se muestra el desglose de pesos para el Hybrid-III 50% [3, 4] y en la tabla 3 se muestra el análogo para el Hybrid-III 95% [3, 5].

Tabla 2: Comparación de masas entre el modelo virtual y el maniquí Hybrid-III 50%.

CONJUNTO		Requisitos norma		Peso medio maniquíes (kg)	Peso Modelo FEM (kg)
		Mín. (kg)	Máx. (kg)		
Cabeza	**Cabeza**	4,49	4,59	4,55	4,54
Cuello	**Cuello**	1,49	1,59	1,51	1,55
Tórax	**Torso Superior**	17,05	17,33	17,07	17,27
Pelvis	**Torso Inferior**	22,90	23,81	23,07	23,07
Pierna	**Pierna Superior**	5,90	6,08	5,97	6,04
	Pierna Inferior	4,22	4,36	4,40	4,35
	Pie	1,09	1,23	1,15	1,14
Brazo	**Brazo Superior**	1,91	2,09	2,03	1,96
	Brazo Inferior	1,65	1,75	1,69	1,67
	Mano	0,52	0,61	0,55	0,53
TOTAL MANIQUÍ HIII-50th		76,52	78,88	77,76	77,81

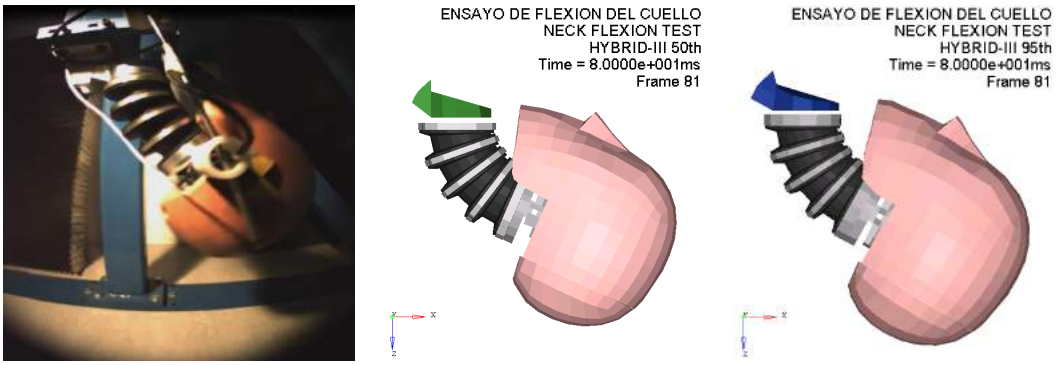
Tabla 3: Comparación de masas entre el modelo virtual y el maniquí Hybrid-III 95%.

CONJUNTO		Requisitos norma		Peso medio maniquíes (kg)	Peso modelo FEM (kg)
		Mín. (kg)	Máx. (kg)		
Cabeza	**Cabeza**	4,90	4,99	4,95	4,91
Cuello	**Cuello**	1,63	1,72	1,65	1,66
Tórax	**Torso Superior**	21,91	22,63	22,24	21,96
Pelvis	**Torso Inferior**	29,94	30,66	29,96	30,03
Pierna	**Pierna Superior**	8,12	8,30	8,21	8,14
	Pierna Inferior	5,66	5,84	5,73	5,75
	Pie	1,52	1,66	1,54	1,59
	Zapatos	1,04	1,40	-	1,274
Brazo	**Brazo Superior**	2,72	2,90	2,80	2,86
	Brazo Inferior	2,02	2,11	2,08	2,09
	Mano	0,52	0,61	0,54	0,55
TOTAL MANIQUÍ HIII-95th		99,61	102,87	101,84	101,85

Una vez comprobadas las masas, es necesario realizar la validación del comportamiento de los modelos FEM para asegurar que la respuesta de éstos es similar a la de los maniquíes reales.

Todos los maniquíes se someten a ensayos de certificación de los diferentes componentes, así como ensayos de certificación en todo su conjunto. Con ello se busca que las propiedades dinámicas del maniquí se mantengan en unos niveles controlados, permitiendo la repetibilidad y reproducibilidad de los ensayos entre los laboratorios. Si un maniquí no cumple con las prestaciones de la certificación, es necesario sustituir las piezas necesarias para que vuelva a tener las prestaciones de origen. Los modelos de elementos finitos también han sido sometidos a los mismos ensayos de certificación para validar cada una de los componentes. Cada maniquí tiene definido una serie de ensayos para realizar su certificación. En el caso del Hybrid III 95%, el número de ensayos es inferior a los definidos en la unidad del 50%. Sin embargo, para mejorar la validación de los modelos virtuales y dada la analogía entre ambos maniquíes, se han reproducido virtualmente todos los ensayos posibles. Por lo tanto cada modelo de maniquí se someterá a los ensayos de certificación que tienen definidos junto con los ensayos que se realizan en la otra unidad, puesto son de la misma familia y poseen una estructura equivalente.

A modo de ejemplo de las simulaciones de los ensayos de certificación, en la figura 2 puede verse un fotograma del ensayo real y el análogo de las simulaciones del ensayo de certificación del cuello de los dos Hybrid-III.



(a) (b) (c)

Figura 2: Ensayo de flexión del cuello: (a) Ensayo real (b) Modelo Hybrid-III 50% (c) Modelo Hybrid-III 95th.

Aplicando el mismo procedimiento, se han realizado todos los ensayos de certificación de cada uno de los maniquíes. Para ir ajustando el modelo se han utilizado los resultados de los ensayos de certificación reales de los maniquíes que posee el LSP del INSIA. Tal y como se ha explicado anteriormente, cada uno de los ensayos está normalizado de forma que se encuentran definidos cuales son los parámetros a registrar, así como los valores de aceptación de cada uno de ellos (generalmente mediante criterios del tipo pasa / no pasa).

La tabla 4 muestra los resultados obtenidos después del ajuste y validación del modelo FEM del Hybrid-III 50%. En ella se muestran los valores mínimos y máximos que establece la norma para cada una de las medidas que

hay que tomar, así como el valor obtenido en el modelo de elementos finitos (desarrollado en RADIOSS). Cabe destacar que el único ensayo simulado que no es obligatorio para este maniquí es el correspondiente al ensayo de flexión del torso.

Tabla 4: Resultados obtenidos de la simulación de los ensayos de certificación del Hybrid-III 50%.

Ensayo de certificación	Criterios	Norma		Modelo RADIOSS
		Mín.	Máx.	
Cabeza	Aceleración resultante (g)	225	275	247,22
Flexión del cuello	Rotación máxima plano-D (rad)	1,117	1,361	1,21
	Tiempo rot. Máx. Plano-D (ms)	57	64	58,75
	Tiempo corte plano-D (ms)	113	128	116,25
	Momento occipital máximo (Nm)	88,1	108,4	94,77
	Tiempo momento Occ. Máx.(ms)	47	58	48,75
	Tiempo corte mom. Occ.(ms)	97	107	98,07
Extensión del cuello	Rotación máxima plano-D (rad)	1,414	1,85	1,61
	Tiempo rot. Máx. Plano-D (ms)	72	82	79,75
	Tiempo corte 0 plano-D (ms)	147	174	168,75
	Momento occipital máximo (Nm)	-80	-53	-60,87
	Tiempo momento Occ. Máx.(ms)	65	79	72,4
	Tiempo corte mom. Occ.(ms)	120	148	137,85
Impacto de tórax	Desplazamiento tórax máximo (mm)	63,5	72,66	0,962
	Fuerza de impacto máxima (N)	5160	5864	5264
	Histéresis (%)	69	85	71,17
Flexión del torso	Fuerza en 0,52 rad (N)	475	550	506,3
Movimiento de la cadera	Ángulo para momento <95 Nm (rad)	0,52	-	0,527
	Ángulo para momento 203 Nm (rad)	0,7	0,87	0,747
Impacto de la rodilla	Fuerza de impacto máxima (N)	4715	5782	5592
Deslizamiento de la rodilla	Fuerza en desplazamiento de 10,2 mm (kN)	1,26	1,72	1,39
	Fuerza en desplazamiento de 17,8mm (kN)	2,27	3,1	2,72
Impacto parte inferior del pie (con zapato)	Fuerza de compresión de la tibia (kN)	2,8	3,8	3,64
Impacto parte inferior del pie (sin zapato)	Aceleración del péndulo (g)	245	345	294,4
Impacto parte superior del pie	Momento en la tibia (Nm)	95	145	120,1

Análogamente, la tabla 5 muestra los resultados obtenidos para el Modelo FEM del Hybrid-III 95%.

Tabla 5: Resultados obtenidos de la simulación de los ensayos de certificación del Hybrid-III 95%.

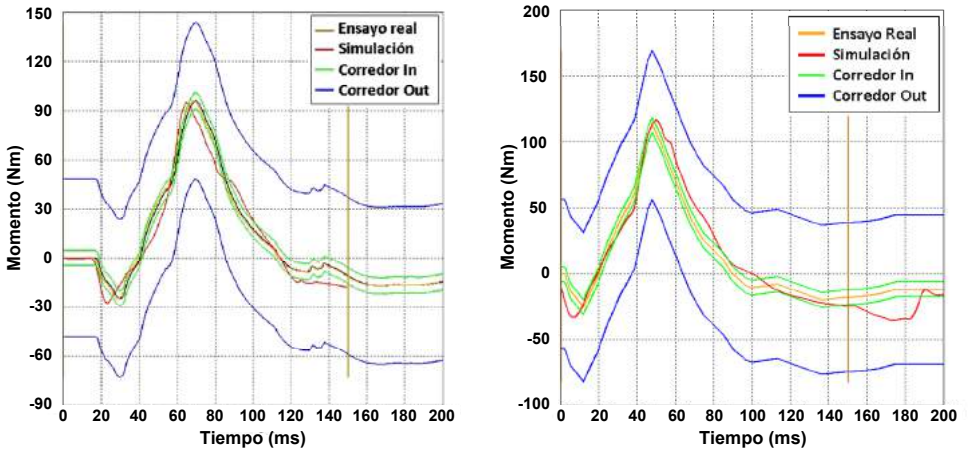
Ensayo de certificación	Criterios	Norma		Modelo RADIOSS
		Mín.	Máx.	
Cabeza	Aceleración resultante (g)	220	265	229,5
Flexión del cuello	Rotación máxima plano-D (º)	61	75	64,2
	Momento occipital máximo (Nm)	110	130	116,58
	Tiempo momento de decaimiento a 10 Nm (ms)	77	97	89,6
Extensión del cuello	Rotación máxima plano-D (º)	81	98	1,61
	Momento occipital máximo (Nm)	-66	-84	-75,7
	Tiempo momento de decaimiento a -10 Nm (ms)	100	120	117,3
Impacto del tórax	Desplazamiento tórax máximo (mm)	66	76	68,1
	Fuerza de impacto máxima (kN)	5,1	5,9	5,27
	Histéresis (%)	69	85	80,55
Flexión del torso	Fuerza en 0,52 rad (N)	475	550	530,3
Impacto de rodilla	Fuerza de impacto máxima (kN)	4,9	7,3	6,12
Deslizamiento de la rodilla	Desplazamiento máximo (mm)	15	18,3	16,2

En la tabla 6 se pueden observar los resultados de los ensayos de certificación adicionales realizados al modelo del Hybrid-III 95%. Como se ha comentado en párrafos anteriores, para este maniquí existe escasez de datos con los que comparar, por ello se han tomado como referencia los ensayos análogos realizados sobre el Hybrid-III 50%, aprovechando que de éste se poseen suficientes resultados reales, sin embargo los criterios de aceptación y rechazo no están definidos para el maniquí del 95%, por lo tanto no han sido de aplicación.

Tabla 6: Resultados obtenidos de la simulación de los ensayos de certificación adicionales del Hybrid-III 95%.

Ensayo de certificación	Criterios (Hybrid III 50th)	Norma		Modelo RADIOSS
		Mín.	Máx.	
Impacto parte inferior del pie (con zapato)	Fuerza de compresión de la tibia (kN)	2,8	3,8	3,84
Impacto parte inferior del pie (sin zapato)	Aceleración del péndulo (g)	245	345	306,16
Impacto parte superior del pie	Momento en la tibia (Nm)	95	145	134,45
Movimiento de la cadera	Ángulo para momento <95 Nm (rad)	0,52	-	0,528
	Ángulo para momento 203 Nm (rad)	0,7	0,87	0,715

Los ajustes y validación del modelo realizados hasta este momento, se han realizado de una forma subjetiva. Este proceso se ha basado en realizar comparaciones de forma cualitativa entre las gráficas resultantes de las simulaciones y las señales registradas de ensayos reales, de manera que las gráficas guarden cierta similitud y los valores numéricos obtenidos sean próximos. Inicialmente se ha llevado este proceso de ajuste y validación por motivos de tiempo en el desarrollo. Sin embargo, una vez que se han obtenido unos resultados subjetivamente satisfactorios, es necesario realizar un tipo de validación objetiva. Así, la valoración no depende del criterio de una persona, si no que se establecen parámetros objetivos, repetibles y reproducibles. La validación objetiva se ha llevado a cabo utilizando el software CORA. Este software realiza una comparación de señales mediante dos indicadores objetivos: verificación mediante corredores y verificación mediante correlación cruzada. El software puntúa la similitud entre ellas dando valores entre 0 y 1, donde 1 indicaría que las señales son idénticas. Como ejemplo ilustrativo, la figura 3 muestra los resultados para el ensayo de flexión del cuello obtenidos con CORA.



(a) (b)

Figura 3: Resultados CORA: (a) Hybrid-III 50%: Puntuación 0,902; (b) Hybrid-III 95%: Puntuación 0,896.

En la tabla 7 se recogen todos los valores obtenidos para cada uno de los ensayos de certificación de los que se dispone de resultados reales. Estos valores se han obtenido ponderando las diferentes señales recogidas en cada ensayo, para finalmente obtener una valoración media global.

Tabla 7: Puntuaciones CORA para los ensayos de Certificación del Hybrid-III 50% y 95%.

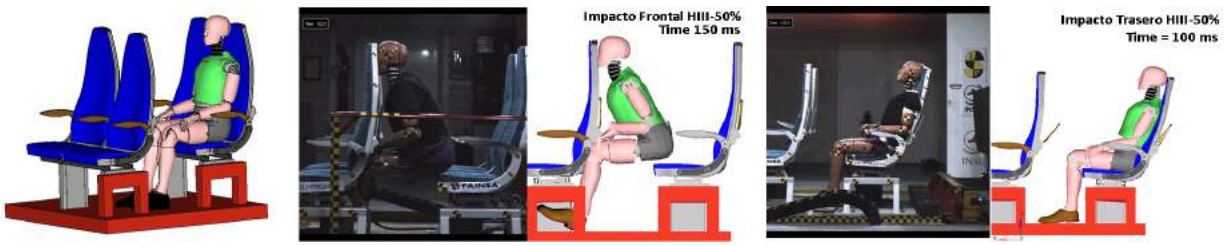
Ensayos de Certificación	Puntuación CORA	
	Hybrid-III 50%	Hybrid-III 95th
Ensayo de cabeza	0,903	0,923
Ensayo de flexión del cuello	0,919	0,937
Ensayo de extensión del cuello	0,934	0,925
Ensayo de impacto del tórax	0,932	0,856

Ensayos de Certificación	Puntuación CORA	
	Hybrid-III 50%	Hybrid-III 95th
Ensayo de flexión del torso	0,953	0,972
Ensayo del movimiento de la cadera	0,922	-
Ensayo de impacto de rodilla	0,895	0,972
Ensayo de deslizamiento de rodilla	0,968	-
Ensayo de impacto de la parte inferior del pie (con zapato)	0,814	-
Ensayo de impacto de la parte inferior del pie (sin zapato)	0,911	-
Ensayo de impacto de la parte superior del pie	0,661	-
GLOBAL	0,892	0,928

3. Aplicación de los Modelos FEM

Como aplicación práctica de los modelos en elementos finitos de los maniquíes, se han simulado los ensayos de impacto para la evaluación de la seguridad de butacas de tren. Estos ensayos dinámicos se han realizado siguiendo los requisitos marcados en la norma GM/RT2100 [6], que indica las configuraciones de ensayo a realizar, así como los parámetros a obtener de cada ensayo junto con sus valores límite que determinan la seguridad de la butaca ensayada.

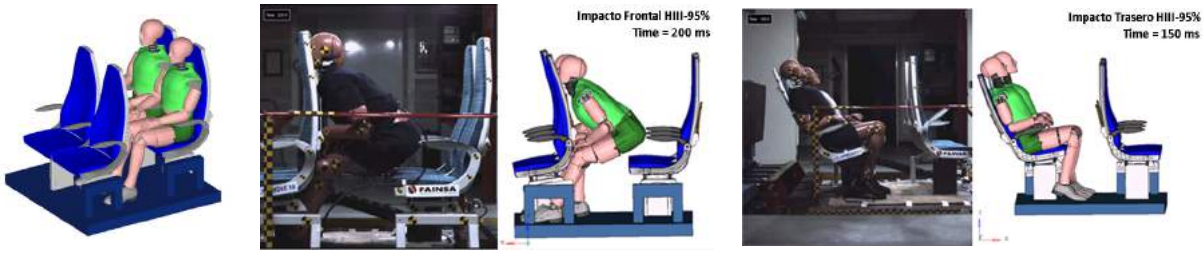
Una de las configuraciones sirve para evaluar la protección que las butacas ofrecen al ocupante cuando se produce una colisión. Para esta configuración se utiliza un maniquí Hybrid-III 50% y se realizan ensayos de impacto frontal y de impacto trasero. Los modelos resultantes se muestran en la figura 4.



(a) (b) (c)

Figura 4: (a) Modelo para ensayo de potencial de lesiones; (b) Impacto frontal; (c) Impacto trasero.

Además, la norma existe una evaluación de la resistencia e integridad estructural de la butaca ensayada. En esta configuración se utilizan dos maniquíes Hybrid-III 95%, puesto que disponen de mayor masa, realizándose nuevamente ensayos de impacto frontal y trasero. Los modelos resultantes se muestran en la figura 5.



(a) (b) (c)

Figura 5: (a) Modelo para integridad estructural; (b) Impacto frontal; (c) Impacto trasero.

Se ha realizado una comparativa de las simulaciones con los ensayos reales disponibles en el Laboratorio, verificando una cinemática similar entre los ensayos físicos y los virtuales. En cuanto a los resultados numéricos (señales registradas por los maniquíes), de forma general se han obtenido buenos resultados aunque es necesario un mejor ajuste en especial en los valores registrados por las extremidades inferiores.

La precisión de los resultados obtenidos depende también del grado de certeza del modelo de la butaca (que también ha sido desarrollada de forma paralela). Se han utilizado estos ensayos, para verificar el comportamiento

de los maniquíes virtuales en entornos de ensayos dinámicos reales (y no solamente en los ensayos de certificación). Estos ensayos involucran mayor cantidad de energía y mayores velocidades que los definidos en la certificación, por lo tanto se comprueba la estabilidad numérica del modelo ante otro tipo de solicitaciones.

4. Conclusiones

Con el trabajo de desarrollo expuesto en este artículo, se han obtenido dos modelos en elementos finitos desarrollados en RADIOSS, uno para el maniquí de impacto Hybrid-III 50% y otro para el Hybrid-III 95%. Estos modelos han sido validados realizando una serie de simulaciones de los ensayos de certificación de las diferentes partes de los maniquíes. Para evaluar de forma objetiva esa validación se ha utilizado un software de comparación de gráficas cuyos resultados han sido positivos. En concreto los modelos FEM del Hybrid-III 50% y el Hybrid-III 95% han conseguido una puntuación de 0,892 y 0,928 respectivamente (sobre un máximo de 1). Estos valores son sinónimo de la precisión de los resultados predichos por los modelos virtuales. Atendiendo a esta puntuación, se considera que los modelos están correctamente validados. Además, la validación de los modelos se ha llevado tomando como referencia los datos de las unidades físicas disponibles en el laboratorio. Hay que hacer notar que no existen dos maniquíes físicos del mismo tipo cuya respuesta dinámica sea idéntica.

Por otro lado, los modelos validados también han llevado en paralelo un proceso de optimización. Con ello se pretende reducir al máximo el coste computacional asociado y así, reducir el tiempo de cálculo necesario para la obtención de los resultados, sin merma en la precisión de los resultados obtenidos.

Los modelos FEM obtenidos en RADIOSS de los maniquíes Hybrid-III de percentiles 50% y 95% tienen un menor número de elementos que otros modelos de simulación (desarrollados por ejemplo en LS-Dyna). Esto se ha conseguido sin pérdidas significativas en la precisión de la geometría de las piezas. Además el tiempo de paso o tiempo de integración se ha mejorado haciendo que los nuevos modelos desarrollados sean veinte veces más rápidos que los modelos de partida. Además, este proceso de optimización no ha sido realizado a costa de sacrificar prestaciones del modelo de simulación, sino todo lo contrario. Los modelos desarrollados del presente artículo cuentan con un comportamiento más fiel (mejor valoración con el software CORA) al de los maniquíes reales que el obtenido para otros modelos FEM de maniquíes comercializados actualmente.

Dentro de la aplicación práctica en las butacas de ferrocarril, la utilización de modelos totalmente verificados y validados ayuda a predecir fallos en el diseño de las butacas. Con ello se conseguiría complementar la fase de diseño, pudiendo reducir el número de ensayos reales necesarios durante el desarrollo o durante la evaluación de la seguridad de las butacas, lo que supondría una disminución económica.

5. Agradecimientos

Para concluir este documento, se quiere agradecer la participación de la Comunidad de Madrid por su aportación para el trabajo desarrollado en los apartados anteriores. Dicha colaboración ha sido posible gracias al programa de actividades SEGVAUTO-TRIES (“SEGuridad de los Vehículos AUTOmóviles, por un TRansporte Inteligente, Eficiente y Seguro”), cuya referencia es S2013/MIT-2713.

6. Referencias

[1] B. Thacker. Verification and Validation for Computational Solid Mechanics, AIAA Structural Technical Committee, Santa Fe, NM, (2002).

[2] N. Yoganandan, A. M. Nahum, J. W. Melvin. Accidental Injury, Biomechanics and Prevention, Sprinter, New York, USA, (2015).

[3] H. Mertz, A. Irwin, J. Melvin, R. Stalnaker, M. Beebe. Size, Weight and Biomechanical Impact Response Requirements for Adult Size Small Female and Large Male Dummies. SAE International Congress and Exposition, Detroit, MI, (1989).

[4] National Highway Traffic Safety Administration, Department of Transportations. Code of Federal Regulations Title 49 Transportation Chapter 5 Part 572 Anthropomorphic test devices Subpart E – Hybrid III Test Dummy(49 CFR 572.30), United States Government.

[5] SAE Dummy Testing Equipment Subcommittee. User’s Manual for the Hybrid III Large Male Test Dummy Engineering Aid 26 Draft, Warrendale, PA, (2003).

[6] Railway Group Standard. GM/RT2100 Issue 5 Requirements for Rail Vehicle Structures, Rail Safety and Standards Board Limited, (2012).

Modelo de interacción dinámica del vehículo ferroviario completo con ejes y vía flexible en curva

J. Martínez-Casas[1], E. Di Gialleonardo[2], S. Bruni[2], J. Giner-Navarro[1], J. Carballeira[1]

[1] *Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de València. jomarc12@mcm.upv.es*

[2] *Dipartimento di Meccanica. Politecnico di Milano*

Durante los últimos años, el modelado de la dinámica del vehículo ferroviario y la interacción vehículo-vía ha sido objeto de una intensa investigación, obteniéndose modelos matemáticos avanzados y potentes herramientas para la simulación numérica. Sin embargo, en la mayoría de los casos estos modelos consideran el vehículo circulando sobre una vía recta, despreciando los efectos relacionados con curva, cuando realmente existen una serie de fenómenos de interacción vehículo-vía específicos de la negociación de una curva. Por ejemplo: la generación de chirridos (squeal) y algunos tipos de corrugación del carril. El objetivo de este trabajo es definir un modelo para la interacción dinámica del vehículo completo con ejes flexibles y una vía flexible en curva. Es un modelo general, pero debido a que se asumen pequeños desplazamientos de los sólidos con respecto a un sistema de coordenadas de trayectoria, se obtiene una formulación eficiente que reduce los tiempos de simulación con respecto a otros planteamientos existentes en la literatura, haciendo por tanto que el modelo sea atractivo para su uso práctico, como puede ser en la etapa de diseño de un nuevo vehículo o vía. En este artículo, el modelo propuesto se aplica para analizar el efecto de un plano de rueda para diferentes condiciones de circulación, combinando velocidades del vehículo, radios de curva y peraltes.

1. Introducción

Durante los últimos años, el modelado de la dinámica del vehículo ferroviario y la interacción vehículo-vía ha sido objeto de una intensa investigación, obteniéndose modelos matemáticos avanzados y potentes herramientas para la simulación numérica.

Si se analiza el estado del arte, se deduce que hay dos enfoques diferentes para este problema: por un lado, se han desarollado modelos denominados de baja frecuencia, los cuales consideran la dinámica de todo el vehículo sobre vía rígida en un rango de frecuencias que rara vez excede de 20 Hz [1]. Estos modelos suelen definirse según un planteamiento de dinámica multicuerpo, lo cual permite analizar el comportamiento dinámico del vehículo, tanto en vía recta como curva, teniendo en cuenta los efectos no lineales relacionados con los grandes desplazamientos del sistema.

Y por otro lado, los modelos de interacción entre vehículo y vía que normalmente incluyen descripciones matemáticas más refinadas para la dinámica de la vía y están dirigidos a analizar un rango de frecuencias más amplio, haciendo posible el estudio del ruido de rodadura y de fenómenos de degradación como la corrugación de los carriles. Estos modelos por lo general sólo consideran las masas no suspendidas del vehículo, y a menudo adoptan un modelo simple de contacto rueda-carril, como una rigidez herciana en dirección normal y fuerzas de pseudo-deslizamiento lineales en dirección tangencial. Por lo general, los efectos en curva son despreciados.

Sin embargo, actualmente hay un interés práctico en ciertos fenómenos de interacción vehículo-vía que se producen específicamente en vías curvas. Los chirridos (squeal) se originan cuando el eje circula en curvas cerradas de radio pequeño. Según la literatura, el origen de este fenómeno se ha asociado a que el coeficiente de fricción se reduce con la velocidad de deslizamiento [2], mientras que otros autores afirman que se puede explicar a partir de una raíz inestable [3]. Además, ciertos tipos de corrugación se pueden encontrar en el carril interno de la curva, y algunos autores asocian la frecuencia de la corrugación con una frecuencia natural del sistema [4].

Para poder analizar los fenómenos mencionados anteriormente, se requiere que se considere a la misma vez la interacción dinámica de alta frecuencia del vehículo-vía mediante la flexibilidad de los ejes y la vía, y los efectos de baja frecuencia asociados al comportamiento en curva del vehículo (el cual depende fundamentalmente de las características del bogie y de la suspensión primaria), a la geometría real de la rueda y del carril y a la relación no lineal entre las fuerzas de contacto y las velocidades de pseudo-deslizamiento. Esto requiere por tanto un enfoque

de modelado integral, que tenga en cuenta al mismo tiempo todo el vehículo ferroviario junto a modelos adecuados de ejes y vías flexibles, resultando posiblemente unos requerimientos computacionales elevados.

El objetivo de este trabajo es definir un modelo para la interacción de un vehículo completo con ejes flexibles y una vía curva flexible. El modelo hace uso de formulaciones avanzadas de eje y vía presentadas en [5]. El modelo de contacto rueda-carril adoptado [6] considera las geometrías reales de las superficies en contacto, la flexibilidad local en la zona de contacto, y un modelo no lineal para el contacto tangencial rueda-carril. Se asume que tanto la caja del vehículo como el bogie son rígidos, estando su formulación basada en un planteamiento de dinámica multicuerpo [7].

El movimiento de cada componente del vehículo se describe en términos de pequeños desplazamientos respecto de un sistema de coordenadas de trayectoria, el cual está posicionado y orientado con los ejes principales del sólido cuando está centrado en la vía. De esta manera, el esfuerzo computacional requerido para la simulación se mantiene dentro de límites razonables, permitiendo tiempos de simulación rápidos que hacen que el modelo sea atractivo para su uso práctico, como puede ser en la etapa de diseño de un nuevo vehículo o vía.

Finalmente, mediante el modelo de interacción vehículo-vía propuesto en este trabajo se ha evaluado la influencia que tiene el radio de la curva y el peralte en la respuesta dinámica del sistema en presencia de un plano de rueda, mediante las fuerzas de contacto rueda-carril.

2. Modelo dinámico del sistema completo vehículo-vía

El modelo de interacción del vehículo y de la vía combina un modelo dinámico de la vía en curva y un modelo multicuerpo del vehículo completo. Se tienen en cuenta las no linealidades asociadas a la geometría de los perfiles de rueda y carril, la relación no lineal entre fuerzas tangenciales y velocidades de pseudo-deslizamiento, y la flexibilidad y los efectos inerciales y giroscópicos debidos a la rotación del eje. Se supone que la caja del vehículo y los bogies son rígidos, y su formulación se implementa mediante la técnica presentada en [7]. Se adopta la formulación detallada en [5] para modelar la dinámica acoplada entre las masas no suspendidas y la vía. La idea principal más destacada de esta formulación reside en que el modelo del eje asume hipótesis realistas con un coste computacional reducido. Sus características principales se resumen a continuación.

Las ventajas que presenta el modelo de eje flexible están asociadas al sistema de coordenadas utilizado. Se utilizan dos sistemas de referencia distintos (véase la figura 1): el primero es un sistema inercial $\mathbf{X}_0\mathbf{Y}_0\mathbf{Z}_0$ que se fija en una posición arbitraria; el segundo corresponde con un sistema de coordenadas de trayectoria $\mathbf{X}_T\mathbf{Y}_T\mathbf{Z}_T$ que sigue el movimiento de cada eje en la configuración no deformada y centrado en la vía. Es importante remarcar que el sistema de trayectoria no rota con el eje. La posición y la orientación del sistema de trayectoria está determinada, por lo que el vector de posición $\mathbf{p}_0$ y la matriz de rotación $\mathbf{T}$ que relacionan ambos sistemas de referencia se conocen en cada instante de tiempo t.

El modelo hace uso de coordenadas Eulerianas, siendo $\mathbf{u}$ el vector de posición de un punto espacial en la configuración no deformada del eje. $\mathbf{\Phi}$ es la matriz de modos de vibración del eje, con condiciones de contorno libres. Debido a la geometría de revolución del eje, se pueden adoptar los modos de vibración en un sistema no rotatorio como la función base para calcular los pequeños desplazamientos $\mathbf{w}$ del eje, relacionando así la configuración deformada y no deformada de la siguiente manera:

$$\mathbf{r}_0(\mathbf{u},t) = \mathbf{p}_0(t) + \mathbf{T}\,\mathbf{u} + \mathbf{T}\,\mathbf{\Phi}(\mathbf{u})\mathbf{q}(t)\,, \tag{1}$$

donde $\mathbf{r}_0$ es el vector de posición de una partícula material que en el instante t ocupa la posición espacial $\mathbf{u}$ en la configuración no deformada, y $\mathbf{q}(t)$ es el vector de coordenadas modales.

La ecuación de movimiento resultante contiene integrales de volumen en el dominio de la configuración no deformada. La formulación final se obtiene aplicando el Método de Elementos Finitos como técnica numérica. A continuación se detalla la ecuación de movimiento:

$$\ddot{\mathbf{q}} + \left(2\Omega\,\tilde{\mathbf{V}} + 2\,\tilde{\mathbf{P}}\right)\dot{\mathbf{q}} + \left(\Omega^2\left(\tilde{\mathbf{A}} - \tilde{\mathbf{C}}\right) + 2\Omega\,\tilde{\mathbf{S}} + \tilde{\mathbf{R}} - \tilde{\mathbf{B}} + \tilde{\mathbf{D}}\right)\mathbf{q} = \Omega^2\,\tilde{\mathbf{c}} - 2\Omega\,\tilde{\mathbf{U}} - \tilde{\mathbf{H}} + \tilde{\mathbf{N}} - \tilde{\mathbf{G}} + \mathbf{Q}_c + \mathbf{Q}_s\,, \tag{2}$$

siendo Ω la velocidad angular del eje, y las matrices $\tilde{\mathbf{V}}$, $\tilde{\mathbf{P}}$, $\tilde{\mathbf{A}}$, $\tilde{\mathbf{C}}$, $\tilde{\mathbf{S}}$, $\tilde{\mathbf{R}}$ y $\tilde{\mathbf{B}}$ tienen en cuenta los efectos inerciales asociados a la configuración deformada debidos a la aceleración de Coriolis, aceleración centrífuga y tangencial del eje, además de los efectos inerciales del movimiento del sistema de trayectoria y de la rotación del eje. Los vectores $\tilde{\mathbf{c}}$, $\tilde{\mathbf{U}}$, $\tilde{\mathbf{H}}$, $\tilde{\mathbf{N}}$ y $\tilde{\mathbf{G}}$ tienen en cuenta los efectos inerciales descritos anteriormente pero en este caso asociados a la configuración no deformada. La matriz diagonal $\tilde{\mathbf{D}}$ es la matriz de rigidez modal, que contiene

las frecuencias naturales al cuadrado del eje con condiciones de contorno libre. Por último los vectores $\mathbf{Q}_c$ y $\mathbf{Q}_s$ son las fuerzas generalizadas aplicadas en el eje flexible, las cuales proceden de las fuerzas de contacto rueda-carril y de las fuerzas actuantes en la suspensión primaria, respectivamente.

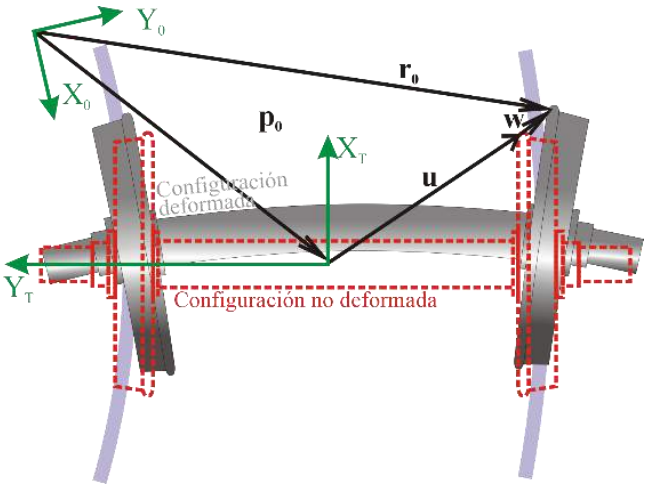


Figura 1: Sistemas de coordenadas asociados al modelo de eje.

3. Análisis paramétrico del efecto de un plano de rueda en curva

A pesar de que los sistemas modernos de protección de deslizamiento de ruedas minimizan la probabilidad de que se produzcan desgastes localizados en las mismas, todavía se siguen produciendo planos de rueda y son una de las causas que originan tensiones muy severas tanto en el eje como en la vía. Se ha aplicado el modelo de interacción dinámica vehículo-vía descrito en la sección anterior para analizar el efecto del plano de rueda en la circulación de un vehículo en curva, considerando como parámetros la velocidad del vehículo, radio de la curva y peralte. Para no introducir la influencia de otros defectos, se considera que el vehículo circula por una vía perfectamente uniforme, sin ningún tipo de rugosidad superficial.

El vehículo considerado en este estudio es un vagón para el servicio de pasajeros de alta velocidad. Se ha considerado el tipo de vía "rígida" según los parámetros descritos en el proyecto EUROBALT [8].

Para la definición del plano de rueda pueden usarse diferentes formulaciones analíticas. Por ejemplo, considerando una geometría ideal del defecto y asumiendo que tiene una longitud de $2L_0$, es posible calcular la desviación de la circularidad como sigue:

$$\delta_r = \begin{cases} \dfrac{{L_0}^2 - x^2}{2R_w} & -L_0 \le x \le L_0 \\ 0 & \text{resto de casos} \end{cases}, \tag{3}$$

donde x es la coordenada espacial que recorre el defecto, y R_w el radio de la rueda.

Hay diferentes formulaciones propuestas para describir el plano de rueda con los contornos redondeados [9,10]. Una función muy utilizada y que se aproxima de manera precisa a la forma de un plano de rueda medido, es la detallada en [11] y se describe a continuación:

$$\delta_r = \begin{cases} \dfrac{d}{2}\left[1-\cos\left(\dfrac{\pi(x+L_0)}{L_0}\right)\right] & -L_0 \le x \le L_0 \\ 0 & \text{resto de casos} \end{cases}, \tag{4}$$

siendo d la profundidad del defecto, que para este caso se puede establecer de manera independiente a su longitud.

Una vez definida la geometría del plano de rueda, para determinar la geometría del trazado curvo se requiere de un problema tridimensional. De hecho, el problema se define mediante tres parámetros independientes: la velocidad del vehículo, el radio de la curva y el peralte. De tal forma, la insuficiencia de peralte del vehículo en curva queda determinada a partir de estos tres parámetros.

En este estudio se analizan cinco geometrías distintas de vías curvas, cuyos parámetros se han extraído de líneas convencionales de alta velocidad en Italia. Los valores de radios y peraltes para estas curvas se recogen en la siguiente tabla:

Tabla 1: Parámetros geométricos de la curva.

Radio curva [m]	1000	1500	2500	3500	4500
Peralte [mm]	70	50	20	115	95

Para cada tipo de curva, se llevan a cabo dos simulaciones para dos velocidades diferentes del vehículo, cada una de ellas determinadas por una insuficiencia de peralte de 0 mm y 90 mm respectivamente. En la tabla 2 se detallan las velocidades consideradas en cada caso de simulación en curva. Por último, y con el objetivo de tener soluciones de referencia, se llevan a cabo simulaciones en vía recta para todas las velocidades mostradas en la tabla 2.

Tabla 2: Velocidad del vehículo (km/h) considerada en cada simulación.

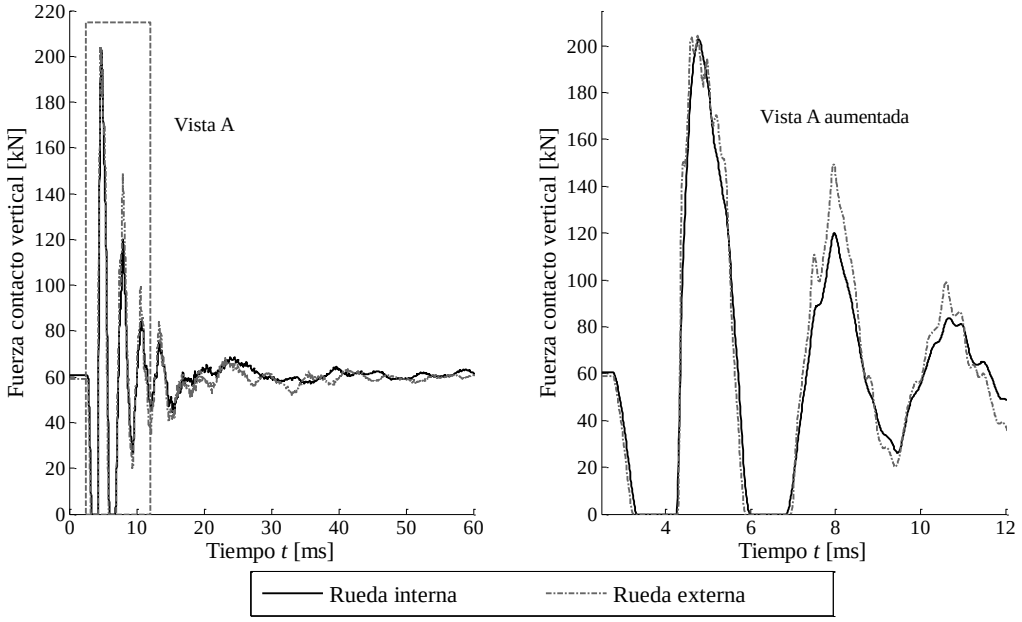
Insuficiencia de peralte [mm]	**Radio curva [m]**				
	1000	**1500**	**2500**	**3500**	**4500**
0	77.0	79.7	65.1	184.7	190.3
92	117.1	134.4	153.9	247.8	267.1

4. Resultados

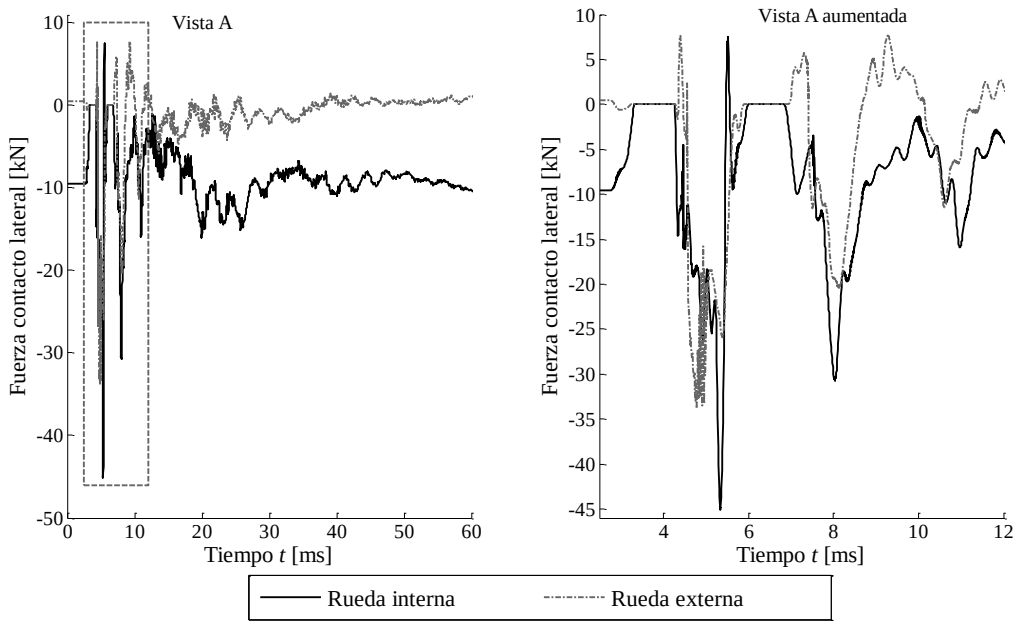
En esta sección se presentan los resultados de las simulaciones de interacción dinámica vehículo-vía en curva, mostrando las fuerzas de contacto rueda-carril en presencia de un plano de rueda, para diferentes combinaciones de velocidad del vehículo, radio e insuficiencia de peralte de la curva.

La figura 2 muestra la historia temporal de la fuerza de contacto vertical y lateral, cuando el vehículo circula por una vía curva de radio R = 1000 m a una velocidad compensada de V = 77 km/h (insuficiencia de peralte nulo). Para todas las simulaciones que se han llevado a cabo, se ha considerado que el plano de rueda está presente en ambas ruedas y en fase.

Se observa que inicialmente el plano de rueda produce una pérdida total del contacto en ambas ruedas, seguido de un fuerte impacto causando picos de fuerza tanto en la componente vertical como en la lateral, y finalmente una vibración transitoria que origina grandes variaciones dinámicas en la fuerza de contacto. El valor pico de la fuerza vertical (ver figura 2(a)) es prácticamente el mismo en ambas ruedas, pero sin embargo en la fuerza lateral (ver figura 2(b)) se observa que el valor pico es mayor en la rueda interna que en la externa. Ésto se debe a que las ruedas presentan ángulos de contacto diferentes, mostrándose en este caso la influencia de la circulación en curva en las fuerzas de impacto generadas por un plano de rueda.



(a)



(b)

Figura 2: Fuerza de contaco rueda-carril cuando el vehículo circula en vía curva de radio R = 1000 m y a una velocidad compensada de V = 77 km/h. (a) Fuerza de contacto vertical; b) Fuerza de contacto lateral.

En la figura 3 se muestra el efecto del mismo plano de rueda descrito anteriormente, pero en este caso el vehículo circula sobre vía recta a la misma velocidad V = 77 km/h. La fuerza de contacto vertical mostrada en la figura 3(a) presenta una forma de onda muy similar al mostrado anteriormente para vía curva, pero se observa que el valor pico del impacto es notablemente más pequeño.

Respecto a la fuerza de contacto lateral (figura 3(b)), se observa que la forma de onda en vía recta de una rueda es simétrica respecto la otra, como es de esperar debido a la simetría del caso considerado. Si nos fijamos en los valores picos del impacto, puede apreciarse que son mayores que en las condiciones de circulación en curva detallados previamente.

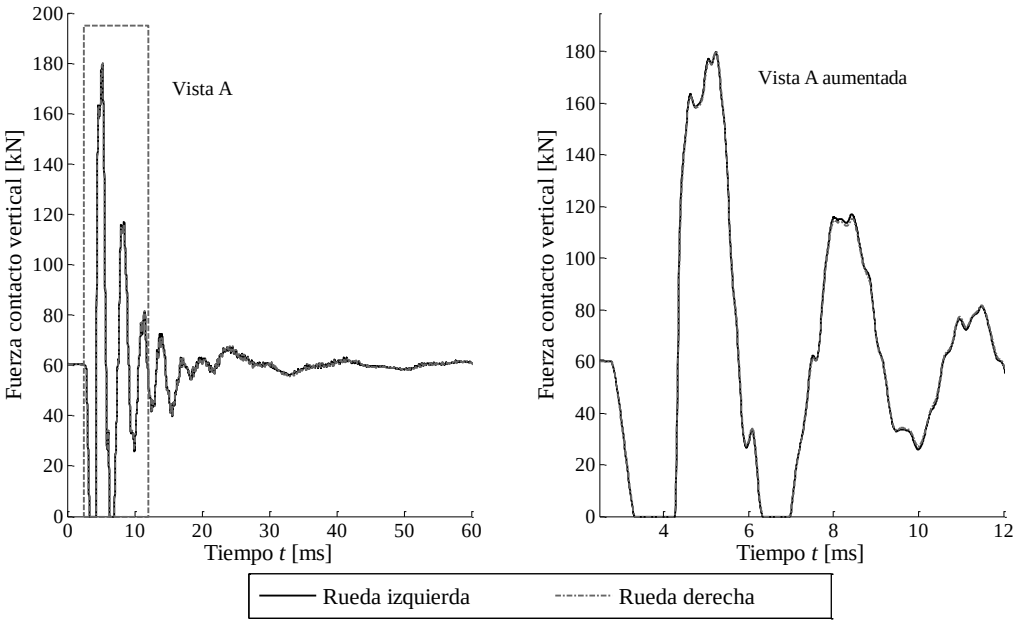
Los resultados presentados hasta el momento, indican que la negociación en curva de un vehículo afecta considerablemente a las fuerzas dinámicas en el contacto rueda-carril originadas por un defecto localizado como el plano de rueda. En tal caso, se puede resaltar que el escenario de circulación en vía recta no es representativo para el caso de vía curva. Además, y como ya se conoce de investigaciones previas, la velocidad del vehículo también afecta a la intensidad de las cargas generadas por un plano de rueda.

Con la finalidad de investigar con más detalle estos efectos, a continuación se presenta una síntesis de los resultados obtenidos para los casos de simulación descritos en la tabla 2, centrándose en la componente vertical de la fuerza de contacto rueda-carril.

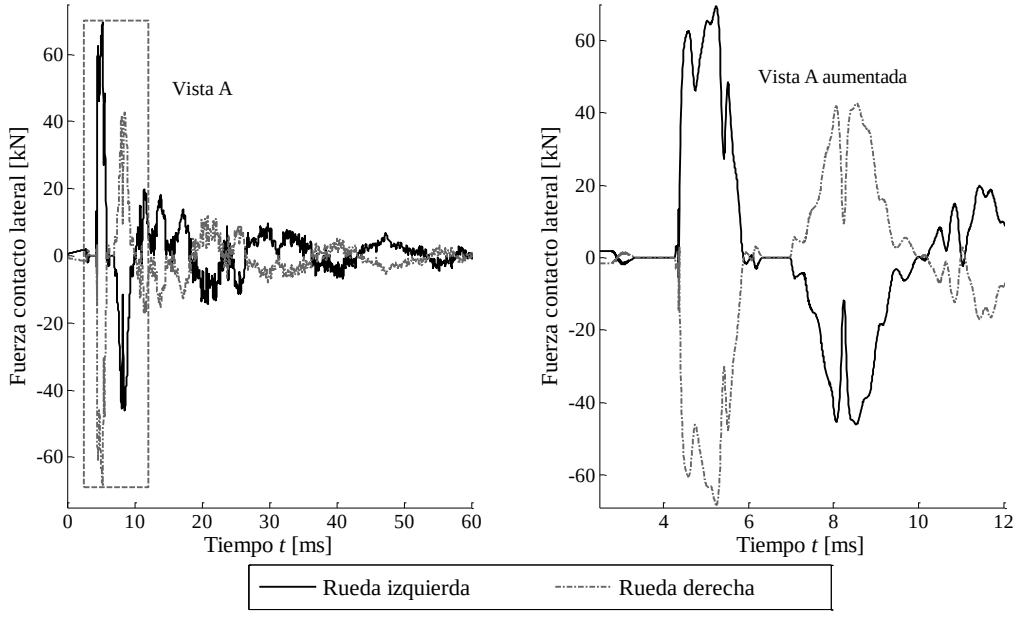
El efecto de la velocidad del vehículo sobre el valor pico de la componente vertical se representa en la figura 4. Se detallan los valores tanto para circulación en vía recta como en vía curva (carril interno), considerando en este último caso valores diferentes de radio e insuficiencia de peralte. Se observa que en ambos casos, tanto en vía recta como curva, la tendencia del valor pico de la fuerza de contacto vertical es similar, primero decreciente hasta alcanzar un mínimo entorno a 150 km/h y a partir de aquí vuelve a crecer. Por debajo de la velocidad de 150 km/h, en la vía curva se presentan valores picos más elevados que en vía recta, sin embargo por encima de esta velocidad el comportamiento es contrario, encontrándose valores mayores en vía recta. Este cambio de comportamiento es debido a la influencia de los parámetros como el radio de la curva y la insuficiencia de peralte.

Con el fin de analizar el efecto de la flexibilidad del eje sobre la dinámica del sistema, todos los casos de simulación descritos previamente también se llevaron a cabo teniendo en cuenta un modelo de eje rígido, es decir, considerando únicamente las coordenadas modales asociadas a los movimientos de cuerpo rígido. La fuerza de contacto vertical en el carril interno cuando el vehículo circula por vía curva se resumen en la figura 5. Se observa que para todas las condiciones de circulación consideradas, el modelo de eje rígido muestra una estimación más alta del pico de fuerza vertical. Este resultado se justifica debido a que la inercia del eje que participa en la vibración vertical de alta frecuencia causada por el plano de rueda es menor que toda la masa del eje; en consecuencia este

fenómeno conduce a una sobreestimación de la fuerza en el impacto cuando se supone que el eje se comporta como un sólido rígido.



(a)



(b)

Figura 3: Fuerza de contaco rueda-carril cuando el vehículo circula en vía recta a una velocidad de V = 77 km/h. (a) Fuerza de contacto vertical; b) Fuerza de contacto lateral.

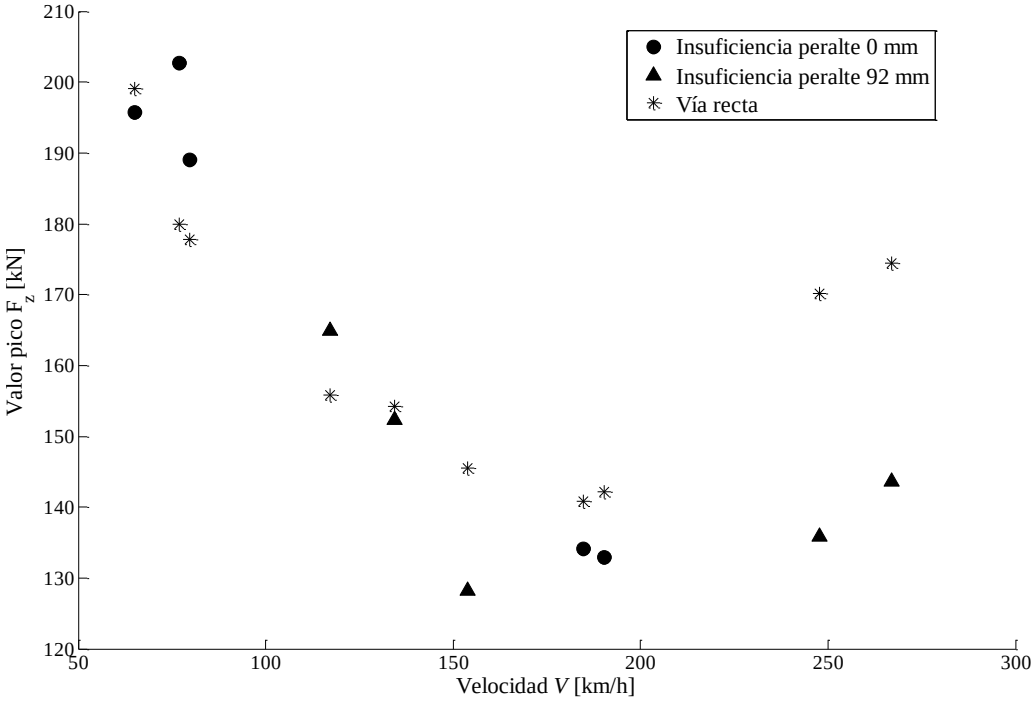


Figura 4: Tendencia del valor pico de la fuerza de contacto vertical con la velocidad para el carril interno, para circulación tanto en vía recta como en vía curva.

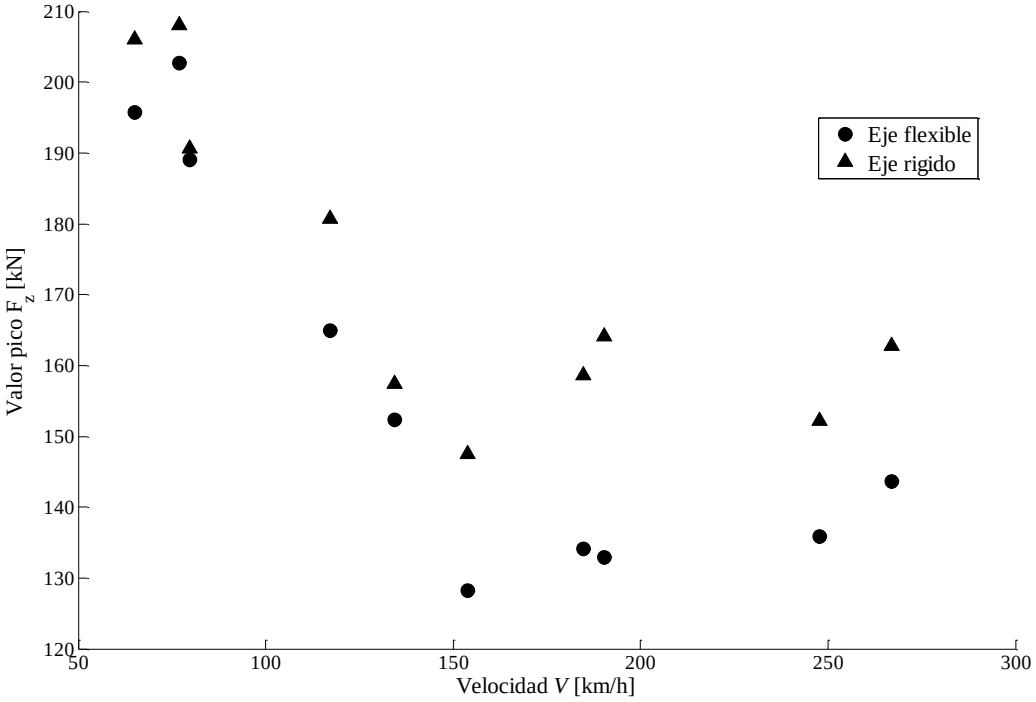


Figura 5: Tendencia del valor pico de la fuerza de contacto vertical con la velocidad para el carril interno, considerando modelo de eje flexible y eje rígido.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado un modelo matemático para analizar la interacción dinámica del vehículo con la vía en curva, teniendo en cuenta el efecto de la flexibilidad tanto en el eje como en la vía. El modelo está basado en el uso de un sistema de coordenadas de trayectoria y coordenadas modales Eulerianas, permitiendo así mantener dentro de límites razonables la complejidad numérica del problema y el coste computacional requerido para la simulación.

Debido a que la formulación contempla el vehículo completo, el modelo es capaz de reproducir al mismo tiempo las componentes estacionarias de las fuerzas de contacto rueda-carril originadas por la negociación de una curva, así como las componentes dinámicas de alta frecuencia relacionadas con la flexibilidad tanto del eje como de la vía.

El modelo desarrollado se ha utilizado para analizar el impacto en el contacto rueda-carril generado por un plano de rueda, bajo diferentes condiciones de circulación, incluyendo tanto vía recta como circulación en curva, con diferentes radios e insuficiencia de peralte. Los resultados de este análisis numérico muestran un efecto significativo de la velocidad del vehículo y, en el caso de la negociación de una curva, también la influencia del radio y de la insuficiencia de peralte.

Indicar que para velocidades bajas de circulación del vehículo, los valores pico de la fuerza de contacto vertical son mayores en vía curva que en tramo recto, al revés de lo que sucede para altas velocidades, siendo en vía recta donde se registran los mayores impactos del plano de rueda.

Por último reflejar que para todas las simulaciones llevadas a cabo, el modelo de eje rígido presenta una estimación más alta del pico de fuerza vertical que el modelo flexible. Se debe a que la inercia del eje involucrada en la dinámica vertical de alta frecuencia originada por el plano de rueda, es menor que toda la masa del eje. En consecuencia este fenómeno conduce a una sobreestimación de la fuerza en el impacto cuando se supone que el eje se comporta como un sólido rígido.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo recibido del Ministerio de Economía y Competitividad mediante el proyecto TRA2013-45596-C2-1-R, así como del Ministerio de Educación, Cultura y Deporte como parte del Programa Campus de Excelencia Internacional mediante el proyecto SP20140659.

7. Referencias

[1] O. Polach, M. Berg, S. Iwnicki. Simulation, Handbook of Railway Vehicle Dynamics, Ed. Taylor & Francis, (2006). ISBN: 9780849333217.

[2] S. S. Hsu, Z. Huang, S. D. Iwnicki, D. J. Thompson, C. J. C. Jones, G. Xie, P. D. Allen. Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 221 (2007), 59-73.

[3] A. Pieringer, L. Baeza, W. Kropp. Modelling of railway curve squeal including effects of wheel rotation, Proceedings of the 11th International Workshop on Railway Noise, Uddevalla, Suecia, (2013).

[4] S. L. Grassie, J. A. Elkins. Rail corrugation on North American transit systems, Vehicle System Dynamics, 28 (1998), 5-17.

[5] J. Martínez-Casas, E. Di Gialleonardo, S. Bruni, L. Baeza. A comprehensive model of the railway wheelset-track interaction in curves, Journal of Sound and Vibration, 333 (2014), 4152-4169.

[6] S. Bruni, A. Collina, G. Diana, P. Vanolo. Lateral dynamics of a railway vehicle in tangent track and curve: tests and simulation, Vehicle System Dynamics, 33 (2000), 464-477.

[7] A. A. Shabana. Dynamics of multibody systems, Ed. Cambridge University Press, (2013). ISBN: 9780521850117.

[8] L. Mazzola, Y. Bezin, S. Bruni. Vehicle – Track interaction: MB simulation for track loading limits and damage identification, ECCOMAS Thematic Conference Multibody Dynamics 2011, Bruselas, Bélgica, (2011).

[9] T. X. Wu, D. J. Thompson. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats, Journal of Sound and Vibration, 251 (2002), 115-139.

[10] M. Steenbergen. The role of the contact geometry in wheel-rail impact due to wheel flats, Vehicle System Dynamics, 45 (2007), 1097-1116.

[11] E. Di Gialleonardo, F. Braghin, S. Bruni. Effect of wheel defects and out-of-roundness on dynamic loads at wheel-rail interface, 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems (CM2009), Florencia, Italia, (2009).

Mejora del modelo de interacción dinámica vehículo-vía en el dominio de alta frecuencia

J. Martínez-Casas[1], J. Giner-Navarro[1], L. Baeza[1], F. D. Denia[1], P. Vila[1]

[1] *Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de València. jomarc12@mcm.upv.es*

En el ámbito ferroviario existen varios fenómenos muy conocidos relacionados con la interacción dinámica del vehículo y la vía y originados por la dinámica de alta frecuencia del sistema, tales como el ruido de rodadura del vehículo, los chirridos (squeal) y la corrugación de longitud de onda corta para circulaciones en vías curvas. Debido a estos fenómenos y algunos otros no resueltos a día de hoy, durante los últimos años se han llevado a cabo numerosos estudios sobre modelos de interacción dinámica vehículo-vía. Con el fin de tener una representación más precisa de los fenómenos de interacción a alta frecuencia, se necesita incorporar la flexibilidad del eje y del carril en los modelos correspondientes. En los trabajos de interacción vehículo-vía publicados recientemente, los carriles se modelan mediante vigas de Timoshenko, siendo válida esta aproximación hasta 1.5 kHz. Con el objetivo de extender el rango de validez, en este artículo se desarrolla un modelo de vía 3D basado en el Método de Elementos Móviles (MEM) para reemplazar la aproximación de vigas de Timoshenko utilizada en los estudios previos. Dicho planteamiento considera una malla móvil de elementos finitos del carril que se mueve junto al vehículo, por lo que la masa del carril "fluye" a través de su malla a la velocidad del vehículo en sentido opuesto al movimiento. Por lo tanto, la técnica MEM permite fijar el área de contacto en la mitad de la longitud del carril y refinar la malla solamente en su entorno. Adicionalmente se adopta un planteamiento modal del carril, reduciendo sustancialmente ambas estrategias el coste computacional y haciendo idóneo el modelo para simulaciones dinámicas de alta frecuencia en tiempos razonables. Se presentan y discuten diversos resultados de varias simulaciones dinámicas llevadas a cabo con diferentes fuentes de excitación, como rugosidad aleatoria del carril y singularidades como planos de rueda. Todas las simulaciones se han realizado tanto para el modelo 3D propuesto del carril como para el modelo de vigas de Timoshenko, con el fin de analizar y comparar las diferencias entre las fuerzas de contacto de ambos planteamientos en el dominio de alta frecuencia.

1. Introducción

La complejidad de la interacción dinámica vehículo-vía procede de la vibración acoplada entre el vehículo ferroviario y la vía flexible, donde las fuerzas de contacto rueda-carril acoplan ambos subsistemas. La excitación del sistema global viene originada por las imperfecciones presentes en las superficies del carril y de la rueda, tales como rugosidades y planos de rueda. En algunos casos, y debido a grandes niveles de vibraciones y elevados valores dinámicos de las fuerzas de contacto, aparecen fenómenos inesperados como daños severos en las superficies de rodadura, originando altos niveles de ruido y vibración [1], corrugación en los carriles [2], fatiga en el contacto de la rodadura [3] y considerables tensiones dinámicas. En consecuencia, la metodología utilizada debe considerar de forma rigurosa la dinámica de alta frecuencia, con el fin de ser capaz de contemplar dichos fenómenos y evitar el fallo por fatiga de los componentes mecánicos.

Durante los últimos 40 años, se han desarrollado diversos modelos dinámicos apropiados de interacción vehículo-vía, y algunos más recientes incorporan la flexibilidad del eje para ampliar el rango de análisis en frecuencia [1,4]. Además, para abordar el fenómeno de ruido de rodadura citado anteriormente y extender el rango de frecuencia válido por encima de 1 kHz, se han planteado modelos de Elementos Finitos (EF) en el ámbito ferroviario [5,6], pero sólo en trabajos recientes se ha considerado la flexibilidad y los efectos inerciales debidos a la rotación del eje sobre vía recta [3] y vía curva [7]. Con el fin de ampliar el rango de frecuencias válidas, en este trabajo se considera dicho modelo de eje en vía recta, el cual tiene en cuenta los efectos giroscópicos e inerciales asociados a la rotación del mismo haciendo uso de coordenadas modales Eulerianas, lo cual reduce en consecuencia el coste computacional.

En las publicaciones más recientes sobre modelos de interacción, los carriles vienen representados como vigas de Timoshenko con condiciones de contorno cíclicas [8], siendo válido dicho modelo hasta 1.5 kHz en la dinámica lateral y 2 kHz en la vertical [1], fijando en 1.5 kHz el rango válido de frecuencias para el modelo completo

vehículo-vía. De tal modo, el objetivo del presente artículo es proponer un modelo de interacción dinámica mejorado y extender el rango de validez en frecuencia por encima de 1.5 kHz. Con este propósito, se desarrolla un modelo 3D de vía mediante el Método de Elementos Móviles (MEM) que reemplaza a la viga de Timoshenko considerada en estudios previos, adoptando condiciones de contorno cíclicas y coordenadas Eulerianas.

El modelo de vía propuesto en este trabajo, el cual forma parte de una reciente línea de investigación del grupo [9], se basa en el MEM presentado por Koh *et. al.* [10,11] para modelos viga 1D y 2D. En este artículo, el planteamiento Euleriano ha sido extendido a una vía recta 3D a partir de la extrusión del perfil 2D de un carril UIC-60 (modelo 3D MEM). El sistema de coordenadas Eulerianas está unido al vehículo móvil en vez de a un sistema de referencia fijo. Por lo tanto, la malla del carril se mueve con dicho sistema de referencia móvil y el material del carril "fluye" en su interior. Debido al movimiento relativo entre la malla y el carril, se necesita considerar la derivada material de cualquier magnitud para formular la dinámica de la vía. En este modelo el área de contacto está siempre ubicada en la misma posición de la malla, por lo que la discretización solo debe ser refinada en una posición concreta alrededor del contacto. En consecuencia, el modelo 3D MEM permite reducir drásticamente el coste computacional respecto a los modelos de EF comúnmente utilizados.

Se presentan y discuten diversos resultados de varias simulaciones dinámicas llevadas a cabo con un vehículo seleccionado en vía recta, teniendo en cuenta diferentes fuentes de excitación como rugosidad aleatoria del carril y singularidades como planos de rueda. Todas las simulaciones se han realizado tanto para el modelo 3D propuesto del carril como para el modelo de vigas de Timoshenko, con el fin de analizar y comparar las diferencias entre las fuerzas de contacto para ambos planteamientos en el dominio de alta frecuencia, por encima del rango de validez de la viga de Timoshenko (desde 1.5 kHz hasta 8.5 kHz).

2. Modelo de interacción dinámica vehículo-vía

En este artículo se ha considerado una técnica de subestructuración [8,12] para formular el modelo completo de interacción dinámica vehículo-vía, dividiendo así el sistema completo en tres subestructuras (ver figura 1): el vehículo, los carriles y los soportes discretos, todos ellos acoplados mediante las fuerzas de contacto rueda-carril y las fuerzas generadas en las placas de asiento. El vehículo está representado mediante un eje y la suspensión primaria, y el bogie y la caja se consideran imponiendo sus fuerzas gravitacionales en dicha suspensión. El eje se modela como un sólido flexible y rotatorio [3], haciendo uso de coordenadas modales Eulerianas debido a la simetría axial que presenta. Tal planteamiento modal permite reducir de manera significativa el coste computacional asociado a la simulación.

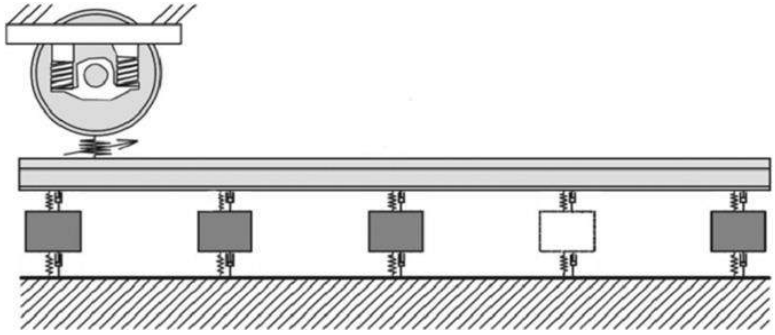


Figura 1: Esquema del modelo de interacción vehículo-vía.

La vía se formula mediante dos modelos flexibles diferentes: modelo de viga de Timoshenko [8], con un rango de validez en frecuencia limitado (como se ha indicado anteriormente), y modelo 3D MEM propuesto en este trabajo con el fin de extender el rango al dominio de alta frecuencia. En ambos casos se consideran condiciones de contorno cíclicas, pues presentan varias ventajas respecto al modelado clásico de vía finita.

En lo referente al problema de contacto, se ha adoptado el modelo Hertziano para el contacto normal, y FASTSIM [13] para el contacto tangencial, el cual depende de la fuerza normal y de las velocidades de pseudo-deslizamiento. El modelo de contacto considera la geometría real de los perfiles de la rueda y el carril, e incluye las no linealidades entre las fuerzas y las velocidades de pseudo-deslizamiento. Los soportes discretos del carril se modelan como un sistema de parámetros concentrados, donde las placas de asiento se consideran elementos viscoelásticos concentrados, las traviesas como masas concentradas, y el balasto bajo las traviesas mediante su rigidez y amortiguamiento equivalente.

3. Método de Elementos Móviles 3D

El MEM fue desarrollado por Koh *et. al.* [10,11], y presenta un modelo Euleriano eficiente para analizar cargas móviles aplicadas en vigas (1D y 2D). En esta sección se resume esta técnica extendida a una vía finita 3D con condiciones de contorno cíclicas impuestas en ambos extremos de la vía, con el propósito de ampliar el rango en frecuencia válido de la viga de Timoshenko y ser capaces de reproducir con mayor precisión la dinámica de alta frecuencia del sistema. La malla en 2D del perfil UIC-60 del carril se extruye longitudinalmente para obtener el carril 3D, como se observa en la figura 2.

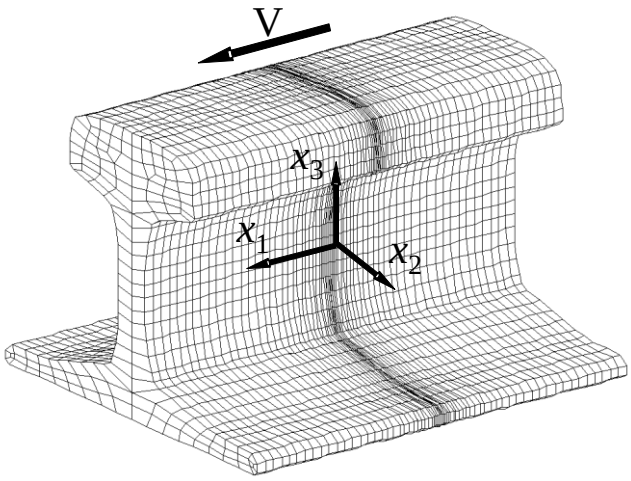


Figura 2: Malla de elementos finitos del carril flexible.

Teniendo en cuenta que el sistema de coordenadas Eulerianas adoptado $x_1x_2x_3$ se mueve a la velocidad V del vehículo, hay que hacer uso de la derivada material y considerar los términos convectivos asociados. Mediante el principio de los Trabajos Virtuales y aplicando superposición modal, se obtiene la siguiente ecuación de movimiento:

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} - 2V\tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{q}} + \left(\tilde{\mathbf{K}} - V^2\tilde{\mathbf{A}}\right)\mathbf{q} = \mathbf{Q}, \tag{1}$$

siendo V la velocidad del vehículo, $\mathbf{q}$ el vector de coordenadas modales Eulerianas, las fuerzas generalizadas procedentes de las fuerzas de contacto y las placas de asiento están contenidas en el vector $\mathbf{Q}$. Las matrices se definen de la siguiente manera:

$$\tilde{\mathbf{M}} = \int_{Vol} \rho\,\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\boldsymbol{\Phi}\,d\upsilon, \quad \tilde{\mathbf{C}} = \int_{Vol} \rho\,\boldsymbol{\Phi}^{\mathrm{T}}\frac{\partial\boldsymbol{\Phi}}{\partial x}\,d\upsilon, \quad \tilde{\mathbf{A}} = \int_{Vol} \rho\,\frac{\partial\boldsymbol{\Phi}}{\partial x}^{\mathrm{T}}\frac{\partial\boldsymbol{\Phi}}{\partial x}\,d\upsilon, \tag{2}$$

donde $\boldsymbol{\Phi}$ es la matriz de modos de vibración del carril, $\tilde{\mathbf{M}}$ la matriz de masa modal, $\tilde{\mathbf{K}}$ la matriz de rigidez modal, y $\tilde{\mathbf{C}}$ y $\tilde{\mathbf{A}}$ introducen las fuerzas de inercia asociadas a la velocidad y aceleración convectiva, respectivamente.

La ecuación de movimiento del carril presentada en (1) es lineal, por lo que las matrices se calculan solo una vez al principio de la simulación. De tal modo, el modelo 3D MEM propuesto tiene asociado un coste computacional reducido, siendo idóneo para simulaciones en el dominio de alta frecuencia.

4. Resultados

En esta sección se presentan los resultados de las simulaciones llevadas a cabo tanto con el modelo propuesto de vía (3D MEM) como con el modelo de viga de Timoshenko, donde se han considerado diferentes fuentes de excitación provenientes de la rugosidad pseudo-aleatoria del carril y del plano de rueda. Todas las simulaciones realizadas consideran el vehículo circulando sobre una vía recta a 300 km/h, y en la tabla 1 se recogen los parámetros del eje y de la vía bajo estudio. Las fuerzas de contacto verticales son comparadas con ambos modelos por encima del rango de validez de Timoshenko (de 1.5 a 8.5 kHz), con el fin de analizar la contribucción y mejora del 3D MEM en el rango de alta frecuencia.

Tabla 1: Parámetros de simulación.

Datos del modelo de eje		Datos del modelo de vía	
Masa del eje	1375 kg	**Longitud del vano**	0.6 m
Peso por eje	120 kN	**Número de traviesas**	70
Rigidez longitudinal de suspensión primaria	7.5 MN/m	**Masa de la traviesa**	324 kg
Rigidez lateral de suspensión primaria	7.1 MN/m	**Rigidez del balasto**	200 MN/m
Rigidez vertical de suspensión primaria	0.81 MN/m	**Amortiguamiento del balasto**	150 kNs/m
Amort. longitudinal de suspensión primaria	100 kNs/m	**Rigidez de la placa de asiento**	1 GN/m
Amort. lateral de suspensión primaria	100 kNs/m	**Amortiguamiento de la placa de asiento**	50 kNs/m
Amort. vertical de suspensión primaria	30 kNs/m	**Perfil del carril**	UIC60

Las figuras 3 y 4 muestran la historia temporal de la fuerza de contacto vertical y lateral originada en un carril que presenta una rugosidad aleatoria. Se ha asumido el espectro límite de rugosidad de carril que determina la norma ISO 3095 [14], y que viene especificado en tercios de octava. Como es de esperar, las fuerzas de contacto presentan un registro temporal complejo, pues este surge como respuesta dinámica del sistema a una excitación aleatoria de banda ancha. Los resultados para ambos modelos presentan un valor medio y una tendencia similar. Sin embargo se observa que el 3D MEM presenta un contenido en frecuencia mayor para la fuerza de contacto vertical.

Una representación alternativa de la fuerza de contacto vertical rueda-carril se muestra en la figura 5. En este caso, se representa su espectro en bandas de tercio de octava. Se observan picos de grandes fuerzas de contacto en las frecuencias de antirresonancia de la vía, entre la frecuencia de resonancia P2 y la pinned-pinned en el rango 100-300 Hz, y en el rango de 900-1400 Hz. Por el contrario, se aprecian valores pequeños de fuerza de contacto en las frecuencias de resonancia P2 (por debajo de 100 Hz), frecuencia pinned-pinned (por debajo de 1 kHz) y en la resonancia por debajo de 3 kHz. Se observa que el modelo de viga de Timoshenko presenta una fuerza de contacto vertical mayor que el modelo 3D MEM en el rango de baja-media frecuencia (hasta 1 kHz, rango de validez de la viga de Timoshenko), debido a que el modelo de viga presenta una mayor rigidez al no poder deformarse la sección recta del carril. Por otro lado, el modelo 3D MEM muestra mayor contenido en frecuencia para frecuencias más altas (rango de 1-8.5 kHz). Estos armónicos más elevados son fundamentales para describir fenómenos de alta frecuencia como el ruido de rodadura y chirridos en curva (squeal).

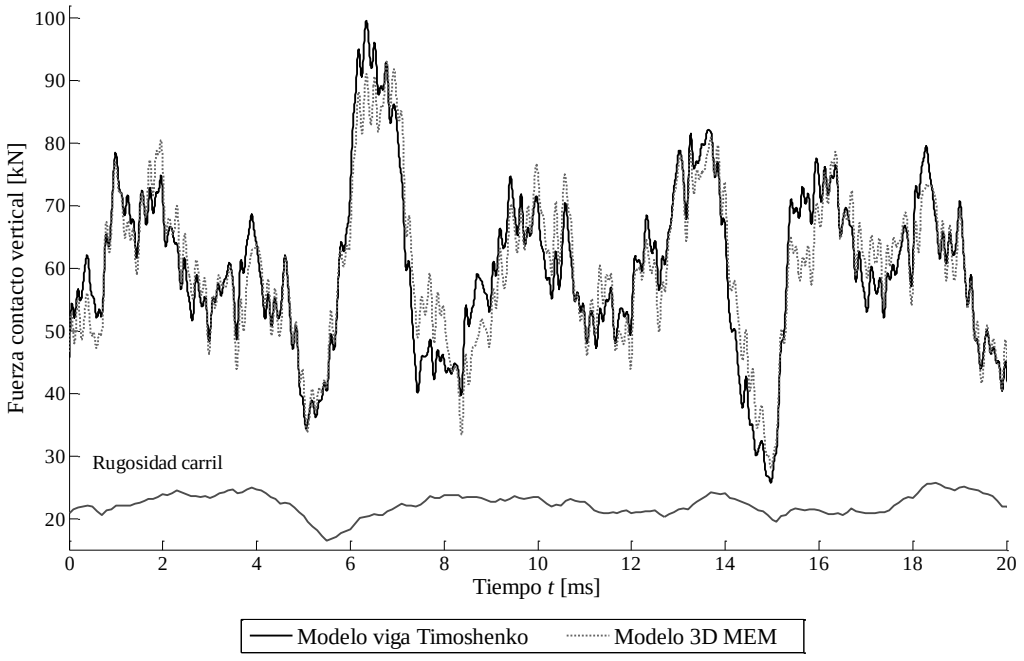


Figura 3: Fuerza de contacto vertical rueda-carril cuando el vehículo circula a 300 km/h sobre una vía recta que presenta rugosidad aleatoria. Amplitudes de rugosidad según ISO 3095.

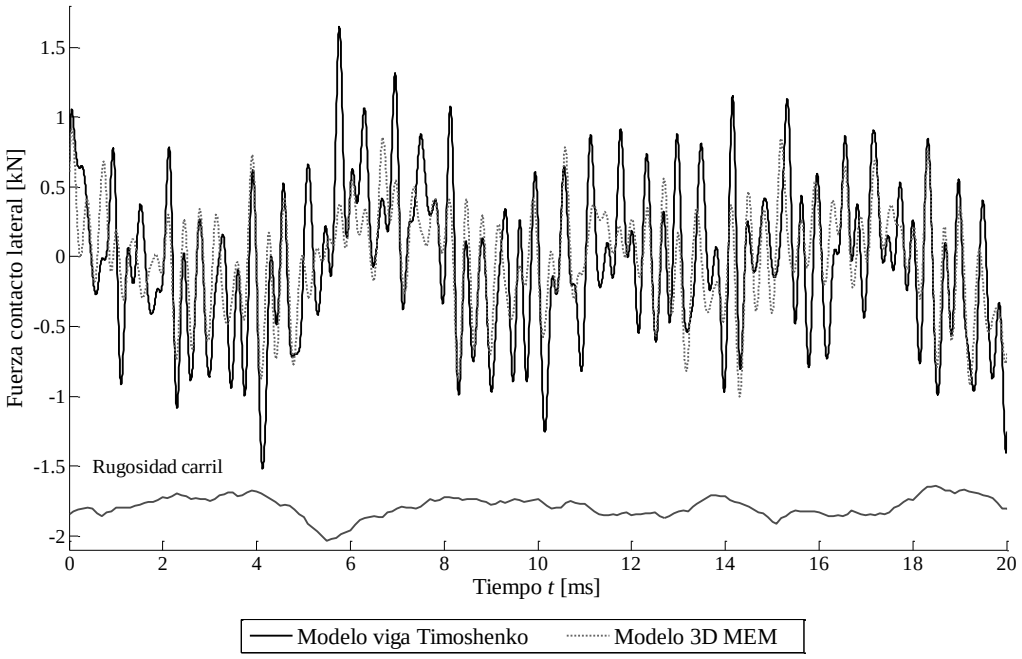


Figura 4: Fuerza de contacto lateral rueda-carril cuando el vehículo circula a 300 km/h sobre una vía recta que presenta rugosidad aleatoria. Amplitudes de rugosidad según ISO 3095.

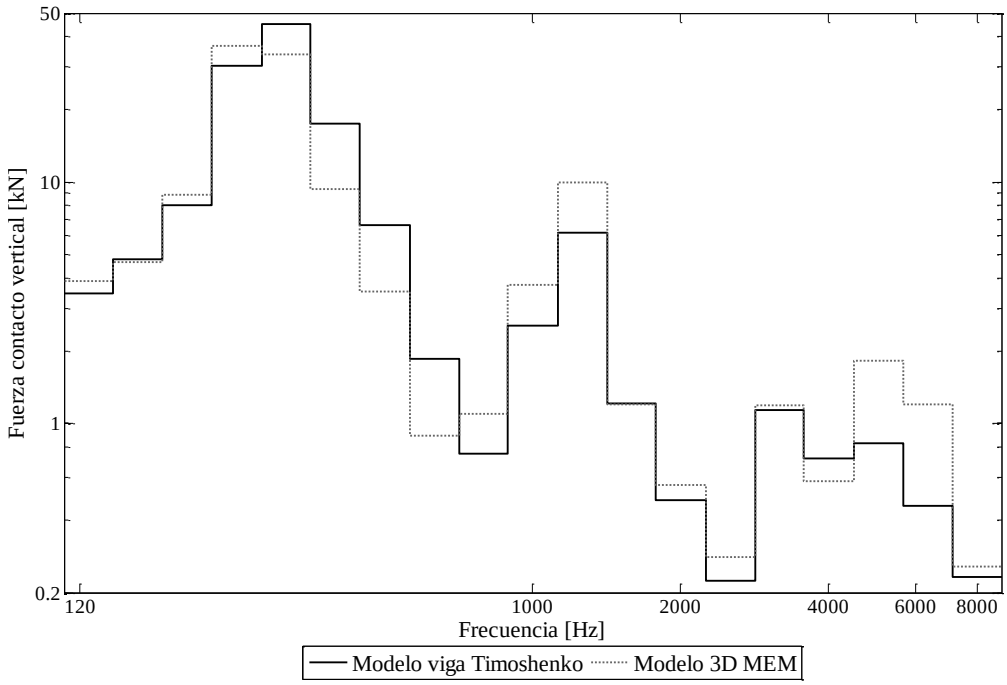


Figura 5: Espectro en frecuencia de la fuerza de contacto vertical rueda-carril cuando el vehículo circula a 300 km/h sobre una vía recta que presenta rugosidad aleatoria. Amplitudes de rugosidad según ISO 3095.

En las figuras 6 y 7 se representa la historia temporal de la fuerza de contacto vertical y lateral con ambos modelos de vía, considerando en este caso que el eje presenta un plano de rueda de 50 mm de longitud y la vía recta no tiene ningún defecto superficial. Se observan efectos dinámicos importantes, en los que inicialmente se produce una pérdida total del contacto en las ruedas, seguido de un fuerte impacto causando picos de fuerza, y finalmente una vibración transitoria que origina grandes variaciones dinámicas en todas las componentes de la fuerza de contacto. De nuevo ambos modelos de vía presentan valores medios y tendencias parecidas, incluso la duración de la pérdida del contacto es prácticamente la misma, pero el modelo 3D MEM muestra un valor pico de la fuerza

de contacto vertical más elevado y mayor contenido en frecuencia. Al tratarse de un impacto por plano de rueda, el cual excita la dinámica vertical en todas las frecuencias del sistema, y teniendo en cuenta que el modelo propuesto 3D MEM representa de manera más precisa el rango de alta frecuencia (ver figura 8), se justifica que dicho modelo represente valores pico verticales más elevados que Timoshenko. Sin embargo, en la figura 7 se observa que el modelo de Timoshenko presenta un valor pico de la fuerza lateral de contacto ligeramente superior al modelo 3D MEM, debido posiblemente a una ligera diferencia en el ángulo de contacto entre ambos modelos. Este resultado indica que la fuerza de contacto asociada al plano de rueda puede originar una degradación y un daño acelerado en las superficies en contacto, provocando grandes niveles vibratorios y acústicos.

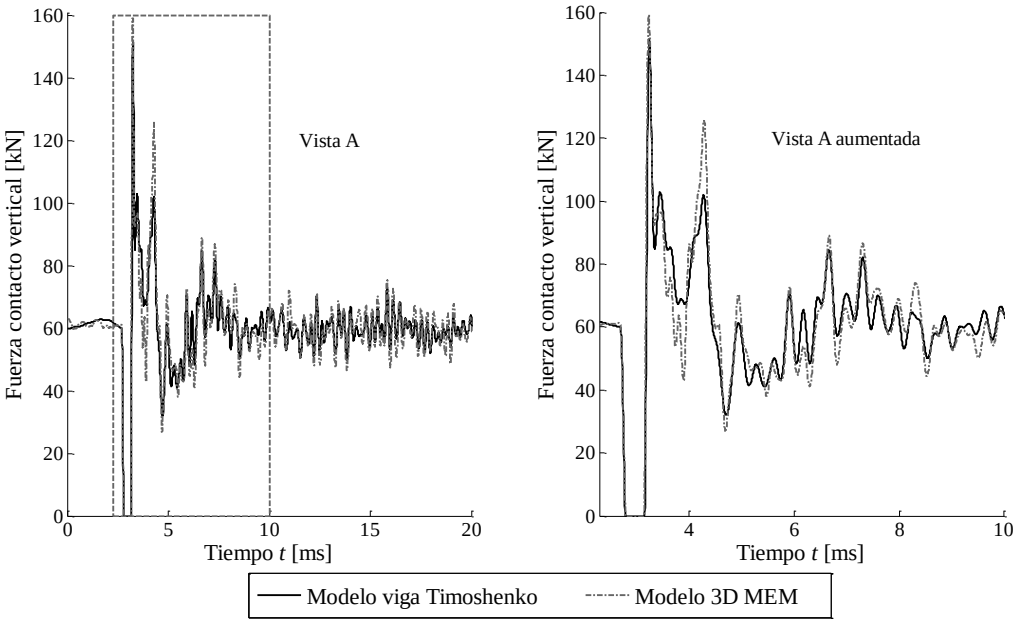


Figura 6: Fuerza de contacto vertical rueda-carril cuando el vehículo circula a 300 km/h sobre una vía recta uniforme en presencia de un plano de rueda.

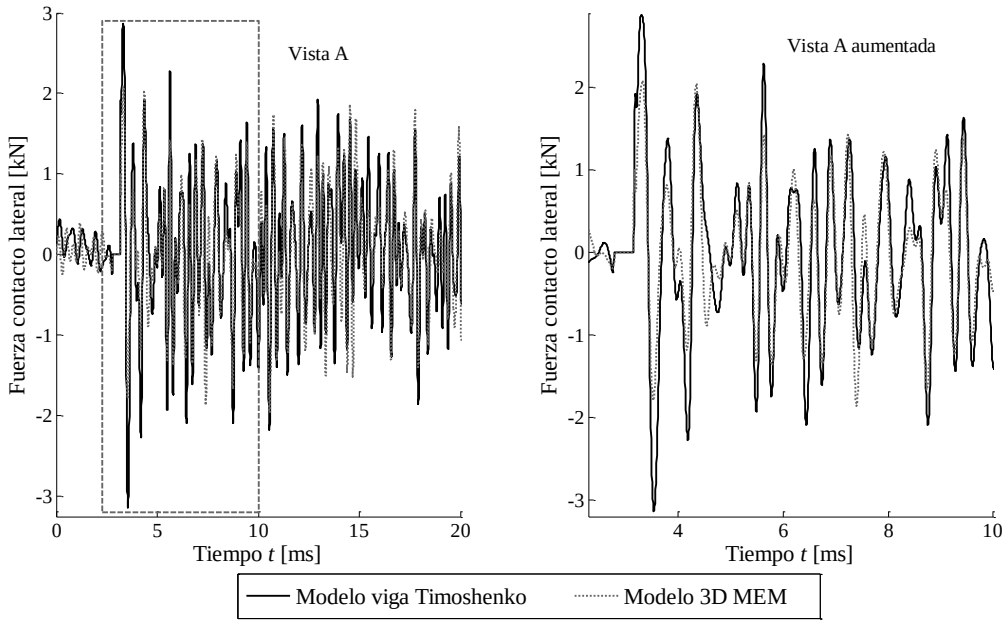


Figura 7: Fuerza de contacto lateral rueda-carril cuando el vehículo circula a 300 km/h sobre una vía recta uniforme en presencia de un plano de rueda.

Para apreciar la mejora del modelo 3D MEM en la representación de la dinámica de alta frecuencia, la figura 8 representa el espectro en bandas de tercio de octava de la fuerza de contacto vertical originada por el plano de rueda en el eje. El modelo de viga de Timoshenko presenta una fuerza de contacto ligeramente mayor en el dominio de baja-media frecuencia hasta 450 Hz. Sin embargo el modelo 3D MEM muestra un mayor contenido para frecuencias más altas (rango 450 Hz-8.5 kHz). Estos resultados son consistentes con la historia temporal mostrada en las figuras previas, concluyendo que el modelo 3D MEM describe la dinámica de alta frecuencia con mayor precisión que el modelo de viga de Timoshenko.

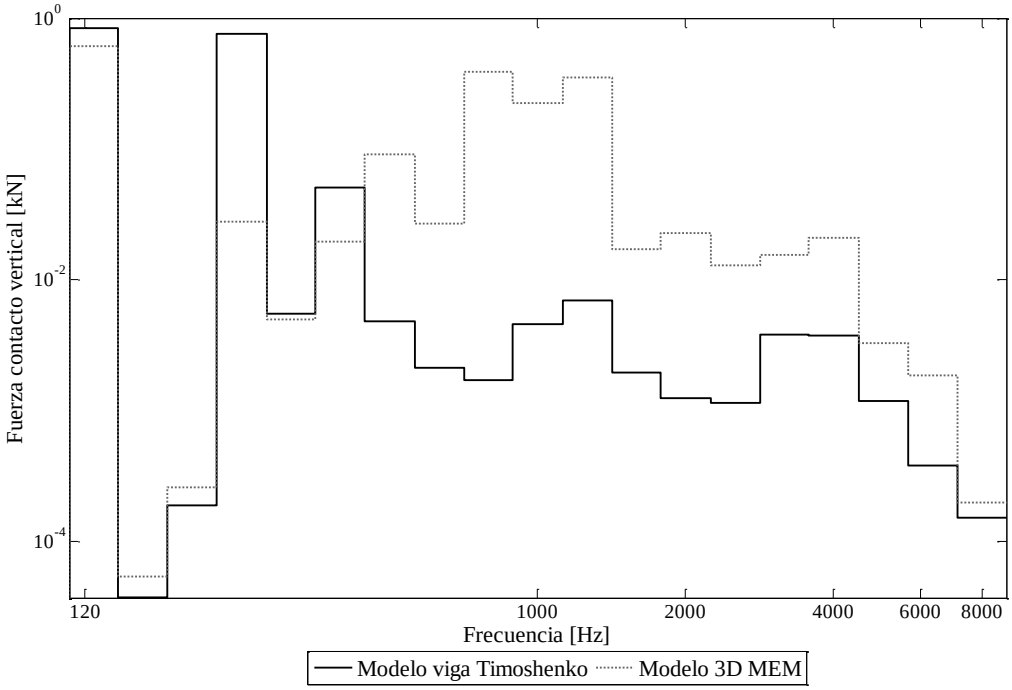


Figura 8: Espectro en frecuencia de la fuerza de contacto vertical rueda-carril cuando el vehículo circula a 300 km/h sobre una vía recta uniforme en presencia de un plano de rueda.

5. Conclusiones

En este artículo se ha presentado un nuevo modelo 3D de vía ferroviaria con dimensiones finitas, formulado mediante el MEM y desarrollado con el planteamiento de EF, con el fin de mejorar el modelado de la dinámica de alta frecuencia. Se ha considerado un sistema de coordenadas modales Eulerianas sujeto al vehículo móvil en lugar de un sistema de referencia fijo, y se han adoptado condiciones de contorno cíclicas en los extremos de la vía. En consecuencia, este planteamiento permite reducir el coste computacional en comparación con los modelos de vía de EF comúnmente usados.

Se han mostrado las fuerzas de contacto verticales que surgen de la interacción dinámica de un vehículo circulando a 300 km/h sobre una vía recta con rugosidad aleatoria del carril, y sobre vía recta uniforme donde el eje presenta un plano de rueda. El modelo 3D MEM propuesto y el modelo de viga de Timoshenko se han comparado en todas las simulaciones realizadas. En todos los casos, ambos modelos muestran un comportamiento muy similar en el rango de baja-media frecuencia, con valores medios y tendencias muy parecidos.

Para la excitación proveniente de la rugosidad aleatoria, el modelo de viga de Timoshenko presenta fuerzas de contacto ligeramente mayores en el rango de baja-media frecuencia hasta 1 kHz (rango de validez de la viga de Timoshenko), pero el modelo 3D MEM muestra un contenido en frecuencia más elevado en el rango de 1-8.5 kHz. Estos armónicos elevados son fundamentales para describir los fenómenos de alta frecuencia, tales como el ruido de rodadura y los chirridos en curva (squeal).

En lo que se refiere a la excitación causada por plano de rueda, se observa que el 3D MEM predice unos picos de sobrecarga debidos al impacto mayores que los obtenidos en el modelo de Timoshenko, siendo probablemente más adecuado el 3D MEM para tratar de predecir el daño en la superficie de contacto. De nuevo, en el dominio de la frecuencia se observa que el modelo de viga presenta fuerzas de contacto verticales ligeramente mayores hasta 450 Hz (baja-media frecuencia), pero al igual que antes, es el modelo 3D MEM el que contiene un contenido en frecuencia notablemente mayor en el rango de 450-8.5 kHz.

Finalmente indicar que los resultados permiten validar el modelo propuesto 3D MEM como una formulación eficiente de vía flexible, ya que se ha reproducido de manera consistente el comportamiento contrastado del modelo de viga de Timoshenko en su rango de frecuencias de validez. Por tanto, se concluye que el modelo propuesto de vía flexible 3D MEM resulta apropiado para describir la dinámica de alta frecuencia del sistema asociada a diversos fenómenos ferroviarios como la corrugación de longitud de onda corta, excitación por planos de rueda, fatiga en ejes, ruido de rodadura y de frenado, y chirridos en vía curva (squeal).

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo recibido del Ministerio de Economía y Competitividad y del Fondo Europeo de Desarrollo Regional (proyecto TRA2013-45596-C2-1-R), así como de la Conselleria d'Educació, Cultura i Esport (proyecto Prometeo/2012/023) y del Ministerio de Educación, Cultura y Deporte como parte del Programa Campus de Excelencia Internacional (SP20140659).

7. Referencias

[1] D. J. Thompson. Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control, Ed. Elsevier, (2009). ISBN: 9780080451473.

[2] P. Vila, L. Baeza, J. Martínez-Casas, J. Carballeira. Rail corrugation growth accounting for the flexibility and rotation of the wheelset and the non-Hertzian and non-steady state effects at contact patch, Vehicle System Dynamics, 52 (2014), 92-108.

[3] J. Martínez-Casas, L. Mazzola, L. Baeza, S. Bruni. Numerical estimation of stresses in railway axles using a train-track interaction model, International Journal of Fatigue, 47 (2013), 18-30.

[4] K. Popp, I. Kaiser. Interaction of elastic wheelsets and elastic rails: modelling and simulation, Vehicle System Dynamics, 44 (2006), S932-S939.

[5] D. J. Thompson, C. J. C. Jones. A Review of the Modelling of Wheel/Rail Noise Generation, Journal of Sound and Vibration, 231 (2000), 519-536.

[6] I. Kaiser. Refining the modelling of vehicle-track interaction, Vehicle System Dynamics, 50 (2012), S229-S243.

[7] J. Martínez-Casas, E. Di Gialleonardo, S. Bruni, L. Baeza. A comprehensive model of the railway wheelset-track interaction in curves, Journal of Sound and Vibration, 333 (2014), 4152-4169.

[8] L. Baeza, H. Ouyang. A railway track dynamics model based on modal substructuring and a cyclic boundary condition, Journal of Sound and Vibration, 330 (2011), 75-86.

[9] J. Martínez-Casas, J. Giner-Navarro, L. Baeza, F. D. Denia. Improved railway wheelset–track interaction model in the high-frequency domain, Journal of Computational and Applied Mathematics, publicado on line, http://dx.doi.org/10.1016/j.cam.2016.04.034.

[10] C. G. Koh, J. S. Y. Ong, D. K. H. Chua, J. Feng. Moving Element Method for train-track dynamics, International Journal for Numerical Methods in Engineering, 56 (2003), 1549-1567.

[11] C. G. Koh, G. H. Chiew, C. C. Lim. A numerical method for moving load on continuum, Journal of Sound and Vibration, 300 (2007), 126-138.

[12] L. Baeza, A. Roda, J. C. O. Nielsen. Railway vehicle/track interaction analysis using a modal substructuring approach, Journal of Sound and Vibration, 293 (2006), 112-124.

[13] J. J. Kalker. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, Vehicle System Dynamics, 11 (1982), 1-13.

[14] ISO 3095:2013. Acoustics. Railway applications. Measurement of noise emitted by railbound vehicles.

Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con el tamaño de la grieta en ruedas ferroviarias

Z. Kalengayi Tshilumbu[1], A. Bustos Caballero[1], H. Rubio Alonso[1], C. Castejón Sisamón[1], J. Meneses Alonso[1], J. C. García Prada[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. e-mail de contacto: hrubio@ing.uc3m.es*

El objeto de este trabajo es el análisis modal de una rueda ferroviaria y el estudio de la evolución del comportamiento de los modos de vibración ante aparición de grietas de fatiga. Esta contribución se integra dentro de la línea de investigación sobre la defectología en material rodante y cuyo propósito es reducir el número de accidentes provocados por el fallo del sistema de rodadura y establecer nuevos periodos de inspección. En el artículo se aborda el modelado, en PTC Creo, de una rueda ferroviaria, siguiendo las especificaciones de una rueda real, a la que se le practican grietas de tipo radial y de diferentes tamaños, en las posiciones más propicias al fallo. Se establecen las longitudes, profundidades y áreas de todas las grietas a estudiar y que simulan el avance de las fisuras. Se realiza el análisis modal de todos los modelos de rueda (sin y con grietas), fijando un significativo número de modos de vibración a extraer. Después se clasifica toda la información derivada de los análisis modales y se procede al procesamiento de los datos. Finalmente, se analizan los resultados de la evolución de las frecuencias naturales de la rueda para todos los casos simulados. En el tratamiento de los datos se establece una nueva metodología de análisis que permite especificar los modos más propicios para aprehender la evolución de la grieta en una determinada posición de la rueda. Estos modos son los escogidos para el proceso de monitorización del estado de la rueda ferroviaria y apoyan el conocimiento en el establecimiento de nuevos periodos de inspección.

1. Introducción

El objetivo de los ensayos no destructivos de las ruedas ferroviarias es la dectección de defectos causados por las cargas estáticas y dinámicas en servicio. Esas cargas generan tensiones y deformaciones cíclicas en la rueda que pueden provocar la aparición de grietas por fatiga. Las grietas generadas por fatiga pueden propagarse hasta causar la ruptura de la rueda en servicio, lo que puede causar un accidente catastrófico, con daños y pérdidas considerables. Es le caso del accidente que se produjo en Eschede, en el norte de Alemania en 1998 [5]. Investigaciones posteriores demostraron que la ruptura de una rueda fue la causa principal del accidente. Una de las decisiones tomadas a raíz de este accidente y otros que se produjeron en los años posteriores fue acortar los periodos de inspección por ultrasonidos de los ejes montados, lo que ocasionó problemas de disponibilidad de vehiculos y aumento considerable de los costes de mantenimiento.

Para hacer frente a esta nueva situación, se iniciaron los proyectos WIDEM [6] y EURAXLES [7], pertencientes al sexto y séptimo proyecto marco de la UE, respectivamente, y cuyos propósitos son la reducción del número de accidentes provocados por el fallo de los componentes ferroviarios, así como el establecimiento de nuevos periodos de inspección. En el primero se obtiene, entre otros resultados, una nueva metodología de inspección no destructiva que emplea la excitación artificial de los modos propios de un eje ferroviario en una banda de frecuencia definida (10-150 kHz) para detectar fallos en elementos mecánicos [9, 10]. El segundo tiene como principal objetivo reducir el riesgo de fallo por fatiga hasta niveles mínimamente relevantes manteniendo los costes a un nivel razonable.

En Estados Unidos también se han desarrollado investigaciones similares que han conducido a la redacción de una norma ASTM [11] detallando un procedimiento de inspección no destructiva basado en el mismo principio que el proyecto WIDEM. Sin embargo, aunque estas técnicas se aplican en diversas industrias, requieren equipos casi de laboratorio y, por tanto, únicamente pueden ser llevadas a cabo durante las revisiones profundas que se realizan cada cierto tiempo a los equipos.

La metodología propuesta en el proyecto WIDEM se basa en el hecho de que cualquier modificación en la integridad o la rigidez estructural de un componente mecánico genera un cambio en el comportamiento modal de la misma, ya sea en una o más de las frecuencias propias, o incluso una perturbación de los modos de vibración.

Por tanto, detectando esa variación en los modos propios de vibración es posible determinar la condición de integridad del elemento bajo estudio. Más concretamente, un defecto reduce la rigidez y disminuye la frecuencia de resonancia. Este cambio en la frecuencia de resonancia está relacionado además con el tamaño del defecto.

En este trabajo se plantea la aplicación a ruedas ferroviarias de una técnica original, basada en el mismo principio descrito anteriormente, que distribuye las frecuencias naturales en el ámbito de las vibraciones mecánicas (vibraciones medibles con un acelerómetro) en lugar de llegar hasta frecuencias ultrasónicas. De este modo, se pretende que la inspección pueda realizarse en servicio, midiendo solo las vibraciones, sin necesidad de desmontar la rueda ferroviaria, lo que garantizaría un mantenimiento más sencillo y rápido, y menos costoso.

2. Planteamiento del problema

Se pretende detectar la condición de integridad estructural de una rueda ferroviaria en servicio a partir del estudio de la evolución de sus frecuencias naturales según va creciendo un defecto incipiente. El objetivo primordial es diferenciar las ruedas defectuosas que podrían tener un fallo prematuro en servicio de aquellas que no tienen defectos analizando las frecuencias naturales.

En primer lugar, se aborda el modelado realista, en el software comercial PTC CREO Parametric 2.0, de una rueda ferroviaria siguiendo las especificaciones de una rueda real. También se establecen las formas y dimensiones de los defectos que se estudiarán según establece en [4] y que simulan el avance de las fisuras por fatiga. Posteriormente, se implementan las grietas en el modelo sin defecto, generando con ello los diferentes modelos virtuales que se analizarán atendiendo a los distintos tamaños de grieta y su posición relativa sobre la rueda.

Siguiendo el ejemplo descrito en [12], la siguiente fase corresponde a la simulación de las ruedas modeladas, que se llevará a cabo en PTC CREO Simulate 2.0. Se realiza el análisis modal de todos los modelos de rueda generados y se obtienen los primeros 40 modos de vibración (tanto de flexión como de torsión) para una rueda totalmente libre.

3. Metodología

El estudio y análisis de las frecuencias naturales de la rueda defectuosa se lleva a cabo en las etapas siguientes: en primer lugar, se realiza un modelado completo de las ruedas ferroviaria. Se define la geometría de la pieza, el material que la constituye y los tipos de defectos que se quieren detecar. La figura 1 ilustra el tipo de defecto considerado en este trabajo. En segundo lugar, se procede al mallado de los modelos y a la definición de las condiciones de contorno, se realiza las configuraciones del análisis modal y se ejecutan los análisis. Los datos de frecuencias obtenidos de las simulaciones se procesan mediante tablas Excel.

El procesado de datos se lleva a cabo comparando los resultados obtenidos para el caso de la rueda sana y de las ruedas agrietadas. Se elaboran tablas y gráficas comparativas, calculando diferencias porcentuales que muestran la evolución de las frecuencias naturales en función de los parámetros y posición de las grietas. Por regresión lineal, se determinan funciones lineales que permiten predecir la evolución de las frecuencias naturales en función del área de la grieta. Finalmente, se realiza una análisis de las pendientes y correlaciones para una discriminación y selección de los modos de vibración más fiables para la representación de defectos.

3.1. Modelado y generación de grietas.

La rueda se modela en PTC CREO Parametric 2.0 según las formas y dimensiones de una rueda real. El material utilizado es el acero ER7 cuyas características vienen dadas en [13]. Las propiedades mecánicas son: densidad $7.85.10^{-6}\ kg/mm^3$, Límite elástico: $520MPa$, Resistencia última a tracción: $820MPa$, Módulo de Young: $210GPa$, Coeficiente de Poisson: $0{,}27$.

Las ruedas ferroviarias suelen presentar varios tipos de defectos, ver la defectología descrita en [4]. En este trabajo examinamos el tipo de defecto de grieta radial.

La grieta radial se inicia en la banda de rodadura y se propaga hacia el interior en dirección radial. Se supone que la grieta cubre toda la superficie desde una cara de la rueda hasta la cara opuesta.

Como se puede observar en la Figura 1, los parámetros de la grieta son el espesor e, el radio de la rueda R y la longitud de la grieta l. Tanto el radio como el espesor de la rueda son constantes, solo varía la longitud. La tabla 1 muestra la variación de la longitud de la grieta en función del radio.

Se considera un total de 20 longitudes simulando el avance de la grieta desde una longitud de grieta 1% del radio, hasta el 100% del radio, según la tabla 1.

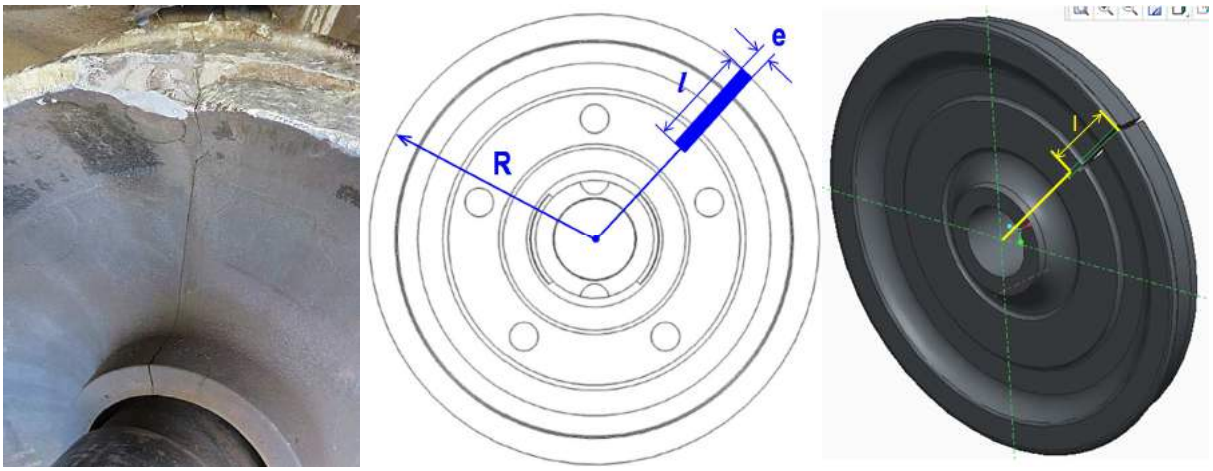


Figura 1: Ejemplo de grieta radial y parámetros considerados de la grieta radial.

Tabla 1. Longitudes de la grieta radial.

Longitud de la grieta *l* [mm]										
% del radio de la Rueda	1%	2%	5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%
645,1	6,45	12,90	32,26	64,51	96,77	129,02	161,28	193,53	225,79	258,04
% del radio de la Rueda	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	90%	100%
645,1	290,30	322,55	354,81	387,06	419,32	451,57	483,83	516,08	580,59	645,10

3.2. Superficies de grietas.

Siguiendo las recomendaciones de [8], se procede a calcular las superficies de las grietas. Es un parámetro que permite un estudio comparativo de los resultados de los análisis modales. La superficie de la grieta es un rectángulo de espesor constante de 0,5 mm y de longitud l variable dependiendo del porcentaje de radio considerado. La superficie del área de la grieta se calcula con la ec. (1). La tabla 2 da los valores de las superficies por cada avancee de grieta.

$$A = e \times l \tag{1}$$

La figura 2 representa las áreas de grietas obtenitas para las posiciones definidas en la rueda para las grieras radiales. Se aprecia claramente cómo el área afectada por la fisura crece al aumentar el tamaño de la grieta.

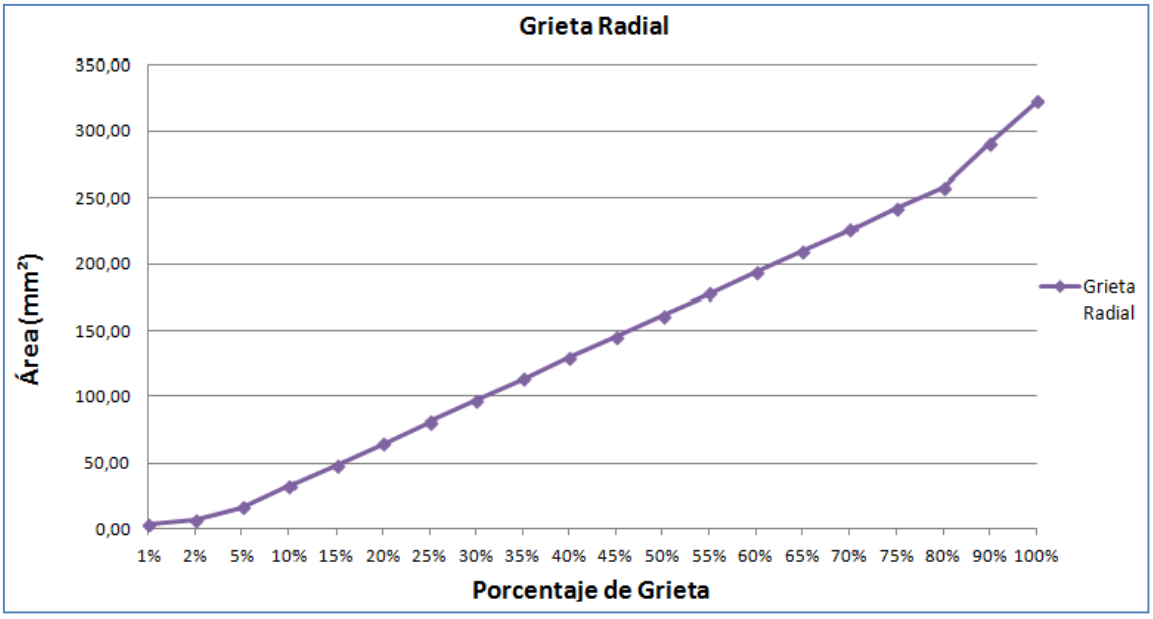


Figura 2: Área grieta radial vs porcentaje de grieta.

Tabla 2. Áreas de la grieta Radial.

	Área de la grieta Radial [mm2]									
% del radio de la Rueda	1%	2%	5%	10%	15%	20%	25%	30%	35%	40%
	3,23	6,45	16,13	32,25	48,38	64,50	80,63	96,75	112,88	129,00
% del radio de la Rueda	45%	50%	55%	60%	65%	70%	75%	80%	90%	100%
	145,13	161,25	177,38	193,50	209,63	225,75	241,88	258,01	290,26	322,51

4. Resultados

Se ha realizado un total de 20 simulaciones para el caso de la grieta radial. Por cada simulación, se ha extraído las 40 primeras frecuencias naturales. Se han obtenido 800 datos de frecuencias. Hay que apuntar que los valores de 0 Hz de los 6 primeros modos de vibración corresponden a los 6 grados de libertad de la rueda en el espacio, por lo que se desestiman para el análisis de los resultados y conclusiones futuras.

Tabla 3. Frecuencias propias de la rueda con Grieta Radial, Modos 7 a 25, (45% - 100%)

	Grieta Radial (45%-100%)									
	Sin fallo	**45%**	**50%**	**55%**	**60%**	**65%**	**70%**	**75%**	**80%**	**100%**
Mode7	9,129	7,920	7,877	7,824	7,772	7,743	7,743	7,724	7,654	6,856
Mode8	9,143	8,870	8,879	8,864	8,859	8,858	8,858	8,852	8,832	8,725
Mode9	12,835	12,374	12,329	12,271	12,192	12,149	12,149	12,123	12,055	11,440
Mode10	22,647	19,219	19,115	18,991	18,869	18,783	18,783	18,721	18,594	15,536
Mode11	22,759	22,222	22,221	22,093	21,969	21,898	21,898	21,857	21,708	17,828
Mode12	23,372	22,383	22,380	22,351	22,326	22,294	22,294	22,282	22,257	22,081
Mode13	23,375	22,912	22,899	22,864	22,818	22,798	22,798	22,759	22,716	22,351
Mode14	42,638	36,345	36,161	35,910	34,520	33,704	33,704	33,398	32,325	25,174
Mode15	42,778	38,052	37,460	36,142	35,558	34,815	34,815	34,109	32,589	26,977
Mode16	42,780	42,682	42,622	42,134	41,624	40,366	40,366	39,632	38,415	31,695
Mode17	45,889	43,149	42,688	42,573	42,001	41,397	41,397	41,197	40,799	36,123
Mode18	46,181	45,447	45,185	44,200	42,948	42,704	42,704	42,615	42,365	36,469
Mode19	53,481	48,684	46,947	45,794	45,477	45,469	45,469	45,336	45,137	38,289
Mode20	53,653	51,503	50,982	50,395	49,891	49,356	49,356	48,378	46,061	42,184
Mode21	56,333	52,876	52,703	52,548	52,400	50,722	50,722	50,215	49,689	43,778
Mode22	56,447	55,655	55,179	54,368	53,125	52,318	52,318	52,213	51,952	50,454
Mode23	64,643	55,987	55,784	55,426	55,083	54,820	54,820	54,765	54,608	50,899
Mode24	64,702	56,389	56,398	56,376	56,350	56,322	56,322	56,295	55,961	51,924
Mode25	65,734	61,538	61,431	61,211	60,766	60,606	60,606	60,373	60,014	57,013

La tabla 3 presenta los valores de las frecuencias naturales de la rueda sana y de las ruedas agrietadas, para los defectos de 45 al 100% de radio, siendo los demás resultados muy similares. Se observa que a medida que aumenta el tamaño de la grieta disminuyen las frecuencias de vibración de los distintos modos como consecuencia de la reducción de la rigidez del elemento mecánico, tal y como predice la teoría.

A continuación, se calculan las diferencias porcentuales de las frecuencias, para todos los casos, respecto al caso de la rueda sin defectos según la ec. (2). Al realizar esta operación, se obtiene la tabla 4. El análisis detallado de esta tabla nos permite identificar los modos en los que se produce una mayor variación en la frecuencia.

$$Dif.porcent. = \frac{f_{Reuda\ Nueva} - f_{Reuda\ con\ fallo}}{f_{Reuda\ Nueva}} \times 100\% \quad (2)$$

De esta tabla 4, se puede ver que la diferencia máxima se produce en modo 14 para el 100% del avance de grieta, con un valor de 40,95. En general se puede ver que a medida que la grieta se hace más profunda, las diferencias aumentan con respecto a los valores de la rueda sin fallo. Otras diferencias altas se dan en el modo 15 y avance 100% (36,94), en el modo 10 y avance 100% (31,39), en el modo 19 y avance 100% (28,40), en el modo 16 y avance 100% (25,91) y en el modo 7 y avance 100% (24,81)

Tabla 4. Áreas de la grieta Radial. Frecuencias propias de la rueda con Grieta Radial. (45% - 100%)

	Diferencias Porcentuales de Frecuencias								
	45%	**50%**	**55%**	**60%**	**65%**	**70%**	**75%**	**80%**	**100%**
Mode7	13,236	13,706	14,295	14,860	15,182	15,182	15,389	16,153	24,891
Mode8	2,992	2,890	3,052	3,110	3,122	3,122	3,181	3,407	4,573
Mode9	3,590	3,943	4,396	5,012	5,346	5,346	5,547	6,075	10,869
Mode10	15,136	15,593	16,141	16,681	17,061	17,061	17,334	17,895	31,397
Mode11	2,361	2,363	2,926	3,472	3,783	3,783	3,964	4,619	21,666
Mode12	4,231	4,243	4,368	4,477	4,614	4,614	4,664	4,771	5,526
Mode13	1,977	2,036	2,184	2,381	2,468	2,468	2,633	2,817	4,381
Mode14	14,759	15,192	15,779	19,039	20,954	20,954	21,671	24,188	40,960
Mode15	11,048	12,432	15,513	16,877	18,615	18,615	20,265	23,819	36,938
Mode16	0,230	0,370	1,511	2,703	5,644	5,644	7,360	10,204	25,913
Mode17	5,972	6,977	7,226	8,473	9,791	9,791	10,224	11,092	21,283
Mode18	1,589	2,156	4,289	7,000	7,528	7,528	7,721	8,263	21,031
Mode19	8,970	12,217	14,373	14,966	14,981	14,981	15,229	15,602	28,406
Mode20	4,007	4,978	6,071	7,011	8,008	8,008	9,832	14,149	21,375
Mode21	6,138	6,445	6,719	6,982	9,961	9,961	10,861	11,794	22,288
Mode22	1,403	2,246	3,683	5,886	7,315	7,315	7,502	7,964	10,617
Mode23	13,391	13,703	14,258	14,788	15,196	15,196	15,281	15,524	21,261
Mode24	12,848	12,835	12,868	12,908	12,952	12,952	12,995	13,511	19,750
Mode25	6,383	6,547	6,880	7,559	7,802	7,802	8,156	8,702	13,267
Mode26	5,880	6,175	6,764	7,082	7,203	7,203	7,224	7,322	8,161
Mode27	13,421	13,595	13,835	14,131	14,003	14,003	14,173	14,184	17,365
Mode28	1,985	3,031	4,033	5,137	6,436	6,436	6,792	7,330	15,167
Mode29	11,883	12,329	13,077	13,966	14,769	14,769	14,840	15,020	18,456
Mode30	2,986	3,291	4,167	5,072	5,724	5,724	6,869	9,610	15,596
Mode31	3,007	3,632	4,726	5,860	6,849	6,849	7,181	7,475	16,687
Mode32	2,934	3,286	3,835	4,647	4,868	4,868	4,998	5,985	9,822
Mode33	2,047	2,518	3,118	3,756	4,683	4,683	5,276	5,517	8,736
Mode34	2,353	2,896	3,400	3,780	3,756	3,756	3,938	5,875	8,667
Mode35	4,447	4,400	4,442	4,462	5,577	5,577	6,928	7,312	8,826
Mode36	5,391	5,524	5,646	5,992	6,185	6,185	6,230	6,274	8,055
Mode37	4,078	4,129	4,152	4,263	4,260	4,260	4,349	4,730	6,616
Mode38	3,142	3,809	4,524	5,844	7,736	7,736	8,013	8,055	14,354
Mode39	6,753	6,982	7,695	8,524	9,021	9,021	9,123	9,284	13,676
Mode40	6,574	7,261	7,579	7,828	7,461	7,461	7,902	9,015	14,181

Considerando los datos de la tabla 4, se representa la evolución de las frecuencias naturales de cada modo de vibración en función del avance de la grieta expresado como área de la grieta. Se definen líneas de tendencia para cada modo y se calcula los valores del coeficiente $\mathbf{R^2}$. Los valores de $\mathbf{R^2}$ ofrecen la fiabilidad de las líneas de tendencias. Las pendientes de las líneas de tendencia reflejan la tendencia y la variación de las frecuencias respecto al área de la grieta. Por ejemplo, la figura 3 muestra una representación de los modos 10, 20, 30 y 40.

Para la selección de los ajuste más fiables, se dibujan sendos diagramas de barras representando la pendiente y el valor $\mathbf{R^2}$ obtenidos para cada unos de los modos de vibración, según la técnica empleada en [14] (Figura 4). Para diferenciar los ajustes más fiables se establece un nivel mínimo de fiabilidad aceptable $\mathbf{R^2 = 85\ \%}$. Siguiendo este criterio se observa que los modos más fiables para conocer si la rueda se encuentra fisurado o no con grieta radial son los modos 7, 9, 13, 14, 15, 15, 17, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 38, 39, 40.

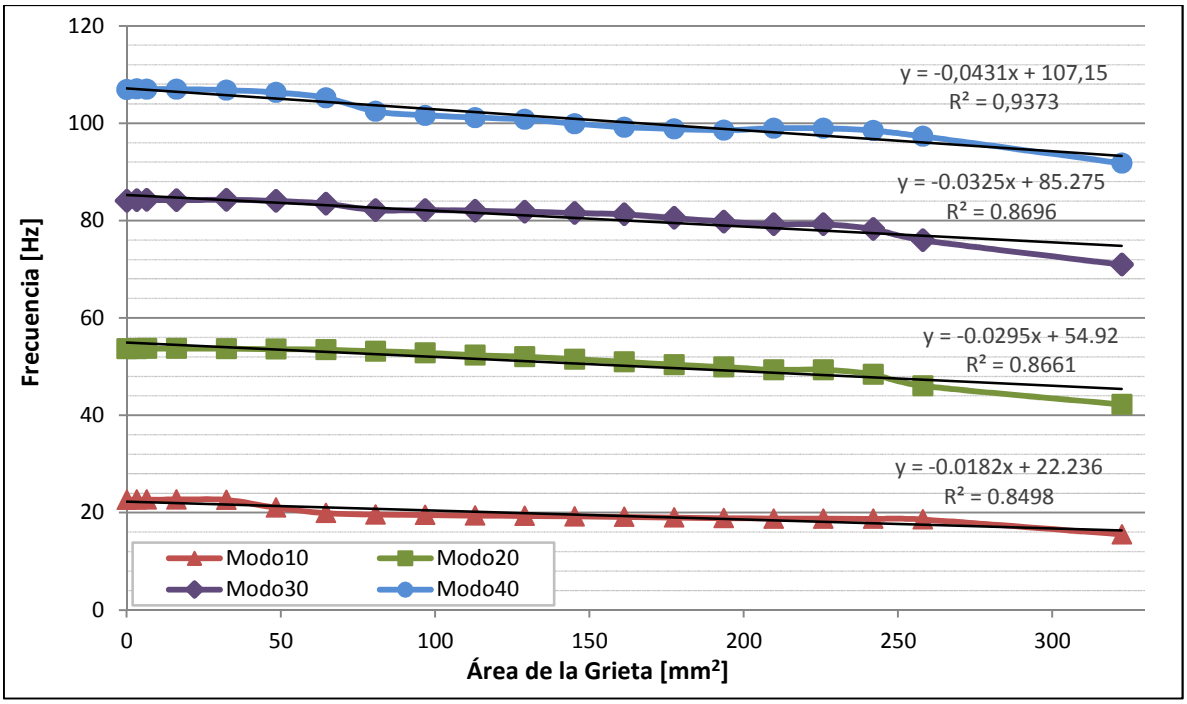


Figura 3: Evolución de las frecuencias con el área de la grieta radial: Modos 10, 20, 30 y 40.

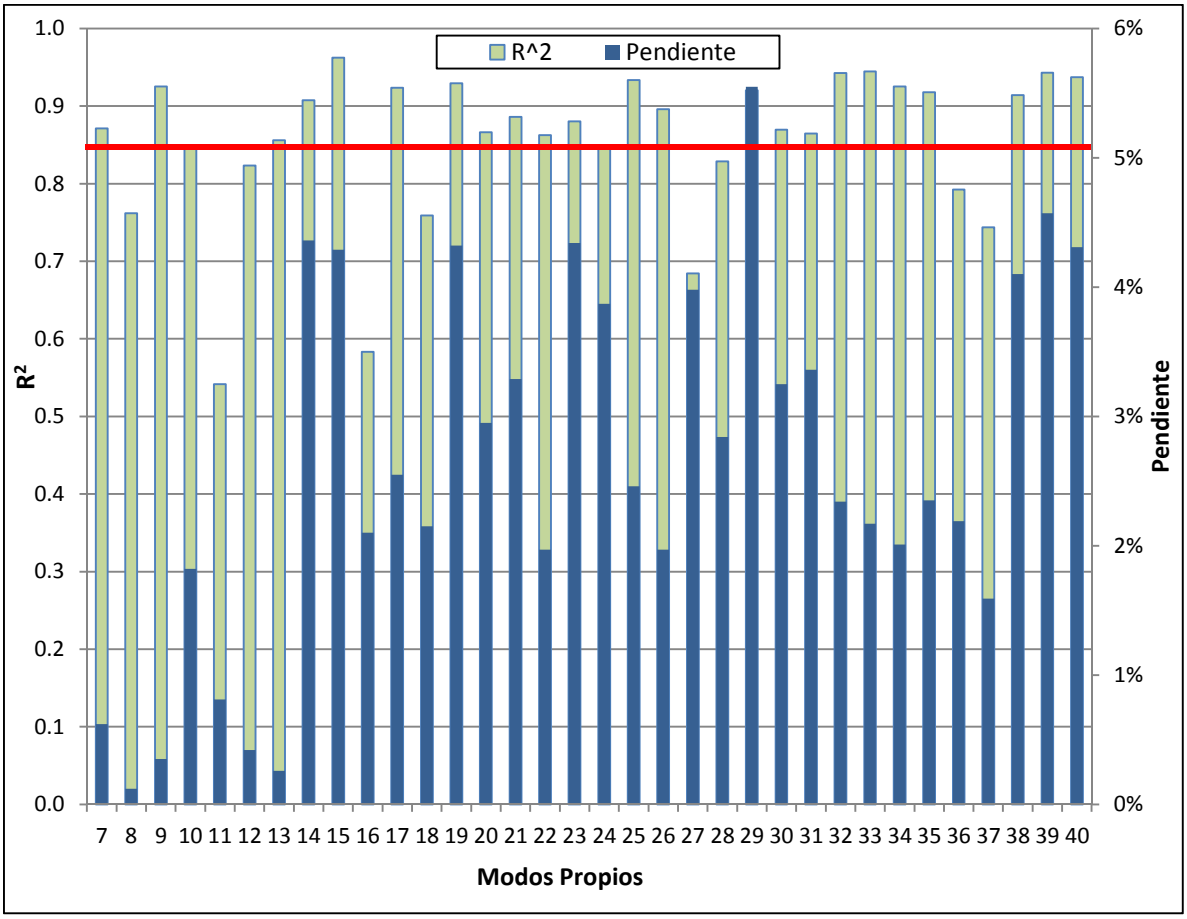


Figura 4: Representación del parámetro R^2 y las pendientes de la evolución de la frecuencia con el tamaño de defecto para cada modo.

Finalmente, se realiza un análisis de la variación relativa de la frecuencia para determinar los modos que experimentan un dismunición considerable de la frecuencia. Las rectas con mayor pendiente son las que determinan los modos en los que se aprecia una gran variación de la frecuencia respecto al modelo sano y por consiguiente, los que se pueden considerar para una detección del defecto. Los modos que permiten una fácil detección de defecto son los modos 14, 15, 18, 27, 29, 38, 39, 40.

5. Conclusiones

En este trabajo se dearrolla y presenta una nueva metodología para la detección de grietas de fatiga en las ruedas ferroviarias, según las nuevas orientaciones técnicas descritas en el proyecto WIDEM y en la norma ASTM. En el desarrollo de este trabajo se han realizado un total de 40 análisis modales, de los cuales se ha obtenido un total de 800 datos de frecuencias para la grieta radial (con 20 avances de grieta).

A tenor de los resultados obtenidos, es posible estudiar y conocer la integridad estructural de una rueda con fallo por grieta radial, a partir de un análisis de sus modos de vibración, comparándolos con los modos de una rueda sin defecto. Se ha demostrado que, ante fallo de fatiga, los modos vibración son perturbados y las frecuencias propias disminuyen debido a la pérdida de rigidez. Se ha logrado establecer una relación lineal entre el área de avance de la grieta y la frecuencia de vibración. El valor de $\boldsymbol{R^2}$ nos ofrece una estimación de la fiabilidad de las funciones de las líneas de tendencia, mientras que la pendiente refleja la tendencia y variación de las frecuencias respecto al área de la grieta. Los dos parámetros permiten la selección de modos propios más sensibles a los defectos.

La metodología se puede generalizar para otro tipo de defectos de interés, en otras posiciones de la rueda. El mismo proceso de tramiento de datos proporcionará unos modos de vibración significativos diferentes. Por tanto, el análisis de las sucesivas combinaciones de modos de vibración, y siempre que la grieta crezca de un modo coherente, nos permite determinar la localización y severidad de la fisura analizando simplemente las frecuencias de los modos de interés.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo brindado por el Gobierno español para la financiación de este trabajo a través del proyecto MAQ-STATUS DPI2015-69325-C2-1-R.

6. Bibliografía

[1] M. Carboni, S. Beretta. Effect of probability of detection upon the definition of inspection intervals for railway axles. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. May 1, vol. 221, no. 3, pp. 409-417, 2007.

[2] P.P Milella. Fatigue and Corrosion in Metals. Springer. Italia, 2013. ISBN 978-88-470-2335-2.

[3] Research Designs and Standards Organization. Procedure for visual & physical inspection of Wheel of ‘on’ track machines, July 2012. Government of India-Ministry of railways (Report No. TM-170).

[4] Brizuela, J.D. Detección de planos en ruedas de tren por análisis ultrasónico del contacto rueda-carril en condiciones dinámicas. Tesis Doctoral, Universidad Complutense de Madrid, 2010.

[5] National Aeronautics and Space Admnistration, System failure case studies, Volume 1 Issue 5, Marzo, 2007.

[6] http://www.widem.org (última visita 12/05/16)

[7] http://www.euraxles.eu (última visita 12/05/16)

[8] S. Cantini and S. Beretta. Structural reliability assessment of railway axles. Lucchini RS, 2011.

[9] Development of compensated resonance inspection prototype for wheel sets. Proyecto Wheel set integrated design and effective maintenance (WIDEM). 2008.

[10] Report on NDT performance (various techniques) for conventional wheel sets. Proyecto Wheel set integrated design and effective maintenance (WIDEM). 2008.

[11] American Society for Testing and Materials. Standard Practice for Process Compensated Resonance Testing Via Swept Sine Input for Metallic and Non-Metallic Parts. ASTM E2534-10. Philadelphia: West Conshohocken, PA: ASTM. 2010.

[12] A. Tlaisi, A. Akinturk, A.S.J. Swamidas, M.R. Haddara. Crack Detection in Shaft Using Lateral and Torsional Vibration Measurements and Analyses. Mechanical Engineering Research, 2-2, pp. 52-76, 2012.

[13] UNE-EN13262, Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto, 2005.

[14] H. Rubio, A. Bustos, Z. Kalengayi, J. Meneses, C. Castejón, J.C. García-Prada. Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con el tamaño de la grieta en ejes ferroviarios. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Málaga, España, 2014.

Influencia de la interacción suelo-estructura en el comportamiento dinámico de puentes bajo trenes de alta velocidad

A. Martínez de la Concha[1], H. Cifuentes Bulté[1], F. Medina Encina[1]

[1]Dpto. de Mecánica de los medios continuos y teoría de estructuras. Universidad de Sevilla. mmc@us.es

En este documento se analiza la respuesta dinámica de distintos modelos de puente al paso de trenes de alta velocidad, poniendo de relieve la influencia en los resultados del hecho de incluir en los modelos la interacción suelo estructura, y la dependencia de dicha respuesta de la rigidez del terreno. El modelo de carga utilizado para el análisis corresponde al HSLM (High Speed Load Model), que es el que propone tanto la normativa española IAPF-07, como la europea, Eurocódigo 1, y la tipología estructural corresponde a un viaducto ferroviario continuo de sección en losa aligerada y cuatro vanos.El análisis se lleva a cabo a través de modelos de elementos finitos, siendo una de las mayores dificultades la correcta modelización del terreno. Para abordar este problema se ha realizado un análisis de sensibilidad del modelo a distintos parámetros que permiten construir un modelo de puente confiable. Del análisis realizado se desprende que esta metodología permite abordar de una manera más precisa el comportamiento dinámico de los puentes, que la habitual de considerarlos simplemente apoyados sobre la infraestructura, y que esa simplificación habitualmente sobreestima la respuesta dinámica de los puentes y con ello su coeficiente de impacto.

1. Introducción

Los puentes de ferrocarril por los que circulan trenes a velocidades elevadas presentan problemas específicos con un marcado carácter dinámico que viene siendo estudiado desde hace tiempo[1]. En este tipo de estructuras, la rápida entrada en carga debida a la velocidad del tráfico asociada a los efectos de inercia puede aumentar considerablemente las tensiones y deformaciones respecto de la misma acción de forma estática, tanto más cuanto más se aproxime la excitación a alguna frecuencia natural de la estructura[2]. La respuesta resonante puede generar esfuerzos superiores a los admisibles de proyecto y alterar las condiciones de circulación del tráfico, al crear cambios inaceptables en la geometría de la vía, o vibraciones excesivas en los vehículos ferroviarios. Las normativas específicas[3] limitan dicha respuesta resonante bien a través de límites en aceleraciones o en desplazamientos, y prescriben coeficientes de impacto con los que se deben ponderar las acciones estáticas a la hora de realizar las comprobaciones estructurales de cara a la inclusión de estos fenómenos.

Se hace por tanto necesario un análisis de la estructura que permita caracterizar la respuesta dinámica de la misma, no sólo de cara a la obtención del coeficiente de impacto, sino de cara a obtener los máximos desplazamientos y aceleraciones, y para este fin el desarrollo de las técnicas computacionales ha supuesto un importante avance en el conocimiento y en la precisión de los análisis[2,4,5].

Los modelos de cálculo empleados en la práctica habitual no contemplan la interacción suelo estructura en estos análisis, por lo que se trata de poner de relieve el efecto que ésta interacción pueda tener[1,2,4], y proponer modelos o metodologías eficientes y no excesivamente complejos desde el punto de vista práctico que permitan analizar la respuesta estructural incluyendo la interacción suelo estructura adecuadamente[6,7].

Se hace notorio que hay una influencia en la respuesta dinámica de la estructura derivada de la interacción suelo estructura, como ya puso de manifiesto Mahir Ülker-Kaustell[6] en el análisis simplificado de un puente tipo pórtico. Sin embargo la mayoría de los estudios en este sentido se han centrado en el efecto que dicha interacción tiene ante las acciones derivadas de los terremotos[8,9], o analizan dicha interacción a través de programas que implementan el método de los elementos de contorno y por tanto no se encuentran dentro del rango de los programas comerciales de uso habitual en la ingeniería[7].

La clave y la dificultad de un análisis adecuado de la interacción suelo estructura reside en la característica de ser el suelo un medio infinito. Esta circunstancia se resuelve computacionalmente de forma más adecuada a través del método de los elementos de contorno. La principal dificultad de los elementos finitos reside en la necesidad

de dotar de un contorno al modelo, y de propiciar en el unas determinadas condiciones de contorno, que terminarán interfiriendo con las ondas que parten de las cimentaciones que reciben la acción dinámica.

En este estudio se analiza la influencia que dicha interacción suelo estructura tiene en el comportamiento dinámico de los puentes de ferrocarril sometidos a la acción correspondiente al paso de vehículos a gran velocidad, y se aporta una metodología de análisis con el software de elementos finitos de uso común en la práctica ingenieril, a partir de modelos realistas. Así, se aborda el análisis de las variables que controlan el fenómeno a partir de modelos simples y haciendo uso de los programas de cálculo más comunes (Abaqus, Ansys y SAP), como se hace por ejemplo en el trabajo de Gomes Correia[10], y se comparan los resultados que se obtienen a partir de los distintos métodos computacionales al uso. De los resultados de este análisis se obtienen los parámetros en base a los que se construye el modelo realista de la estructura en estudio. El modelo que finalmente se analiza incluye una franja del terreno bajo los cimientos, cuya extensión, y tipo de discretización se infiere del análisis simplificado previo, también incluye de forma realista las pilas y estribos, y finalmente el tablero, en el que se analiza la respuesta dinámica.

2. Descripción del modelo

Pretendemos incluir en el modelo dinámico de la estructura el comportamiento del terreno en el que ésta se sustenta, y ello a través del modelo de elementos finitos que habitualmente se utiliza para realizar éste tipo de análisis[1,2].

Previamente se hace necesario determinar los parámetros del modelo correspondiente a la zona de terreno a incluir, tales como, tamaño de la zona modelizada, tipo de elementos y tamaño de los mismos, tipo de análisis necesario, etc. y para ello vamos a realizar dos modelos sencillos en los que analizaremos la influencia en la respuesta de éstos parámetros y en base a ellos construiremos posteriormente el modelo global.

2.1. Modelo de zapata aislada

En el primer modelo se analiza la respuesta de una zapata de hormigón de 1 x 1 x 1 m, apoyada directamente sobre un paralelepípedo de terreno de dimensiones B x B en planta y H en altura.

Las caracteristicas del material en la zapata son las correspondientes a un hormigón HA-30, lo que significa en el modelo E = 30 GPa, $\nu = 0.2$ y un peso específico $\gamma_h = 25$ kN/m^3. Para el material del terreno se consideran E = 3 MPa, $\nu = 0.35$ y un peso específico $\gamma_g = 20$ kN/m^3, lo que corresponde a un terreno poco rígido, ya que en esta fase de estudio se pretende analizar el comportamiento de la zapata sobre lecho elástico.

Siguiendo las recomendaciones habituales de cálculo e considera un amortiguamiento del 5%.

Las condiciones de contorno se materializan impidiendo el desplazamiento perpendicular al contorno en las cinco caras del dado de terreno que no están en contacto con la zapata. En la interfaz de la zapata con el terreno se modeliza un contacto sin despegue ni deslizamiento.

Se aplica una presión uniforme sobre la cara superior de la zapata variable con el tiempo, con una ley triangular que parte de cero al inicio y sube linealmente hasta la presión máxima, para a continuación disminuir con la misma pendiente hasta anularse, a partir de ahí el estudio continua sin excitación exterior. La presión máxima y la duración del impulso será otro parámetro del estudio de sensibilidad. En los análisis de sensibilidad a otros parámetros se empleará una presión máxima de 1MPa, y una duración total del impulso de 5 ms.

El estudio se realizará con varias herramientas de cálculo:

- Análisis mediante integración directa en el tiempo con ANSYS v 13.0, se emplea el algoritmo de Newmark con un factor de decaimiento de amplitud de 0.005.

- Análisis mediante integración directa en el tiempo con Abaqus (Direct/Explicit) igualmente con amortiguamiento numérico para altas frecuencias correspondiente en este caso a viscosidad volumétrica lineal de 0.06 y cuadrática de 1.2.

- Análisis mediante integración directa en el tiempo con SAP2000 por el método de Hilbert, Hughes y Taylor (HHT) con $\alpha = 0$, lo que es equivalente al método de Newmark con $\gamma = 0$, o de aceleración constante.

- Análisis con integración mediante superposición modal con 100 modos usando SAP2000.

2.2. Interferencia entre dos zapatas próximas

Para analizar la influencia de la proximidad de las cimentaciones del propio viaducto y la conveniencia o no de considerarse en el mismo modelo la zona de terreno entre las zapatas haremos otro modelo simple.

El objetivo es determinar la afección de una zapata sobre la colindante y en su caso determinar la franja de terreno que es necesaria modelizar para que dicha afección sea convenientemente incluida en el modelo.

Se mantienen las mismas propiedades del modelo anterior.

La distancia entre ejes de zapatas es de 5 m y se encuentran centradas sobre la cara superior del paralelepípedo de terreno. Las dimensiones en planta son de L x B, siendo L = B + 5 m (10 x 5 m), salvo para el análisis de sensibilidad a las dimensiones. La profundidad será de 5 m, salvo para el análisis de sensibilidad al tamaño de terreno modelizado, que se adopta B / 2.

2.3. Tablero aislado

Se trata de un viaducto continuo de cuatro vanos con luces de 30 m en los dos vanos centrales y de 25 m en los extremos. Es una estructura suficientemente representativa de las estructuras habituales de este tipo y no demasiado compleja para poder centrar los esfuerzos en el análisis que se pretende.

La sección del tablero es de tipo losa aligerada con un canto de 2,00 m y cuatro aligeramientos cilíndricos circulares de 1.40 m de diámetro.

El ancho de la losa es de 14.00 m que es el ancho estándar de las líneas de doble vía y anchura de vía europeo.

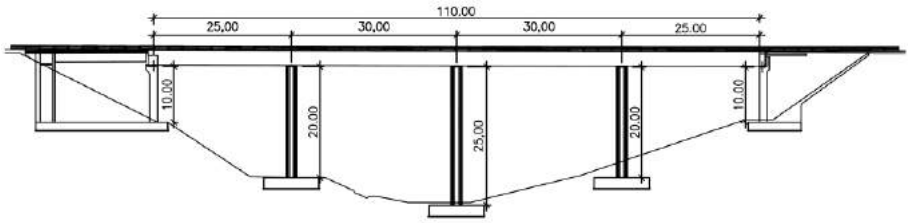


Figura 1: Geometría del modelo de puente.

El modelo se realiza a base de elementos "SHELL" que combinan el comportamiento de membrana y placa. Para los esfuerzos de membrana usa una formulación isoparamétrica que incluye las rigideces correspondientes a los grados de libertad de traslación y giro en su plano, con funciones de forma cuadráticas. Para los esfuerzos de placa, incluye las rigideces correspondientes al desplazamiento perpendicular al plano y los giros de ejes contenidos en el plano (formulación de Kirchhoff), con funciones de forma cúbicas.

La posición de los nodos en la sección transversal que se refleja en la siguiente figura, cuyos espesores se ajustan de cara a obtener la rigidez equivalente de la zona modelizada.(Figura 2)

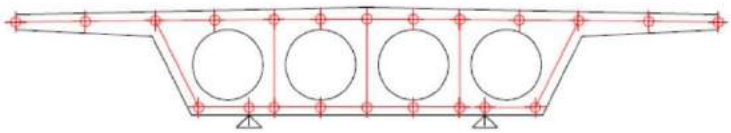


Figura 2: Esquema del modelo de la sección transversal.

La dimensión característica de la malla es de 1 m, siendo los elementos empleados de forma rectangular con dimensiones parecidas en sus lados.

Se incluyen en los elementos de la losa superior las masas correspondientes a las cargas permanentes que gravitan sobre ellos, como son el balasto, vías, etc.

Las condiciones de apoyo para el modelo de tablero aislado corresponden a impedir el desplazamiento vertical en todos puntos de apoyo, el desplazamiento transversal en una banda de apoyos, concretamente los de la derecha, y además se impide el desplazamiento longitudinal de los apoyos del estribo 1.

Las características de los materiales elegidas corresponden a un módulo de elasticidad de 30 GPa, módulo de Poison de 0.2, peso específico de 25 kN/m^3 y amortiguamiento ξ = 3 %.

Las cargas que se aplican al modelo son las del tren dinámico universal A de IAPF-07[4], también conocidas como HSLM (High Speed Load Model) que consiste en 10 trenes de carga diferentes con distintos valores de carga por eje y distancias entre ejes, así como el número y disposición de éstos.

Esas cargas se hacen circular sobre una de las vías de la estructura a distintas velocidades de paso en escalones de 10 km/h comenzando en 20 km/h y terminando en 420 km/h. Con ello se cubre el rango que habitualmente

especifican las normativas[2] de estudiar hasta 1.2 veces la velocidad de proyecto de la línea en que se encuentra la estructura y ser la más usual 350 km/h.

Se realizan dos tipos de análisis distintos de la estructura, mediante superposición modal por una parte, y por integración directa por otra.

2.4. Modelo de puente completo

En el modelo completo se pretende tener en cuenta el efecto de la interacción suelo estructura en la respuesta, para ello se van a introducir las pilas y estribos y el terreno sobre el que estos apoyan, con los parámetros que se analizaron en el estudio previo.

La estructura se completa bajo el tablero con pilas de 20 m de altura en los laterales y 25 m en el centro, y con estribos de 10 m de altura. Las pilas son macizas de 4,00 m de ancho y 2,00 m de espesor en su fuste, y de ancho variable en cabeza hasta alcanzar los 7,00 m de anchura. Descansan sobre zapatas de 14,00 m en el sentido transversal al puente por 10.00 m en sentido longitudinal y 2.00 m de canto.

Los estribos son de tipo cerrado, y se componen de una zapata de 14.00 x 14.00 x 2.00 m, sobre la que descansan el muro frontal de 2.00 m de espesor y 10 m de altura, y los muros laterales (aletas) de 1.00 m. La zapata se encuentra enrasada en vertical con las aletas y vuela 2,00 m en la zona de la puntera.

El modelo de las pilas se realiza con elementos "SHELL" de 1.00 x 1.00 m, similares a los empleados en el tablero.

El capitel mantiene el tipo de elementos, pero su geometría se ajusta para disponer un nudo justo debajo del apoyo del tablero.

La cimentación de la pila se modeliza con elementos sólidos hexaédricos de 8 nodos de 1.00 x 1.00 x 1.00 m. Las funciones de forma de estos elementos corresponde a una formulación isoparamétrica estandar.

El estribo también se ha discretizado de forma similar, con elementos "SHELL" los muros y con elementos sólidos la cimentación.

En el modelo se incluye un franja de 8 m alrededor de las cimentaciones, es decir, como las zapatas tienen un ancho de 14 m, la anchura de la franja de terreno discretizada es de 30 m (14 +2 x 8).

El espesor de terreno (profundidad incluida en la discretización) en la zona intermedia es también de 8 m. Esta zona aumenta en la zona de los estribos, por la geometría peculiar del terreno en esta zona.

Si nos centramos en la cimentación de la pila central, su masa corresponde a $0x14x2x25 = 7000kN$mientras que la masa del terreno que se encuentra alrededor es de $30x30x8x20 = 144000kN$, lo que representa una proporción de 20.6, que está en el orden de los parámetros recomendados en el análisis del modelo simple.

Las condiciones de contorno en la cara inferior y los laterales del terreno se corresponde con la restricción de los desplazamientos perpendiculares a la cara.

3. Resultados

3.1. Zapata aislada

Influencia del tamaño de la zona de terreno modelizada.

La respuesta de la zapata frente a un impulso inicial de 1MPa de 5 ms de duración describe el movimiento de un sistema de un grado de libertad amortiguado en oscilación libre. Esto es, tras un descenso inicial brusco, se producen una serie de rebotes de menor cuantía.

Tanto la magnitud del descenso inicial, como sobre todo los ulteriores rebotes dependen de la cantidad de terreno modelizada, siendo así que la respuesta obedece al hecho de que para cantidades de terreno relativamente pequeñas, el comportamiento sugiere un aumento del amortiguamiento con la cantidad de terreno modelizada. Esto se traduce en que para pequeñas cantidades de terreno modelizadas, del orden de hasta 5 veces la masa de la zapata, la magnitud del rebote es del mismo orden que el descenso inicial, y está seguida de numerosos rebotes de magnitudes decrecientes. Sin embargo, a partir de cantidades de terreno modelizadas del orden de 100 veces la masa de la zapata, es decir, dados de 5 x 5 x 5 m, la respuesta en un fuerte descenso inicial, seguida de un rebote del orden del 20 % y que se amortigua muy rápidamente. De acuerdo con este criterio sería suficiente con incluir en el modelo una zona de terreno que tenga una masa del orden de 100 veces la de la zapata.

Influencia del tamaño de discretización

En el estudio de la influencia del tamaño de la malla se han empleado elementos cúbicos con lados de 0.5 m; 0.33 m; 0.25 m y 0.16 m, que resultan de dividir cada arista del cubo que representa la zapata en 2, 3, 4, 5 ó 6 elementos.

Se aprecia un ajuste bastante bueno entre todos los métodos de cálculo empleados. Las diferencias para el tamaño de malla más fino (0,16 m) son del 8 % y corresponden a la desviación que introduce el análisis modal. Para el resto de los tipos de análisis las diferencias máximas con esa discretización son del 5 %.

Influencia de la duración del impulso

Se ha hecho un análisis de la respuesta manteniendo la forma del impulso y la cantidad de movimiento, pero modificando su duración. Es decir, se ha analizado la respuesta de impulsos de 5 ms, 10 ms, 15 ms, 20 ms, 25 ms, 50 ms y 100 ms de duración, con presiones máximas de 1000 kPa, 500 kPa, 333 kPa, 250 kPa, 200 kPa, 100 kPa y 50 kPa respectivamente. El objetivo es analizar si los resultados que se están obteniendo se ven alterados con el carácter dinámico del impulso, ya que como se verá la excitación habitual en las cimentaciones de los viaductos es menos impulsiva.

Como en casos anteriores hay una mayor diferencia entre el análisis por superposición modal con el resto, pero lo más destacable es que las diferencias máximas para duraciones del impulso de 100 milisegundos son del 2 %.

Se debe tener presente que un tren circulando a 360 km/h (100 m/s) sobre un viaducto de vanos de 30 m, cualquiera de las cargas móviles que lo integran tardará en atravesar un vano 0.3 segundos, lo que significa que la rampa de subida es de 0.3 s y la de bajada de otros 0.3 s.

En conclusión, podemos decir que la precisión aumenta con la duración del impacto, y ello en gran medida por la pérdida del carácter dinámico de la excitación, encontrándose los modelos de puentes habituales en la franja de resultados más precisos[2].

Influencia del tamaño de la zona de terreno incluida para impulsos de larga duración

Tal como hemos visto en el apartado anterior los modelos convergen cuando aumenta la duración del impulso, y lo mismo ocurre con el tamaño de la zona de terreno modelizada.

Estudiamos un impulso de 500 ms, que corresponde a lo que excitaría una pila con dos vanos de 25 m de luz a cada lado, sobre la que circulara una carga móvil a 100 m/s, es decir, 360 km/h[1].

La presión elegida es de 10 kPa, que además de ser coherente con el resto de análisis, produce el mismo nivel tensional en la zapata que los trenes del modelo HSLM[3].

Para la excitación analizada se observa que la solución se mantiene razonablemente invariable a partir de relaciones de masas del orden de 20 veces.

3.2. Interferencia entre dos zapatas próximas

Se han considerado tres tipos de terreno con rigideces asociadas a módulos de elasticidad de 3 MPa, 30 MPa y 300 MPa, lo que conlleva asociadas distintas velocidades de propagación de las ondas. En la tabla 1 se recogen las velocidades y retardos entre zapatas correspondientes a las ondas P, ondas S y ondas de Rayleigh.

Se ha observado que a partir de un cierto tamaño del terreno, correspondiente a una distancia de los bordes a la zapata de 7.5 veces su tamaño (c), la respuesta es similar en cuanto a descensos de las zapatas e instantes en que dichos descensos se producen, y así mismo se observa que tras aplicar un impulso a una zapata la contigua sufre un primer descenso de considerablemente mayor magnitud, que la consiguiente vibración, y que se produce con un cierto retraso respecto del descenso máximo de la zapata en la que se aplica el impulso, es lo que en la siguiente tabla hemos llamado retardo.

Tabla 1: Velocidades de propagación de ondas y retardos.

	E = 3 MPa Retardo = 241 ms		**E = 30 MPa Retardo = 76 ms**		**E = 300 MPa Retardo = 24 ms**	
	(m/s)	**Δt (ms)**	**(m/s)**	**Δt (ms)**	**(m/s)**	**Δt (ms)**
$\mathbf{C_p}$	49.07	102	155	32	491	10
$\mathbf{C_s}$	23.57	212	75	67	236	21
$\mathbf{C_R}$	22.03	227	70	72	220	23

En la tabla 1 figuran para cada rigidez del terreno las velocidades de propagación de los tres tipos de ondas, y el tiempo que tardan en recorrer los 5 m que separan las zapatas.

Como lo que hemos llamado retardo es la diferencia entre el instante en el que se produce el máximo descenso en la zapata que soporta el impacto y el instante en el que se produce el máximo descenso en la zapata pasiva, se puede inferir que el descenso máximo está asociado al cúmulo de la llegada de las ondas S y R, y el hecho de que esa circunstancia sea independiente de la distancia a la que se encontraban los bordes del modelo, nos permite afirmar que la respuesta no se ha visto afectada por ninguna reflexión de ondas en el contorno y se debe exclusivamente a la propagación directa de las ondas a través del suelo que conecta las zapatas. La conclusión es por tanto que, la importancia del efecto que un impacto sobre una zapata produce sobre otra colindante se hace independiente del tamaño de terreno modelizado a partir de tamaños con distancias al borde superiores a la distancia entre zapatas.

De la observación anterior hemos decidido analizar el comportamiento del sistema aplicando un impulso en la primera zapata y con el referido retardo otro en la segunda y estudiar los máximos descensos que se producen.

En la tabla 2 se recogen los resultados obtenidos de este análisis.

Tabla 2: Desplazamientos máximos bajo zapatas próximas (mm).

	E = 3 MPa	**E = 30 MPa**	**E = 300 MPa**
2ª Zapata	11.11	3.42	1.03
1ª Zapata	10.45	3.23	0.97
Diferencia	6.32 %	6.14 %	6.26 %

El resultado es una casi nula dependencia de la rigidez del terreno, si bien como es lógico los descensos en las dos zapatas son menores conforme aumenta la rigidez del terreno, la amplificación del asiento en la segunda zapata es constante e independiente de dicha rigidez.

También es importante tener en consideración que el máximo efecto detectado es del orden del 6 % de la respuesta aislada, lo que permite constatar su existencia e importancia relativa.

3.3. Tablero aislado

Como resultado de la aplicación de la historia de carga sobre el modelo, vamos a prestar atención únicamente a los desplazamientos verticales de un punto de la sección del centro de vano central del puente y más concretamente al nudo de la losa superior que se encuentra centrado bajo la vía que estamos cargando, de este modo los desplazamientos observados coinciden con los que soporta la vía, y en definitiva los trenes que por ella circulan.

Los resultados del análisis realizado por superposición modal con los 100 primeros modos incluyen un 90.24% de masa movilizada correspondiente a los grados de libertad de desplazamiento vertical.

No se observan fenómenos resonantes de importancia hasta los 270 km/h en que se aprecia una importante amplificación de la respuesta del tren A1, y para velocidades crecientes se reproduce el fenómeno en otros trenes, siendo la más importante la amplificación del tren A10 a 410 km/h que duplica su respuesta estática.

El resultado del estudio por integración directa por el método de Newmark es prácticamente idéntico al de superposición modal.

Un parámetro interesante a tener en cuenta es el coeficiente de impacto, que es una medida del carácter dinámico de la respuesta[3], consistente en dividir el desplazamiento máximo obtenido del análisis dinámico por la respuesta frente a una determinada acción estática. Aunque es habitual que la respuesta estática sea un tren de cargas de diseño como el UIC-71[3], en nuestro caso hemos creído más interesante tomar como acción estática la que produce el mismo tren de la máxima amplificación, circulando a 20 km/h. Ese parámetro, al que hemos llamado coeficiente de impacto, adopta valores de 2.018 para el análisis modal y 1.971 para el análisis de integración directa.

Las estructuras con la tipología que se está estudiando tienen un comportamiento vibratorio fuertemente asociado a los primeros modos de vibración, y eso es lo que una vez más se acaba de poner de manifiesto.

3.4. Modelo de puente completo

Cuando se incluyen en el modelo de cálculo el terreno circundante, el análisis por integración directa se hace inviable por motivos computacionales, lo que obliga a realizar el análisis por superposición modal.

Análisis de sensibilidad al número de modos

Se realiza para un terreno con la rigidez correspondiente a un módulo de elasticidad de 30 MPa con 12, 25, 50, 100, 200 y 300 modos, lógicamente el coste computacional aumenta con el número de modos.

Las masas movilizadas correspondientes a los grados de libertad de desplazamiento vertical que se obtienen son del 13.96 %; 37.95 %; 48.99 %; 56.18 %; 80.73 % y 86.29 %.

Los coeficientes de impacto que se han obtenido son, respectivamente, 1.702; 2.390; 1.740; 1.487; 1.474 y 1.444.

La comparación de los resultados obtenidos para 200 y 300 modos permite apreciar la similitud de la respuesta para ambos estudios, tanto cualitativa como cuantitativamente, lo que nos permite asegurar que en este caso un modelo que incluya 200 modos es suficientemente preciso y no se ve afectado por el comportamiento asociado a los modos de mayor frecuencia que se puso de manifiesto en los modelos simples del terreno.

Análisis de sensibilidad a la rigidez del terreno

Hemos realizado el análisis del modelo completo con 200 modos, de acuerdo con el análisis de sensibilidad realizado en el apartado anterior, para rigideces del terreno correspondientes a E = 3 MPa; 30 MPa y 300 MPa.

La masa movilizada no se ve alterada por este motivo, aunque como se aprecia en las siguientes figuras sí que lo hace la respuesta del sistema.

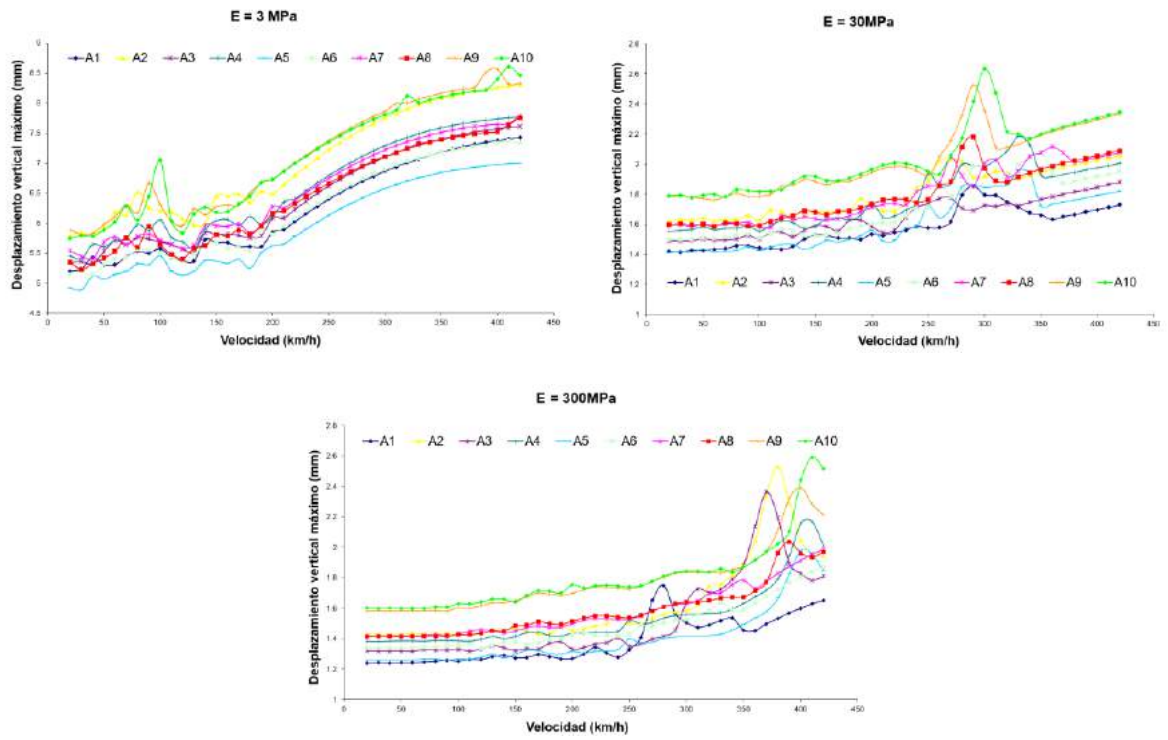


Figura 3: Desplazamientos máximos. Sensibilidad a la rigidez del terreno.

Se observa como las zonas de resonancia se desplazan de las bajas velocidades en los terrenos más flexibles hacia las altas velocidades en los terrenos más rígidos.

Lógicamente también hemos obtenido para los tres modelos los coeficientes de impacto correspondientes que se recogen en la tabla 3, así como el obtenido para el tablero aislado, también por análisis modal.

Tabla 3: Coeficientes de impacto.

Modelo	Φ
Tablero aislado	2.018
E = 3 MPa	1.472
E = 30 MPa	1.474
E = 300 MPa	1.621

Se observa de la tabla una clara diferencia entre los resultados obtenidos para el tablero aislado y el modelo que incluye el terreno, aunque la dependencia del coeficiente de impacto con la rigidez no se muestra claramente, al menos para pequeñas rigideces, obteniendo en los modelos con la interacción suelo estructura menores coeficientes de impacto que el modelo que no la incluye.

4. Conclusiones

Se ha puesto de manifiesto la importancia de modelizar el terreno en la respuesta estructural de los puentes frente a las acciones dinámicas del paso de trenes de alta velocidad. En el caso de realizar el análisis por el método de los elementos finitos, es conveniente seguir el criterio de incluir una cantidad de terreno mínimo en el modelo de la menos 20 veces la masa de la zapata, así como la inclusión en el análisis del terreno que conecta las distintas cimentaciones, sobre todo si se encuentran próximas entre sí. Se ha observado que distancias de 5 veces la dimensión de la zapata pueden provocar amplificaciones de la respuesta del orden del 6 % debidas a la interferencia. El tamaño de los elementos que modelizan el terreno no es relevante a partir de unos 4 elementos por arista de la zapata.

Por motivos computacionales no son viables modelos de integración directa, por lo que se hace obligatorio el uso de la descomposición modal, y muy necesario un estudio de la sensibilidad al número de modos, teniendo como referencia que en el modelo analizado a partir de 100 modos se obtienen buenos resultados.

En el ejemplo de puente estudiado se observa un coeficiente de impacto del orden de 2, es decir, la amplificación dinámica duplica la respuesta estática cuando se analiza sin considerar la infraestructura en el modelo. En cambio, cuando se incluye la infraestructura y la interacción suelo estructura, esa amplificación disminuye. Los coeficientes de impacto para distintas rigideces del terreno son del orden de 1,5, lo que supone una merma del 25 % en la amplificación dinámica respecto de la que se predecía en los modelos sin infraestructura. Se aprecia por consiguiente, en todos los casos estudiados, que el terreno ejerce un efecto de amortiguamiento que disminuye dicha amplificación respecto de la que se obtiene considerando el tablero apoyado en soportes rígidos.

La mayor afección de un terreno más rígido o menos rígido precisa de un estudio específico, y se debe a dos fenómenos contrapuestos. Por una parte los terrenos menos rígidos filtrar más los fenómenos resonantes, pero los desplazamientos son mayores debidos a esa mayor flexibilidad haya donde se producen. En cambio terrenos más rígidos tienden a amortiguar menos la respuesta y a parecerse más a la solución de tablero apoyado sobre soportes rígidos. En cualquier caso los fenómenos resonantes se desplazan hacia velocidades de paso de los trenes mayores cuando se aumenta la rigidez del terreno.

5. Referencias

[1] J. Domínguez, Dinámica de Puentes de Ferrocarril para Alta Velocidad: Métodos de Cálculo y Estudio de la Resonancia, 2001.

[2] J.M. Goicolea, F. Gabaldón, F. Riquelme, Design Issues for Dynamics of High Speed Railway Bridges, Dyn. High-Speed Railw. Bridg. (2005).

[3] Eurocode, Eurocode 1: Actions on structures - Part 2: Traffic loads on bridges, Eurocode 1. 2 (2003) 167. doi:ICS 91.010.30; 93.040.

[4] C. Johansson, N.Á.N. Nualláin, C. Pacoste, A. Andersson, A methodology for the preliminary assessment of existing railway bridges for high-speed traffic, Eng. Struct. 58 (2014) 25–35. doi:10.1016/j.engstruct.2013.10.011.

[5] M. Majka, M. Hartnett, Effects of speed, load and damping on the dynamic response of railway bridges and vehicles, Comput. Struct. 86 (2008) 556–572. doi:10.1016/j.compstruc.2007.05.002.

[6] M. Ülker-Kaustell, R. Karoumi, C. Pacoste, Simplified analysis of the dynamic soil-structure interaction of a portal frame railway bridge, Eng. Struct. 32 (2010) 3692–3698. doi:10.1016/j.engstruct.2010.08.013.

[7] A. Romero, M. Solís, J. Domínguez, P. Galvín, Soil-structure interaction in resonant railway bridges, Soil Dyn. Earthq. Eng. 47 (2013) 108–116. doi:10.1016/j.soildyn.2012.07.014.

[8] M. (University of C.-P. Ucci, G. (T. N.O.D. Camata, E. (University of C.-P. Spacone, G. (T. N.O.D. Lilliu, J. (T. N.O.D. Manie, G.-J. (T. N.O.D. Schreppers, Nonlinear soil-structure interaction of a curved bridge on the Italian Tollway A25, in: 8th Int. Conf. Struct. Dyn. EURODYN 2011, 2011.

[9] Y. Zhang, J.P. Conte, Z. Yang, A. Elgamal, J. Bielak, G. Acero, Two-dimensional nonlinear earthquake response analysis of a bridge-foundation-ground system, Earthq. Spectra. 24 (2008) 343–386. doi:10.1193/1.2923925.

[10] A. Gomes Correia, J. Cunha, J. Marcelino, L. Caldeira, J. Varandas, Z. Dimitrovová, et al., Dynamic analysis of rail track for high speed trains. 2D approach, Appl. Comput. Mech. Geotech. Eng. - Proc. 5th Int. Work. Appl. Comput. Mech. Geotech. Eng. (2007) 461–472.

BLOQUE IX

INGENIERÍA DE VEHÍCULOS Y TRANSPORTE

Estudio mediante extensiometría del comportamiento dinámico de la banda de rodadura de un neumático

J. Yunta Ramírez[1], D. García-Pozuelo Ramos[1], V. Díaz López[1], M.J. López Boada[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles (ISVA).

Universidad Carlos III de Madrid

Email: jyunta@ing.uc3m.es, dgramos@ing.uc3m.es, vdiaz@ing.uc3m.es, mjboada@ing.uc3m.es

A lo largo de la historia la demanda de vehículos más seguros ha ido en aumento. Como elemento de unión entre el vehículo y la calzada, el neumático es un subsistema clave para la adquisición de información que podría ser utilizada para mejorar la efectividad de los sistemas de control dinámico del vehículo, como el ABS (Anti-lock Braking System) o el TCS (Traction Control System). La investigación está enfocada en establecer las bases para la consecución del "neumático inteligente", el cual se basa en un neumático instrumentado para medir y analizar información del neumático y lo que le rodea en tiempo real. Los resultados confirman la relación que existe entre la deformación de la banda de rodadura y distintos parámetros del neumático, como la presión, la velocidad y la carga vertical. En este artículo se han realizado ensayos en linea recta mediante un banco de pruebas de neumáticos, probando la idoneidad de la extensiometría para el desarrollo del "neumático inteligente".

1. Introducción

Los neumáticos siempre han sido un área de interés tanto para la gente como la industria del transporte, principalmente debido al impacto que tienen en el rendimiento, confort, consumo de combustible y seguridad de los vehículos. La última es la principal razón para desarrollar un "neumático inteligente" capaz de proporcionar información del neumático y de las condiciones de la calzada. Éste, a su vez, sería capaz de interactuar con diferentes sistemas de control del vehículo (como el ABS) para mejorar su rendimiento así como prevenir al conductor de potenciales peligros, convirtiéndose en un elemento clave de la seguridad de los vehículos. Por tanto, el concepto de "neumático inteligente" tiene el objetivo final de monitorizar, en tiempo real, las fuerzas en la interfaz neumático-calzada, el coeficiente de fricción, el ángulo de deriva y las condiciones de la calzada, entre otros parámetros que afectan al funcionamiento óptimo de los neumáticos.

Con respecto a los desarrollos realizados en el "neumático inteligente", Estados Unidos aprobó en 2002 el uso del TPMS (*Tire Pressure Monitoring System*) para informar al conductor de la presión de los neumáticos. Diez años después, la Unión Europea también publicó la legislación correspondiente al TPMS. Aunque el TPMS es un gran logro, el "neumático inteligente" tiene mayores perspectivas. En la figura 1 se muestra el proceso por el cual éste podría interactuar con el resto de sistemas del vehículo a través de los datos monitorizados así como los potenciales beneficios.



Figura 1: Estado del arte del neumático inteligente y los potenciales beneficios [1].

Debido a que las características del contacto neumático-calzada no son lineales, es difícil aplicar la fuerza exacta al pedal de freno para detener el vehículo en una distancia mínima sin bloquear las ruedas. Dicha situación tendría como consecuencia la pérdida de control del vehículo y un posible accidente de tráfico, a menos que actúen los sistemas de control. Aunque éstos se desenvuelven bien en una gran variedad de situaciones, su rendimiento podría mejorar si dispusieran de información en tiempo real de los parámetros principales que afectan al contacto neumático-calzada.

En este artículo se estudia la influencia de parámetros clave para el funcionamiento del neumático como la presión de inflado, la velocidad o la carga vertical, y analiza la posibilidad de monitorizarlos en tiempo real para contribuír a la predicción del comportamiento del neumático y, por tanto, del vehículo. Asimismo, se comprueba que las galgas extensiométricas son sensores adecuados para desarrollar el "neumático inteligente".

Algunas de las características citadas anteriormente han sido estudiadas en muchos trabajos relacionados con el "neumático inteligente". En general, la mayoría están enfocados en la deformación del neumático, tales como la deformación de la banda de rodadura, la deflexión, la aceleración, etc., mediante diferentes sensores.

Para instalar sensores en un neumático se deben considerar como inconvenientes no sólo la compatibilidad de los sensores con las propiedades del neumático (por ejemplo, la rigidez o la transmisión de datos), sino también el modo de satisfacer las necesidades energéticas de todos los componentes electrónicos. Yilmazoglu et al. [2] propuso un sistema de especial interés para aplicaciones con batería integrada que se centra en el uso de un material optimizado que reduce el consumo de energía. Singh et al. [3] estudió la viabilidad de un sistema que alimenta los componentes del neumático mediante el aprovechamiento de la energía liberada por los fenómenos de vibración.

Miyoshi et al. [4] desarrolló un sensor magnético capaz de medir la deformación radial y circunferencial de la banda de rodadura para relacionar los datos de deformación con las fuerzas del neumático. Otro estudio [5] desarrolló un sensor de ondas acústicas (SAW) capaz de medir algunas propiedades mecánicas como la presión, la temperatura o la deformación. Este sensor también resulta útil para medir el coeficiente de fricción de la calzada, que podría ser de gran ayuda para los sistemas de control del vehículo y los sistemas de ayuda a la conducción, como el ABS o el control de estabilidad (ESC). Ari Tuononen [6, 7] llevó a cabo estudios para medir la deflexión de la carcasa del neumático mediante un sensor óptico para proporcionar estimaciones acerca del estado del vehículo.

El equipamiento utilizado para llevar a cabo los experimentos ha sido principalmente galgas extensiométricas y un banco de pruebas compuesto por un tambor giratorio. Este artículo es una continuación de los experimentos llevados a cabo para medir dinámicamente la deformación del neumático en la parte interior de la banda de rodadura [8].

2. Metodología y equipamiento

2.1 Configuración del equipamiento

El elemento clave del equipamiento utilizado es un banco de pruebas compuesto por un tambor giratorio (ver figura 2) que permite variar la velocidad y la carga vertical. Aunque no se ha utilizado en el presente trabajo, el banco de pruebas también permite cambiar la superficie de contacto instalando hojas rugosas en el tambor.

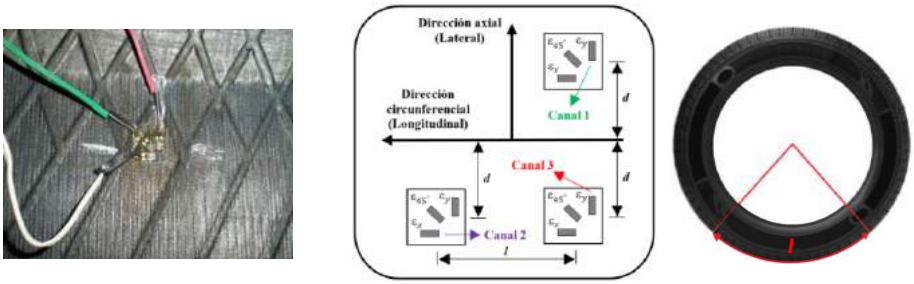


Figura 2: Banco de pruebas de neumáticos.

La principal característica de este dispositivo es que la superficie es curva. Aunque se podría pensar que supone una desventaja debido a que las condiciones no son completamente realistas, tras realizar diversos ensayos en superficie plana, se concluyó que la curvatura no es un obstáculo y que las perturbaciones pueden considerarse irrelevantes.

Del mismo modo que en la presente investigación, buena parte de las estudios previos se han basado en colocar galgas extensiométricas en la parte interna de la banda de rodadura, concluyendo que son aptas para proporcionar información útil sobre las fuerzas generadas en la huella de contacto [8, 9].

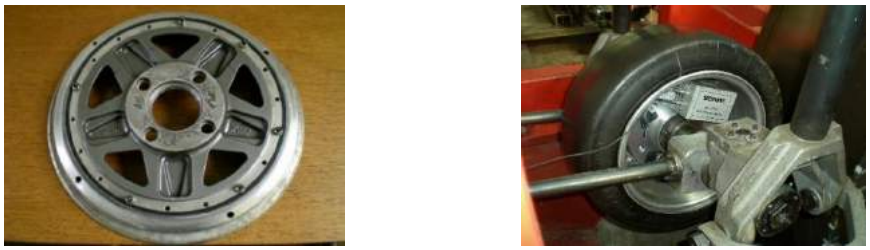
En la figura 3 se muestra la disposición de las galgas extensiométricas de roseta rectangular. Se colocaron en diferentes puntos de la banda de rodadura del neumático para medir deformaciones laterales (ε_{y2} – Canal 1 y ε_{y1} – Canal 3) y longitudinales (ε_x – Canal 2). Su longitud es de 2 mm y la resistencia de 120 Ω, siendo las tres multiaxiales. La resolución de la medida de deformación es de 0,001 με.



(a) (b)

Figura 3: Galga extensiométrica triaxial (a) y disposición de los canales (b).

Se instalaron tres nuevas válvulas en la llanta para el guiado de los cables de las galgas al exterior del neumático (ver figura 4(a)). Fueron selladas para asegurar que el aire no pasaba a través de los agujeros de las válvulas. La llanta y el neumático también fueron sellados con adhesivo y el neumático se infló a la presión deseada en cada ensayo. Estas tres válvulas permiten la conexión entre las galgas extensiométricas y el sistema de adquisición de datos. El sistema de adquisición de datos utilizado fue el SoMat 2000, que es un sistema portátil equipado con baterías que permite la adquisición de datos en diferentes situaciones, como muestra la figura 4(b).



(a) (b)

Figura 4: Válvulas introducidas en la llanta (a) y equipo de adquisición de datos instalado (b).

El SoMat 2000 tiene un puente de Wheatstone para cada galga extensiométrica, el cual puede ser utilizado con la configuración de un cuarto, medio, o puente completo. El SoMat 2000 se controla mediante un software para Windows (WinTCS), desde el que se especifican las condiciones de los ensayos. El SoMat 2000 puede trabajar con un rango de frecuencias de muestreo de entre 0,0005 y 5000 Hz, el cual asegura que la resolución de los datos de deformación es adecuada para monitorizar suficientes datos por cada revolución.

Es importante tener en cuenta que existen muchos factores que pueden influir en la toma de datos, pudiéndose dividir en dos categorías: las propiedades del neumático (como el radio del neumático o la velocidad de giro) y las propiedades de los sistemas de adquisición de datos. En cuanto a éste último, la frecuencia de muestreo fue fijada en 1000 Hz. Experimentalmente se ha comprobado que esta frecuencia garantiza una resolución de muestreo adecuada para las velocidades de ensayo utilizadas. El rango de deformación utilizado fue de (-5000, 5000) με.

Para la realización de los ensayos se seleccionó el neumático liso DUNLOP SP SPORT 175/505 R13, que normalmente se utiliza con carga y presión baja en la competición Formula Student promovida por la SAE.

2.2 Condiciones de los ensayos

Los ensayos fueron realizados en línea recta bajo las siguientes condiciones:

- Presión de inflado: 0.8 bar - 1.4 bar.
- Carga vertical: 250 N - 1000 N.
- Velocidad de giro: 10 km/h - 50 km/h.
- Ángulo de deriva: 0 grados.

3. Análisis de los datos experimentales

El análisis de los datos experimentales permite caracterizar las deformaciones en la banda de rodadura y la obtención de las relaciones entre las deformaciones y las condiciones de trabajo del neumático. Aunque algunas propiedades del neumático se pueden monitorizar mediante distintos sensores, el objetivo último es que el "neumático inteligente" sea capaz de monitorizar todas las propiedades mediante las galgas extensiométricas.

Con este estudio se corrobora la precisión, fiabilidad y robustez de las galgas extensiométricas, tanto en superficie plana como curva. Concretamente, se han obtenido datos con un elevado grado de repetibilidad y con una buena resolución de medida a lo largo de más de 50 horas de ensayos. Esto hace pensar que son sensores con elevadas posibilidades de uso real en neumáticos convencionales. Como ya se ha mencionado, este tipo de sensores ha sido seleccionado porque son más baratos que otros sensores tales como acelerómetros o sensores ópticos y permiten obtener datos igualmente signifiativos del comportamiento del neumático. Además, se han instalado en la parte interior de la banda de rodadura, lo que reduce la probabilidad de que resulten dañados. Sin embargo, cabe destacar como inconveniente que las medidas podrían estar atenuadas debido al grosor de la misma, por lo que se requiere una instrumentación de elevada precisión.

Se llevaron a cabo medidas previas de las deformaciones de la banda de rodadura del neumático en condiciones estáticas y en línea recta para calibrar los equipos. Cambiando las condiciones de los ensayos en línea recta es posible estudiar y comprender la influencia de varios parámetros en la deformación del neumático e identificar los que tienen mayor influencia. Además, es factible asegurar el correcto funcionamiento de las galgas extensiométricas a pesar de las condiciones de trabajo cambiantes.

El gráfico de la figura 5 muestra dos picos por revolución por cada canal. Para el Canal 2, la distancia entre A y B representa el tiempo que tarda la rueda en dar un giro completo. Los puntos A y B también representan los puntos de máxima tracción grabados por el Canal 2 cuando el neumático está pasando por el punto donde está colocado el sensor. Contrariamente, los puntos C y D representan los valores de máxima compresión a lo largo del mismo proceso a la entrada y salida de la huella de contacto, respectivamente, para un giro completo del neumático (es decir, dos huellas de contacto completas). Cabe destacar que los datos de deformación medidos para la condición de línea recta y la forma de las curvas de deformación presentadas en la figura 5 pueden cambiar dependiendo de las condiciones de trabajo del neumático (es decir, si el neumático está siendo acelerado o frenado) y de los parámetros estructurales del neumático. Con los datos obtenidos es posible determinar los valores máximos de tracción y compresión para cada canal y qué parámetro es el más influyente en cada situación. Los datos mostrados en la figura 5 fueron obtenidos para las siguientes condiciones: 0,8 bar, 30 km/h y 750 N con ángulo de deriva 0º.

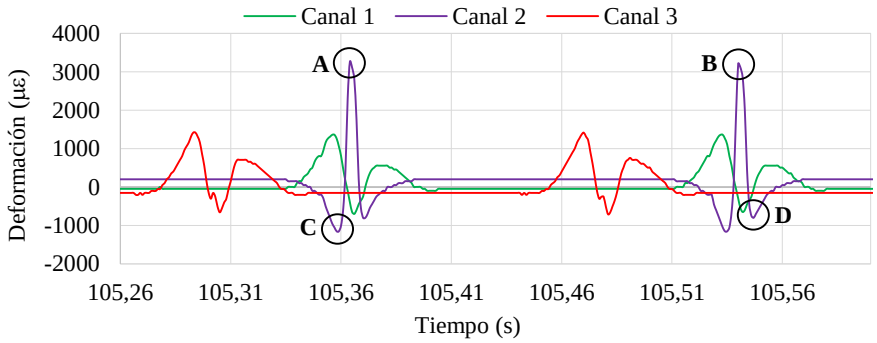


Figura 5: Ejemplo de las curvas obtenidas.

La distancia entre los puntos A y B representa el tiempo que tarda el neumático en dar una revolución completa, por lo tanto, hay 360º entre ambos puntos. Esto permitiría obtener la velocidad angular de la rueda a través del período. Los sensores denominados *encoders*, que proporcionan información al ABS y a otros sistemas sobre la velocidad angular de la rueda, no serían necesarios, ya que el "neumático inteligente" proporcionaría la misma información acerca de las revoluciones de la rueda.

Las variaciones en los datos de deformación obtenidos resultan útiles para identificar los cambios en las condiciones de trabajo del neumático, ya que éstas se generan debido a los esfuerzos originados en la huella de contacto [10].

Finalmente, ya que el banco de ensayos de neumáticos permite variar la carga vertical sin detener el ensayo, el estudio de la forma de las curvas es la parte fundamental del estudio. A modo de ejemplo, la figura 6 muestra el período de transición cuando se pasa de una carga a otra. De este forma, mediante el análisis de los cambios en los datos sería posible lograr el objetivo último: la estimación y predicción de la adherencia potencial en tiempo real.

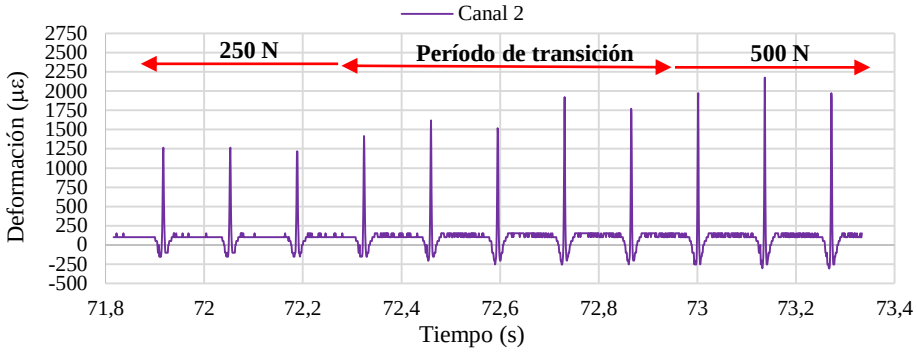


Figura 6: Cambios en los datos de deformación en el Canal 2 para diferentes cargas.

3.1 Influencia de la velocidad

Los primeros experimentos para analizar la influencia de la velocidad se llevaron a cabo variando la velocidad con diferentes cargas y presiones. En la figura 7 se han superpuesto las curvas de deformación para 10, 20 y 30 km/h con respecto a un punto de máxima tracción. Se muestra no sólo que, como cabía esperar, el período de la rueda disminuye cuando la velocidad aumenta, sino también la diferencia en el ancho de la curva debido al tiempo que está el sensor sobre la huella de contacto.

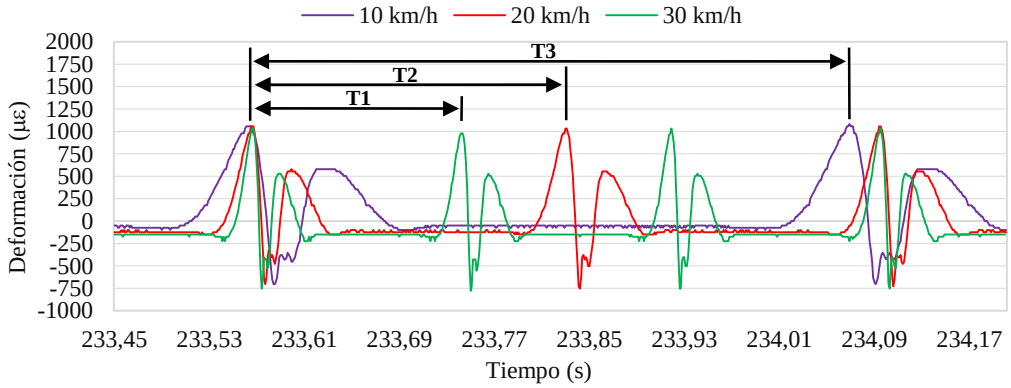


Figura 7: Influencia de la velocidad en el período.

Sin embargo, pueden producirse pequeños cambios en el número de datos adquiridos por cada revolución debido a la frecuencia de muestreo y el aumento de la velocidad, siendo consecuentemente menor el número de datos adquiridos por revolución cuando la velocidad aumenta. Debido a este hecho, se han procesado los datos para obtener el valor de deformación en función del perímetro del neumático en vez de en función del tiempo, como se muestra en el eje horizontal de gráfica de la figura 8(b).

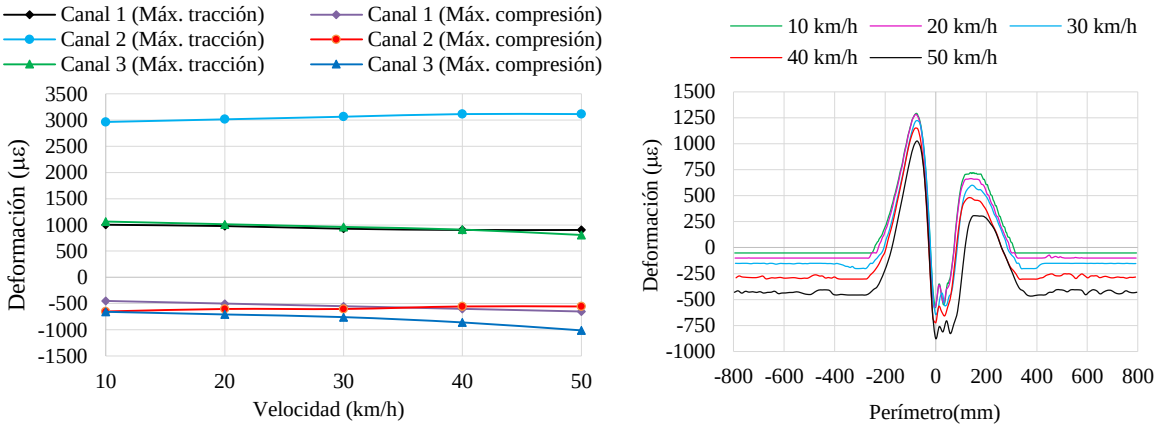


Figura 8: Influencia de la velocidad en la deformación máxima (a) y en las curvas del Canal 1 (b) a 1 bar de presión y 750 N de carga vertical.

La figura 8(a) muestra que los valores de máxima tracción lateral (canales 1 y 3) disminuyen cuando la velocidad aumenta, al contrario que longitudinalmente. Además, nótese que, mientras las amplitudes (la diferencia entre los valores de máxima tracción y compresión) de los canales 1 y 3 se mantienen prácticamente constantes, la de los valores medidos por el Canal 2 aumenta considerablemente, sobre todo a partir de 20 km/h. La concordancia entre los datos obtenidos en sentido longitudinal y lateral arroja información sobre el efecto Poisson. La diferencia entre los datos obtenidos por los canales 1 y 3 puede deberse a la conicidad de la superficie interior de la banda de rodadura, que a su vez está relacionada con el ángulo de caída. Ya que los sensores se han colocado simétricamente con respecto al centro de la banda de rodadura, la pequeña variación de los datos obtenidos por los canales 1 y 3 podría proporcionar información sobre este aspecto.

Por tanto, se verifica que hay cambios significativos en los valores de deformación debido al incremento de la velocidad. También es destacable que cuando el sensor está lejos de su paso por la huella de contacto (es decir, entre los intervalos (-800, -300) y (400, 800) mm, figura 8(b)), éste sigue proporcionando información útil de los valores de deformación, particularmente en compresión, cuyos valores aumentan cuando la velocidad aumenta debido a la fuerza centrífuga.

3.2 Influencia de la presión

En los experimentos a distintas presiones se observa que cuando la presión aumenta, la rigidez del neumático también aumenta y, como consecuencia, la deformación disminuye, como se aprecia en la figura 9(a). Los resultados han confirmado que la variación de la deformación lateral es estable. Esto corresponde al hecho de que los hombros del neumático están sometidos a mayores solicitaciones que la banda de rodadura en esa dirección.

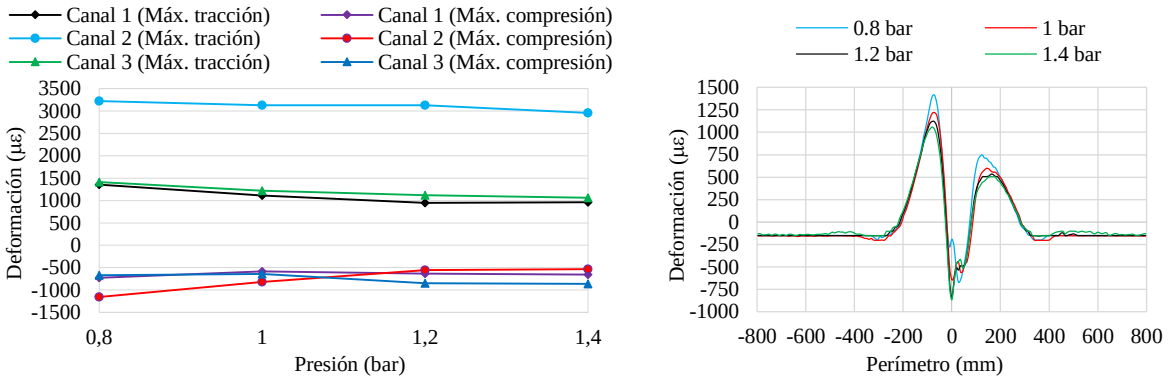


Figura 9: Influencia de la presión de inflado en los límites de deformación (a) y en las curvas del Canal 3 (b) a 30 km/h de velocidad y 750 N de carga vertical.

La tracción máxima disminuye para los tres canales con el aumento de la presión de inflado, mientras que la compresión decrece sólo en en el Canal 2, por tanto, la amplitud en dirección longitudinal disminuye cuando la presión aumenta (ver figura 9(a)).

En la figura 9(b) se han superpuesto curvas a diferentes presiones para el Canal 3. Nótese que existe una relación lineal entre el aumento de presión y el aumento de compresión para los valores de compresión máximos debido al incremento de la rigidez del neumático.

Como es bien sabido, a bajas presiones la distribución de presiones en la huella de contacto muestra valores superiores en los hombros que en la parte central de la banda de rodadura, mientras que si la presión de inflado es alta el neumático está sometido a mayor presión en la parte central de la misma. Por tanto, cuando la forma de la huella de contacto varía, los valores de deformación alrededor del punto de impacto (0 mm) fluctúan.

3.3 Influencia de la carga vertical

Los cambios en la carga vertical afectan tanto a los procesos de tracción como a los de compresión, como se ve en la figura 12. Con respecto a los valores de máxima tracción, la deformación aumenta tanto en dirección lateral como longitudinal. Sin embargo, los valores de máxima compresión sólo decrecen longitudinalmente (Canal 2).

Con el ánimo de desarrollar un “neumático inteligente”, es de especial interés el hecho de que la deformación aumente gradualmente en los canales dispuestos en dirección lateral con el objetivo de monitorizar la variación de carga la carga vertical. La figura 10 muestra que la información proporcionada por los canales 1 y 3 es equivalente.

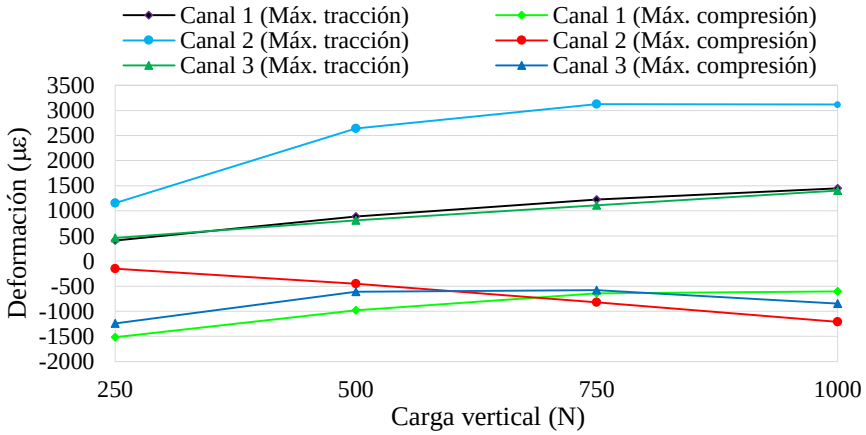


Figura 10: Influencia de la carga vertical (1 bar, 30 km/h).

Finalmente, las figuras 11(a) y 11(b) representan curvas para diferentes cargas verticales para los canales 2 y 3, respectivamente:

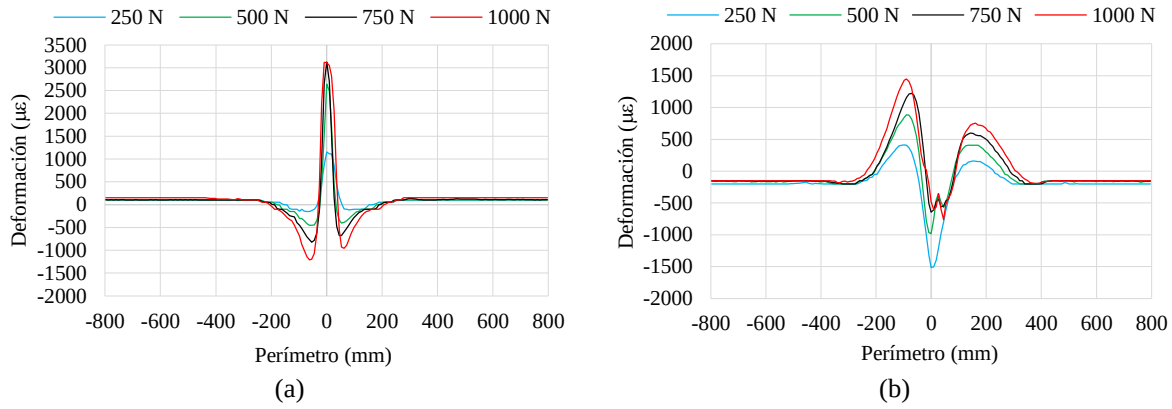


Figura 11: Influencia de la carga vertical en el Canal 2 (a) y 3 (b) a 1 bar de presión de inflado y 30 km/h de velocidad.

Se observa como la variación de carga vertical afecta a los datos obtenidos en ambas direcciones. Éstos confirman, al igual que en el caso de la variación de velocidad, que la disminución de los valores máximos de tracción está directamente relacionada con la pérdida de adherencia, y que cuanto menor sea la carga vertical sobre el neumático, menor adherencia potencial puede generar. Para lograr mejores datos y métodos de estimación de la adherencia, esta parte específica del estudio está siendo desarrollada actualmente.

Dentro de la huella de contacto, alrededor del punto donde está colocado el sensor (0 mm), no se presentan fluctuaciones en las deformaciones medidas por el Canal 2, al contrario que en en el Canal 3 (ver figura 10(b)). Como en el caso de los cambios de presión, la forma de la huella de contacto es diferente para los cambios de carga vertical y, como consecuencia, los valores de deformación alrededor de 0 mm fluctúan.

4. Discusión

Los resultados presentados demuestran que las galgas extensiométricas, aparte de ser sensores baratos en comparación con acelerómetros o sensores ópticos, son fiables y capaces de medir con precisión bajo distintas condiciones dinámicas.

La forma de las curvas es diferente en función de las condiciones de trabajo. Cuando la presión aumenta, ésta afecta claramente a la deformación, principalmente en los valores máximos de compresión. Es bien conocido que cuando la presión aumenta, la rigidez del neumático también lo hace y, como consecuencia, tanto los valores de compresión como los de tracción son inferiores.

En las figuras 8(b), 9(b) y 11(b) se observa que alrededor de la parte central de la huella de contacto (0 mm) hay fluctuaciones que dificultan la adquisición de información relevante en esa zona. La causa de esas fluctuaciones es que los valores están dentro del intervalo (-10, 70) mm, que corresponde aproximadamente a la longitud de la huella de contacto. Se observa también que a pesar de que las galgas extensiométricas están situadas en la parte

central de la huella de contacto y de que éstas miden 2 mm, proporcionan información de interés a lo largo de más de 500 mm del perímetro total del neumático, más de un tercio del mismo.

Por otro lado, uno de los problemas más comunes en el funcionamiento de los neumáticos es la delaminación de los mismos, que consiste en la separación de las capas internas, pudiendo causar problemas de estabilidad, sobreviraje, o pérdida de presión. Si se colocan varios sensores en diferentes posiciones y uno de ellos mide erróneamente la velocidad angular, sería posible detectar problemas de delaminación alrededor del área donde está colocado el sensor, ya que estos problemas son comúnmente provocados por golpes, que podrían llegar a dañar el sensor e incluso la carcasa del neumático.

5. Conclusiones

En este trabajo se han realizado ensayos en línea recta en situación estacionaria (sin procesos de aceleración o frenado). El equipamiento utilizado ha sido, principalmente: un banco de pruebas de neumáticos, un sistema de adquisición de datos, un neumático y galgas extensiométricas.

Se ha demostrado que la monitorización de los límites de tracción y compresión pueden resultar fundamentales para estimar la adherencia potencial y las condiciones de trabajo del neumático. Además, se ha comprobado que tanto las galgas extensiométricas dispuestas lateralmente como las dispuestas longitudinalmente arrojan información útil sobre la deformación de la banda de rodadura en condiciones cambiantes.

Futuros prototipos de "neumático inteligente" podrán aprovechar los resultados mostrados para mejorar algunas de sus propiedades, tales como el peso, el tamaño, las propiedades, la localización de las galgas extensiométricas, etc., con el fin de plantear un sistema de "neumático inteligente" definitivo.

Los siguientes pasos de la investigación están enfocados a la estimación de la adherencia potencial en distintas condiciones cuando el ángulo de deriva no es nulo. La interacción entre los datos obtenidos y los sistemas de control dinámicos del vehículo como el ABS o el VSC es también un objetivo a alcanzar.

6. Agradecimientos

El presente estudio ha sido desarrollado con la colaboración de la Universidad de Birmingham. En particular, queremos agradecer su colaboración a los doctores Oluremi Olatunbosun y Xiaoguang Yang.

7. Referencias

[1] Mercedes-Benz C-Class 2014 (W205), photograph, viewed 12 April 2016, <http://www.automobilereporter.com>.

[2] O. Yilmazoglu, M. Brandt, J. Sigmund, E. Genc, H. L. Hartnagel, Integrated InAs/GaSb 3D magnetic field sensors for the intelligent tire, Sensors and Actuators, 94(2001), 59–63.

[3] K. B. Singh, V. Bedekar, S, Taheri, S. Priya, Piezoelectric vibration energy harvesting system with an adaptive frequency tuning mechanism for intelligent tires, Mechatronics, 22(2012), 970–988.

[4] A. Miyoshi, T. Tsurita, M. Kunii, System and Method for Determining Tire Force, Patente US7249498 B2, (2005).

[5] A. Cyllik, T. Strothjohann, G. Scholl, The Intelligent Tire-Applications of the Tread Sensor, VDI BERICHTE, (2001), 115-124.

[6] A. J. Tuononen. Optical Position Detection to Measure Tire Carcass Deflections and Implementation for Vehicle State Estimation, Helsinki University of Technology, Helsinki, (2009).

[7] A. J. Tuononen. Optical Position Detection to Measure Tire Carcass Deflections. Vehicle System Dynamics, 46(2008), 471-481.

[8] X. Yang, O. Olatunbosun, D. Garcia-Pozuelo Ramos, E. Bolarinwa, Experimental Investigation of Tire Dynamic Strain Characteristics for Developing Strain-Based Intelligent Tire System, SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems. 6 (2013), 97-108.

[9] H. Morinaga, Y. Wakao, Y. Hanatsuka, A. Kobayakawa. The Possibility of Intelligent Tire (Technology of Contact Area Information Sensing), 31º Congreso Mundial de Automóviles FISITA, Yokohama, Japón, (2006).

[10] W. F. Milliken, D. L. Milliken. Race Car Vehicle Dynamics, SAE International, 1995. ISBN: 9781560915263.

Detección del tipo de carretera mediante Lógica Borrosa

J. A. Cabrera Carrillo[1], A. J. Guerra Fernández[2], J. J. Castillo Aguilar[3], A. Simón Mata[4].
[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. jcabrera@uma.es*
[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. juancas@uma.es*
[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. ajguerra@uma.es*
[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. mata@uma.es*

La aparición de los sistemas seguridad activa tales como los sistemas antibloqueo de frenos (ABS), control de tracción (TCS), control de estabilidad (ESP), direcciones activas (EPS), etc. han sido una evolución fundamental dentro de la seguridad vial. Los sistemas de seguridad activa del coche son aquellos que trabajan para reducir el riesgo de sufrir un accidente. Estos sistemas velan por nuestra seguridad, están en continuo desarrollo e incorporan nuevas funciones continuamente. Para que estos sistemas funcionen adecuadamente necesitan conocer una información fundamental, la cual es el tipo de carretera por donde circulan. Por este motivo se presenta este trabajo. En él se busca conocer el tipo de carretera por donde circula el vehículo mediante técnicas de estimación de las fuerzas de contacto entre la rueda y la calzada y la velocidad del vehículo. El objetivo es realizar esta detección antes de que se produzca una situación de riesgo. Con esto se pretende que los sistemas de control del vehículo puedan actuar de forma más adecuada y rápida ante una situación de peligro, obteniendo con ello una ventaja sustancial frente a los sistemas actuales.

1. Introducción

Los sistemas de seguridad activa en vehículos han experimentado un continuo progreso desde la aparición del primer vehículo. Los primeros trabajos estaban relacionados con los sistemas antibloqueo de frenos (ABS). Estos sistemas tratan de mantener la estabilidad y control del vehículo del vehículo bajo cualquier situación y condición de la carretera. También aparecen inestabilidades si se producen un deslizamiento cuando se introduce un par excesivo en las ruedas motoras. Estas inestabilidades pueden afectar a la seguridad de los pasajeros, especialmente cuando el vehículo circula en una trayectoria curva. Para evitar estos riesgos asociados a las situaciones descritas anteriormente, se desarrollaron los sistemas de control de estabilidad (ESP) y los sistemas de control de tracción (TCS). Estos sistemas junto con el ABS, mejoran la seguridad en procesos de frenada, aceleración y conducción en curva.

Todos los sistemas de seguridad activa descritos anteriormente necesitan información esencial para trabajar apropiadamente, como puede ser la condición de la carretera por donde circula el vehículo. Obtener esta información cuando el vehículo es conducido en condiciones normales, es decir, acelerando o frenando sin riesgo de colisión, sería muy importante, ya que prepararía a los sistemas de seguridad activa para adelantarse a una situación de riesgo. Esta información obtenida puede también ser usada además para informar a otros conductores sobre condiciones peligrosas en la carretera, con lo que estos podrían anticiparse y cambiar el estilo de conducción con el objetivo de mejorar su propia seguridad.

Numerosos autores están trabajando en la estimación de las condiciones de la carretera. En general, los métodos propuestos se pueden dividir en métodos basados en la causa [1,2] y métodos basados en el efecto [3,4]. Las investigaciones basadas en la causa tratan de identificar los factores que afectan al coeficiente de fricción y de esta forma predecir las condiciones de la carretera usando un modelo de neumático o una teoría analítica. Las investigaciones basadas en el efecto se centran en el efecto que aparece en la iteración entre el neumático y la carretera. Por consiguiente, necesitan una excitación (aceleración o frenada) para hacer que estos efectos sean perceptibles. Dentro de los métodos basados en el efecto podemos hablar de los métodos basados en el deslizamiento, los cuales son los más usados y están basados en la obtención del deslizamiento y del coeficiente de fricción entre el neumático y la carretera. Con estos dos parámetros se puede determinar el estado de la carretera, investigando las diferencias entre las curvas de adhesión en el contacto neumático-carretera (ver Figura 1). En estas curvas se puede observar que para grandes deslizamientos (región inestable) es relativamente fácil determinar las condiciones de la carretera, si se conoce el coeficiente de fricción (μ) y el deslizamiento (s). Sin embargo, el problema está en la región donde el deslizamiento $s<0.1$, baja excitación, causada por bajas

aceleraciones o frenadas. En esta región el comportamiento es lineal y hay poca diferencia entre las distintas superficies.

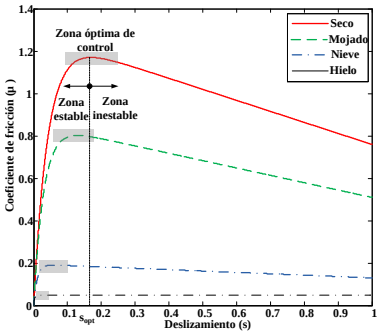


Figura 1.- Curvas de adhesión para diferentes superficies de contacto

Por lo tanto, el desarrollo de sistema para obtener en tiempo real las condiciones de la carretera es de gran interés dentro de los sistemas de seguridad activa en vehículos. En este trabajo tratamos de detectar el estado de la calzada utilizando sensores típicamente instalados en vehículos comerciales. La estimación de parámetros se lleva a cabo utilizando un algoritmo basado en filtro de Kalman Extendido. Posteriormente, un bloque de lógica borrosa se utiliza para obtener un índice que representa el estado de la carretera. Las simulaciones y los ensayos llevados a cabo verifican la viabilidad del método propuesto.

2. Modelo del vehículo

En esta sección se describe el modelo matemático del vehículo usado en este trabajo (ver Figura 2). Las siguientes consideraciones han sido tomadas en cuenta para el desarrollo del modelo:

- El vehículo tiene un plano de simetría longitudinal.
- El origen del sistema de coordenadas coincide con el centro de gravedad del vehículo.
- Los movimientos de cabeceo y balanceo no son tomados en cuenta.
- Los sistemas de tracción y guiado solo actúan en las ruedas delanteras.

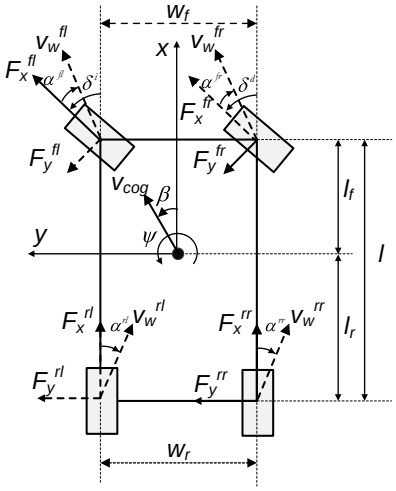


Figura 2.- Modelo del vehículo

Las ecuaciones que definen los movimientos longitudinales, laterales y de guiñada son:

$$M\cdot\ \ddot{x}-\dot{y}\cdot\dot{\psi}\ =F_x^{fl}\cdot\cos\delta^{l}-F_y^{fl}\cdot\sin\delta^{l}+F_x^{fr}\cdot\cos\delta^{r}-F_y^{fr}\cdot\sin\delta^{r}+F_x^{rl}+F_x^{rr}-F_x^{a} \tag{1}$$

$$M\cdot\ \ddot{y}+\dot{x}\cdot\dot{\psi}\ =F_y^{fl}\cdot\cos\delta^{l}+F_x^{fl}\cdot\sin\delta^{l}+F_y^{fr}\cdot\cos\delta^{r}+F_x^{fr}\cdot\sin\delta^{r}+F_y^{rl}+F_y^{rr} \tag{2}$$

$$I_z \cdot \ddot{\psi} = F_y^{fl} \cdot \cos\delta^l + F_x^{fl} \cdot \sin\delta^l \cdot l_f + F_y^{fr} \cdot \cos\delta^r + F_x^{fr} \cdot \sin\delta^r \cdot l_f - F_y^{fl} \cdot l_r - F_y^{rl} \cdot l_r - \\ -\frac{1}{2} \cdot F_x^{fl} \cdot \cos\delta^l - F_y^{fl} \cdot \sin\delta^l \cdot w_f + \frac{1}{2} \cdot F_x^{fr} \cdot \cos\delta^r - F_y^{fr} \cdot \sin\delta^r \cdot w_f - \\ -\frac{1}{2} \cdot F_x^{rl} \cdot w_r + \frac{1}{2} \cdot F_x^{rr} \cdot w_r \tag{3}$$

Donde las fuerzas longitudinales y laterales son:

$$F_x^{ij} = \mu_x^{ij} \cdot F_z^{ij} \qquad F_y^{ij} = \mu_y^{ij} \cdot F_z^{ij} \tag{4}$$

Y las fuerzas verticales vienen definidas como:

$$\begin{aligned} F_z^{fr} &= M \cdot g \cdot \frac{l_r}{2 \cdot l} - \frac{M \cdot h}{2 \cdot l} \cdot a_x + \frac{M \cdot h \cdot l_r}{w_d \cdot l} \cdot a_y \\ F_z^{fl} &= M \cdot g \cdot \frac{l_r}{2 \cdot l} - \frac{M \cdot h}{2 \cdot l} \cdot a_x - \frac{M \cdot h \cdot l_r}{w_d \cdot l} \cdot a_y \\ F_z^{rr} &= M \cdot g \cdot \frac{l_f}{2 \cdot l} + \frac{M \cdot h}{2 \cdot l} \cdot a_x + \frac{M \cdot h \cdot l_r}{w_t \cdot l} \cdot a_y \\ F_z^{fl} &= M \cdot g \cdot \frac{l_f}{2 \cdot l} + \frac{M \cdot h}{2 \cdot l} \cdot a_x - \frac{M \cdot h \cdot l_r}{w_t \cdot l} \cdot a_y \end{aligned} \tag{5}$$

Donde a_x y a_y son las aceleraciones longitudinal y lateral respectivamente:

$$a_x = \ddot{x} - \dot{y} \cdot \dot{\psi} \tag{6}$$

$$a_y = \ddot{y} + \dot{x} \cdot \dot{\psi} \tag{7}$$

Para el modelo de comportamiento de la rueda, tenemos la siguiente ecuación:

$$I_r \cdot \dot{w}_r = T_T - T_B - M_R - F_x \cdot R \tag{8}$$

Donde I_r es el momento de inercia de la rueda, w_r es la velocidad angular, F_x es la fuerza longitudinal, T_T y T_B son los pares de tracción y frenado respectivamente, M_R es la resistencia a la rodadura, R es el radio de la rueda, μ es el coeficiente de fricción y F_z es la carga vertical, con:

$$F_x = \mu \cdot F_z \tag{9}$$

El modelo de Burckhardt [5] fue utilizado para obtener las fuerzas en los neumáticos. Este modelo produce las fuerzas longitudinal y lateral a partir del deslizamiento y del ángulo de deriva para diferentes tipos de carretera.

3. Estimación de parámetros.

El bucle de control para obtener las características de fricción es mostrado en la Figura 3. Los cuatro bloques mostrados son aplicables a cualquier sistema ABS, TCS, ESP y vehículos autónomos, ya que estos sistemas necesitan la información de las características de adhesión de la carretera para su correcto funcionamiento.

Tabla 1. Definición del deslizamiento.

	Frenada	**Tracción**
	$v_R \cos\alpha \le v_w$	$v_R \cos\alpha > v_w$
Deslizamiento longitudinal, S_L	$s_L = \frac{v_R \cdot \cos\alpha - v_w}{v_w}$	$s_L = \frac{v_R \cdot \cos\alpha - v_w}{v_R \cdot \cos\alpha}$
Deslizamiento lateral, S_S	$s_S = \frac{v_R \cdot \sin\alpha}{v_w}$	$s_S = \tan\alpha$

El primer bloque estima el valor del coeficiente de adhesión entre el neumático y la carretera en cada una de las ruedas, la velocidad del vehículo y el ángulo de deriva, usando para ello el modelo de vehículo que se ha descrito

anteriormente y la variables de medida de cada uno de los sensores. Para estimar estos parámetros se ha utilizado un filtro de Kalman extendido ver [6][7].

Una vez se han estimado los parámetros anteriores se obtiene el deslizamiento mediante las ecuaciones que son incluidas en la siguiente tabla 1.

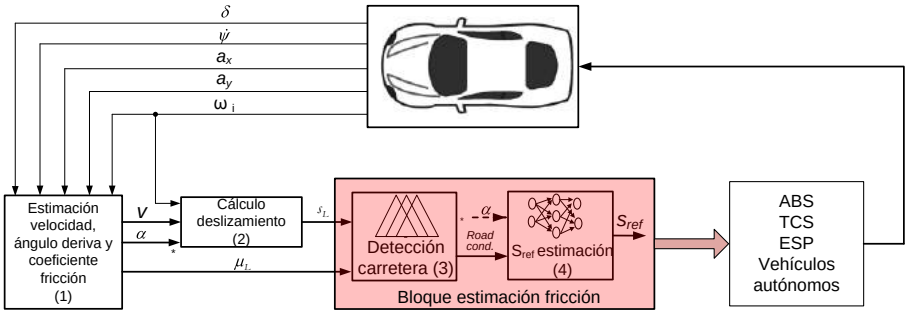


Figura 3.-Diagrama de bloques del algoritmo de estimación de fricción

4. Detección condiciones de la carretera

A partir de la información obtenida en la sección anterior, pasamos al bloque de estimación de la fricción. En este caso se ha utilizado un bloque con lógica borrosa para detectar las condiciones de la carretera. Este bloque toma como entrada el deslizamiento, coeficiente de rozamiento longitudinal y la variación del coeficiente de rozamiento y como salida da un valor que indica la condición de la carretera, el cual es llamado índice de condición de la carretera (ICC). ICI está comprendido entre los valores [0-1.2], donde 1.2 representa la carretera con el valor más alto de coeficiente de fricción y 0 representa el más bajo.

El bloque es definido por 5 funciones de pertenencia para la variable de entrada coeficiente de fricción, tres para la variable deslizamiento y tres para la variable variación del coeficiente de rozamiento. La variable de salida ICC es definida por 8 funciones de pertenencias. Todas las funciones de pertenencias son definidas en la tabla 2. Las funciones de pertenencia de cada una de las variables del bloque fuzzy se muestran en la figura 4.

Tabla 2. Funciones de pertenencia.

Friction coefficient		Slip		dμ/ds		ICC	
VL	Very Low	**VL**	Very Low	**Ldμ/ds**	Low	**ZFR**	Zero friction road
L	Low	**M**	Medium	**Mdμ/ds**	Medium	**VSFR**	Very small friction road
M	Medium	**H**	High	**Hdμ/ds**	High	**SFR**	Small friction road
H	High					**MFR**	Medium friction road
VH	Very High					**LFR**	Large friction road
						VLFR	Very Large friction road
						HFR	High friction road
						EFR	Extreme friction road

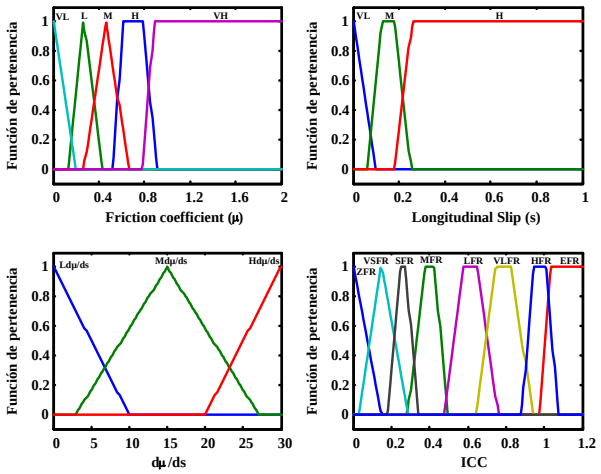


Figura 4.- Funciones de pertenencia del bloque fuzzy de estimación tipo carretera

En cuanto a las reglas de control, se establecen dos bloques de control, uno de ellos tiene en cuenta la variable de entrada variación del coeficiente de rozamiento y el otro no. Estas reglas están definidas en la tabla 3.

Tabla 3. Reglas del control fuzzy.

	Bloque fuzzy con dμ/ds				*Bloque fuzzy sin dμ/ds*		
Número de regla	**Friction coefficient**	**Slip**	**dμ/ds**	**ICC**	**Friction Coefficient**	**Slip**	**ICC**
1	VL	VL	Ldμ/ds	ZFR	VL	VL	SFR
2	VL	VL	Mdμ/ds	VSFR	VL	M	VSFR
3	VL	VL	Hdμ/ds	VLFR	VL	H	ZFR
4	VL	M	---	ZFR	L	VL	LFR
5	VL	H	---	VSFR	L	M	SFR
6	L	VL	Ldμ/ds	SFR	L	H	MFR
7	L	VL	Mdμ/ds	LFR	M	VL	VLFR
8	L	VL	Hdμ/ds	VLFR	M	M	MFR
9	L	M	---	SFR	M	H	MFR
10	L	H	---	MFR	H	VL	HFR
11	M	VL	Ldμ/ds	LFR	H	M	VLFR
12	M	VL	Mdμ/ds	HFR	H	H	HFR
13	M	VL	Hdμ/ds	HFR	VH	VL	EFR
14	M	M	---	MFR	VH	M	HFR
15	M	H	---	MFR	VH	H	EFR
16	H	VL	Ldμ/ds	VLFR			
17	H	VL	Mdμ/ds	HFR			
18	H	VL	Hdμ/ds	EFR			
19	H	M	---	VLFR			
20	H	H	---	HFR			
21	VH	VL	Ldμ/ds	EFR			
22	VH	VL	Mdμ/ds	EFR			
23	VH	VL	Hdμ/ds	EFR			
24	VH	M	---	HFR			
25	VH	H	---	EFR			

Una vez hemos obtenido el tipo de carretera mediante el índice ICC, pasamos al siguiente bloque dentro del bloque de estimación de las condiciones de la carretera (ver Figura 3), el cual nos determinará el valor del deslizamiento óptimo (s_{opt}). Este deslizamiento es el que obtiene el valor de coeficiente de rozamiento longitudinal máximo para cada tipo de carretera (ver figura 1).

En general, los algoritmos de control tratan de mantener el deslizamiento lo más cercano posible al deslizamiento óptimo, zona sombreada en la Figura 1. Con esto se consigue obtener la fuerza máxima posible en los procesos de frenada o acelareción.

En este trabajo, el deslizamiento óptimo es obtenido por medio de una red neuronal artificial. Las entradas de la red son el índice de condición de la carretera (ICC) y el ángulo de deriva. Una red neuronal de 3 capas fue implementada para conseguir el valor del deslizamiento óptimo. La red tiene 9 neuronas en la primera capa, 3 neuronas en la capa intermedia y una neurona en la capa de salida. Las funciones de transferencia usadas fueron sigmoid en la primera y segunda capa y lineal en la tercera capa. El método Levenberg-Marquardt fue usado para el entrenamiento de la red. (ver [6][7]).

5. Resultados

En esta sección se van a mostrar resultados obtenidos por el sistema propuesto. En primer lugar se mostrarán resultados obtenidos mediantes simulaciones, para después mostrar resultados experimentales.

Para los resultados obtenidos mediante simulaciones se ha utilizado el programa de simulación vehicular CarSim®. En la primera simulación el vehículo circula por una carretera de alta adherencia (μ=1), y después de 20 m en ella, la calzada cambia a una superficie de baja adherencia (μ=0.4) 40 m más. Finalmente, el vehículo vuelve a una carretera de alta adherencia. Esta simulación trata de testear la habilidad del algoritmo de estimación para adaptarse a inesperados cambios en las condiciones de adhesión.

Como se observa en la figura 5, el algoritmo de estimación estima de forma precisa la velocidad y el coeficiente de fricción aunque haya bajos deslizamientos. Las fuerzas longitudinales, verticales y laterales estimadas también son incluidas comparadas con las reales, se puede comprobar que también se ajustan de manera adecuada.

Ensayos en curva también fueron realizados para verificar el funcionamiento del sistema bajo estas condiciones. En este caso el vehículo circula por una carretera con un coeficiente de rozamiento de 0.8 y con un radio de 500

m. Las condiciones de la carretera son mantenidas constante a lo largo de la simulación. Los resultados de la simulación son mostrados en la figura 6.

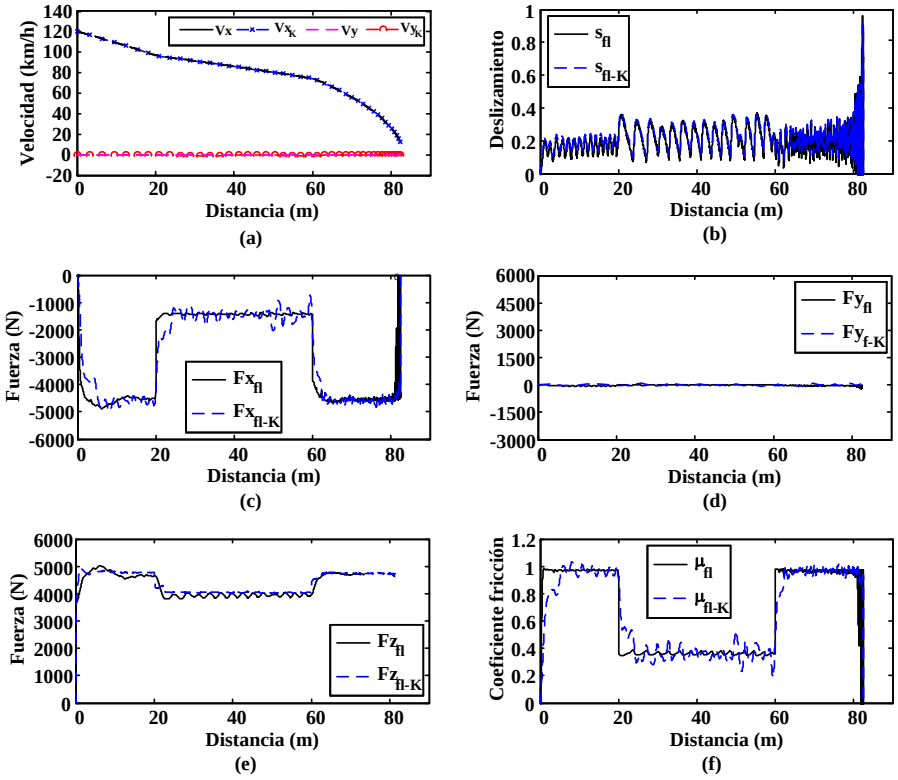


Figura 5.-Simulación en línea recta. Transición superficie 1-0.4-1. (a) Velocidad longitudinal y lateral. (b) Deslizamiento longitudinal. (c) Fuerzas longitudinales. (d) Fuerzas laterales. (e) Fuerzas verticales. (f) Coeficiente fricción

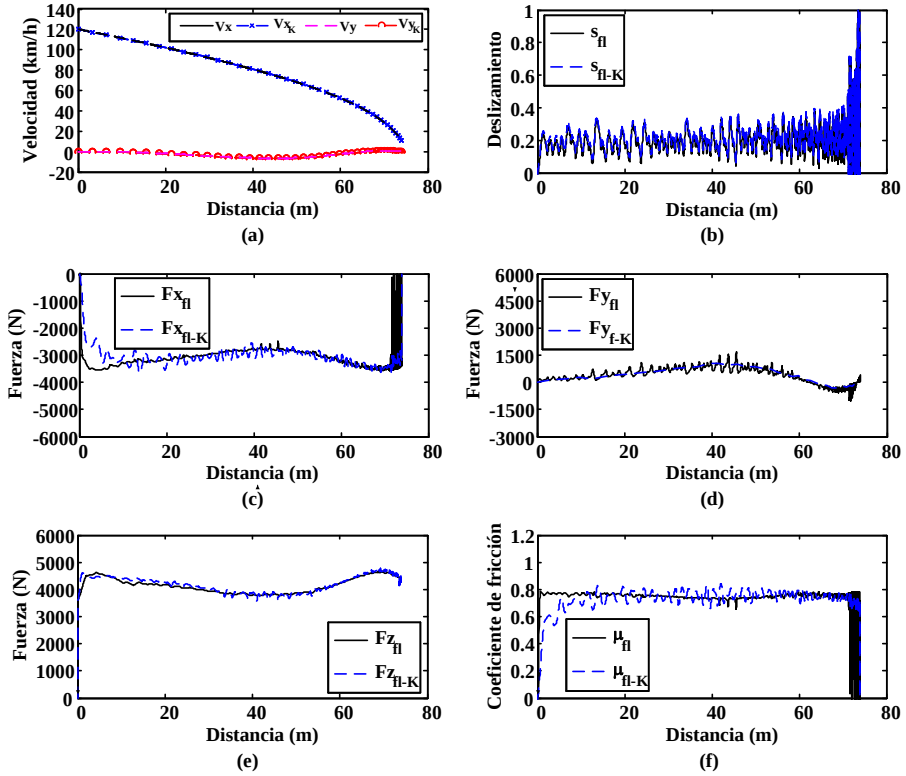


Figura 6.- Simulación en curva. Superficie 0.8. (a) Velocidad longitudinal y lateral. (b) Deslizamiento longitudinal. (c) Fuerzas longitudinales. (d) Fuerzas laterales. (e) Fuerzas verticales. (f) Coeficiente fricción

Finalmente, el índice ICC y el deslizamiento óptimo para ambas simulaciones son incluidas en la figura 7. Se puede observar que el algoritmo para la estimación del tipo de carretera puede detectar cambios imprevistos en las condiciones de adherencia.

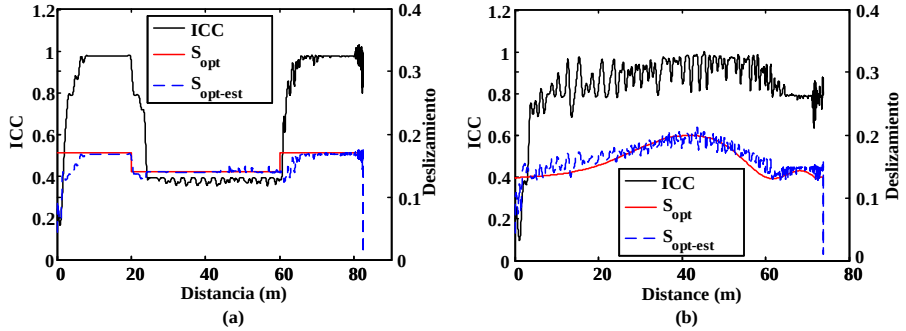


Figura 7.- Estimación del tipo carretera y del deslizamiento óptimo. (a) Simulación línea recta. (b) Simulación en curva.

El funcionamiento de sistema de predicción de las condiciones de adherencia fue evaluado usando un vehículo sensorizado (ver figura 8). El vehículo fue equipado con sensores para medir las variables implicadas en los procesos de frenada y aceleración.

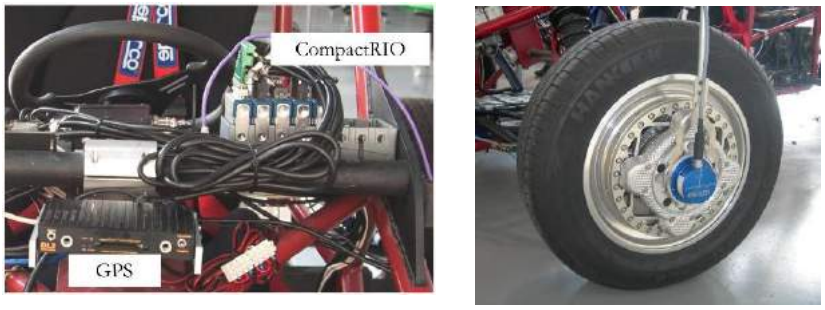


Figura 8.-Vehículo sensorizado. Sistema de adquisición de datos y sensor de fuerzas (derecha)

Ensayos en línea recta fueron llevados a cabo sobre asfalto seco y mojado. El pedal del freno fue progresivamente presionado hasta alcanzar la máxima presión de frenado, permaneciendo en esta posición hasta la parada del vehículo.

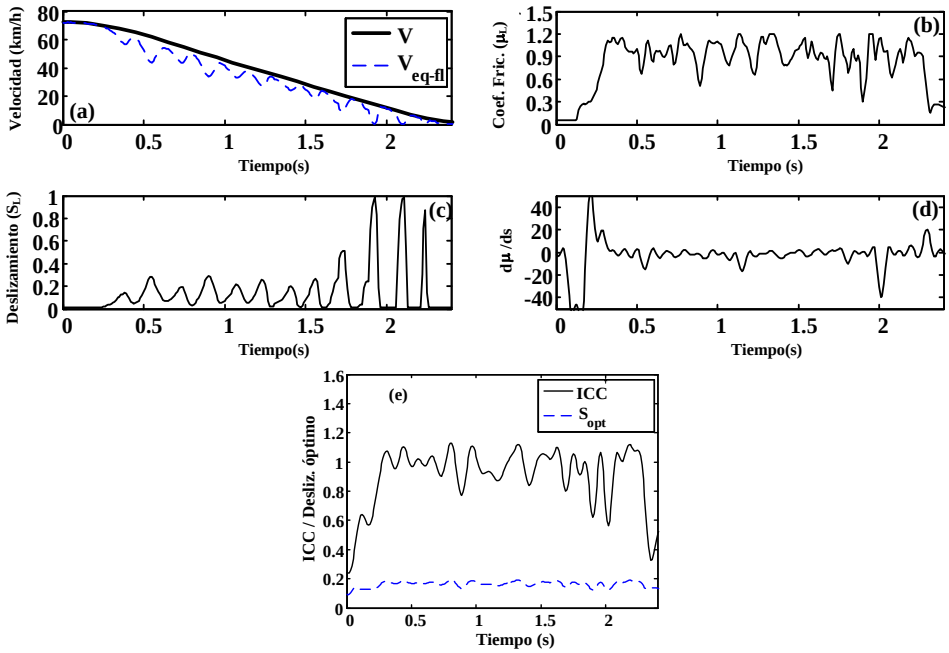


Figura 9.- Asfalto seco. (a) Velocidad. (b) Coeficiente fricción. (c) deslizamiento. (d) Pendiente μ-s. (e) Estimación ICC y deslizamiento óptimo

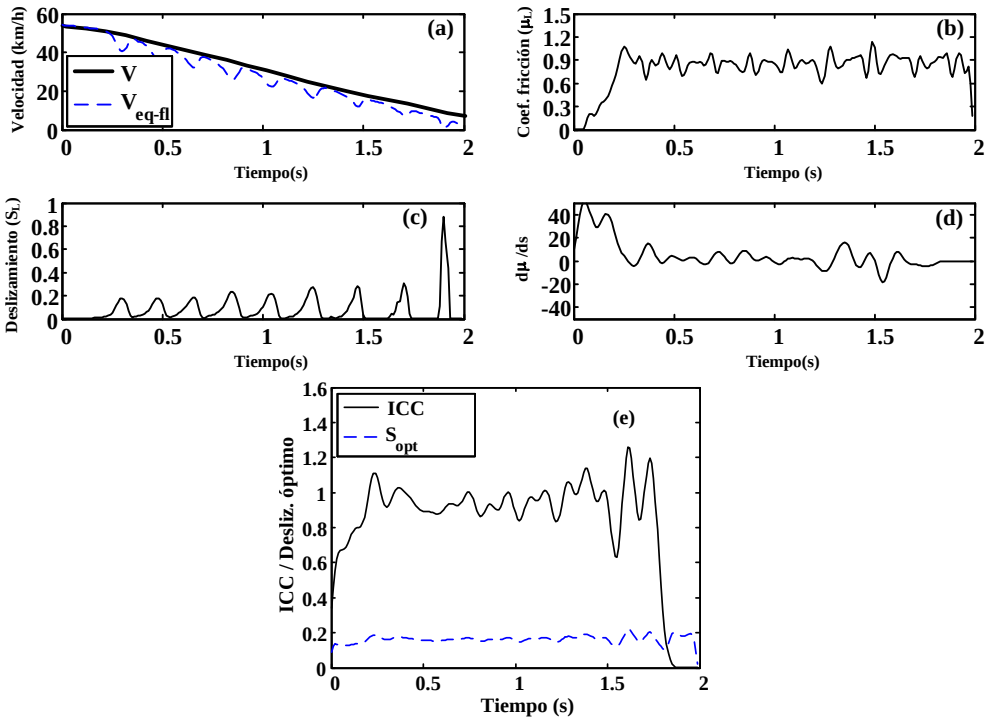


Figura 10.- Asfalto mojado. (a) Velocidad. (b) Coeficiente fricción. (c) deslizamiento. (d) Pendiente μ-s. (e) Estimación ICC y deslizamiento óptimo

6. Conclusiones

Este trabajo presenta un algoritmo de estimación de parámetros para obtener el deslizamiento y el coeficiente de fricción y con estos datos dar un valor de las condiciones de la carretera y del deslizamiento óptimo. Estos parámetros son fundamentales para los sistemas de seguridad activa o en los procesos de conducción automática, ya que puede hacer que estos sistemas reaccionen más rápido ante situaciones de peligro. Los resultados obtenidos demuestran el funcionamiento del método propuesto, los cuales han sido llevados a cabo mediante simulaciones y ensayos experimentales.

7. Agradecimientos

Este trabajo ha sido llevado a cabo en parte por el proyecto de investigación del Ministerio de Ciencia e Innovación TRA2015-67920-R

8. Referencias

[1] J. Casselgren, M. Sjödahl, J. LeBlanc. Angular spectral response–from covered asphalt. Appl. Optics 2007, 46, 4277-4288.

[2] M. Yamada, K. Ueda, I. Horiba, S. Tsugawa. Yamamoto, S. Road surface condition detection technique based on image taken by camera attached to vehicle rearview mirror. Rev. Automot. Eng. 2005, 26, 163–168.

[3] K.B. Singh, M.A. Arat, Taheri, S. An intelligent tire based tire-road friction estimation technique and adaptive wheel slip controller for antilock brake system. J. Dyn. Syst. Meas. Control 2013, 135, 1-26.

[4] U. Eichhorn, J. Roth. Prediction and monitoring of tyre/road friction. XXIV FISITA Congress London, United Kingdom, 7-11 June1992.

[5] Castillo, J.J., Cabrera, J.A., Guerra, A.J. and Simon, A. A novel electro-hydraulic brake system with tire-road friction estimation and continuous brake pressure control. IEEE Transaction on Industrial Electronic, Vol. 63, pp. 1863-1875, 2016.

[6] Castillo, J.J., Cabrera, J. A., Guerra, A.J. and Carabias, E. Robust road condition detection system using in-vehicle standard sensors. Sensors, Vol. 15, pp. 32056-32078, 2015.

Evaluación de algoritmos de control para sistemas ABS en motocicletas

J. J. Castillo Aguilar[1], J. A. Cabrera Carrillo[2], A. J. Guerra Fernández[3], Enrique Carabias[4]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. juancas@uma.es

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. jcabrera@uma.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. ajguerra@uma.es

4Dpto. de Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos. Universidad de Málaga. eca@uma.es

El sistema de frenado es probablemente el equipamiento de seguridad activa más importante de los vehículos automóviles. La implantación de sistemas de control de frenado y tracción y el esfuerzo científico se están centrando mayoritariamente en los vehículos de cuatro ruedas, siendo escasa la implantación de estos tipos de sistemas en motocicletas, debido a una mayor complicación en el desarrollo y funcionamiento correcto de estos sistemas. Esto repercute en un mayor número de accidentes en los que la motocicleta está involucrada, especialmente cuando el conductor no tiene suficiente experiencia en su conducción. En este trabajo se presentarán los resultados obtenidos en simulaciones realizadas con BikeSim® con diferentes algoritmos de control de ABS para motocicletas. Entre los algoritmos evaluados se encuentran controles basados en PI, en modo deslizante y en lógica borrosa. Además, se incluye una comparativa con un algoritmo basado en un sistema comercial y con una motocicleta sin ABS. Dentro de las tipologías estudiadas se aprecia que los sistemas ABS convencionales reducen la distancia de frenado, sin embargo, no son suficientemente óptimos

1. Introducción

El sistema de frenado es probablemente el equipamiento de seguridad activa más importante de los vehículos automóviles. En la actualidad la mayoría de los fabricantes ofrecen entre las opciones de equipamiento de sus vehículos numerosos dispositivos relacionados con el equipo de frenos: sistemas antibloqueo (ABS), control de tracción (TCS), control de estabilidad (ESP), frenos electrohidráulicos (EHB), distribución electrónica de frenada (EBD), sistemas de ayuda a la frenada de emergencia (BAS), etc. Todos estos sistemas mejoran la seguridad de una u otra manera en los procesos de frenada. La aparición de los sistemas antibloqueo de frenado supuso un avance fundamental por la mejora en la seguridad que aportan, sobre todo en condiciones de firme deslizante. Esta cualidad ha hecho que sean un elemento opcional en la mayoría de los vehículos, siendo incluso de incorporación obligatoria en muchos casos. Estos sistemas no han dejado de evolucionar desde sus orígenes, surgiendo constantemente nuevas versiones que superan a las ya existentes.

Es importante resaltar que la implantación de estos sistemas de control y el esfuerzo científico se están centrando mayoritariamente en los vehículos de cuatro ruedas, siendo escasa la implantación de estos tipos de sistemas en motocicletas. Esto es debido fundamentalmente a la complejidad de modelar el comportamiento dinámico de una motocicleta cuando realiza una maniobra en curva y establecer la lógica que controle una inestabilidad en el vehículo en maniobras realizadas en situaciones de baja adherencia, donde la ventaja conseguida con los sistemas ABS y TCS son fundamentales para garantizar la seguridad. Esto repercute en un mayor número de accidentes en los que la motocicleta está involucrada, especialmente cuando el conductor no tiene la suficiente experiencia en su conducción. Este hecho queda reflejado en los informes de siniestralidad que publica todos los años la DGT (Figura 1), donde cada año se ve incrementado el número de accidentes donde está implicada una motocicleta [1].

La reducción de la siniestralidad en motocicletas se considera un objetivo primordial por las instituciones encargadas de investigar y desarrollar sistemas que mejoren la seguridad activa en este tipo de vehículos. Entre los sistemas que más amplia implantación han tenido en motocicletas se encuentran los sistemas antibloqueo de frenos (ABS) [2][3], siendo los sistemas de control de tracción desarrollados en un tiempo posterior [4]. La optimización del funcionamiento de todos estos sistemas se consigue mediante el desarrollo de modelos y de algoritmos de control, la realización de pruebas en bancos de ensayo y su posterior comprobación en vehículos monitorizados.

Tipo de Vehículo	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014
Bicicleta	3%	3%	3%	3%	4%	4%	5%	6%	7%	8%
Ciclomotor	19%	18%	17%	15%	13%	11%	10%	9%	8%	8%
Motocicleta	13%	15%	18%	19%	20%	21%	22%	22%	22%	24%
Turismo	80%	79%	79%	79%	79%	80%	80%	80%	80%	77%
Vehículo mercancías	18%	18%	19%	17%	15%	15%	14%	14%	13%	16%
Autobús	2%	2%	2%	2%	2%	2%	2%	2%	2%	2%

Figura 1: Evolución de la distribución de los accidentes con víctimas por tipo de vehículo (% de accidentes con implicación de al menos un vehículo del tipo considerado).

En este trabajo se presenta en el segundo apartado una breve descripción de distintos algoritmos de control para sistemas ABS. Concretamente se han incluido un control PI, en modo deslizante y un control borroso. Adicionalmente se ha incluido un control basado en el algoritmo presentado por Bosch en [5]. El tercer apartado explica el cálculo de los parámetros no obtenibles mediante sensores a partir de un estimador de Kalman. Este estimador es de uso obligatorio al implementar los sistemas en una motocicleta real dado que no todos los parámetros necesarios para el funcionamiento de los algoritmos son medibles. En el cuarto apartado se incluyen simulaciones en las que los controles son comparados entre sí, con un control basado en el algoritmo presentado por Bosch y con el vehículo sin equipar un sistema avanzado de frenos. Para ello se han implementado los algoritmos en Simulink utilizando el software BikeSim®. Las simulaciones se han realizado en una motocicleta tipo Cruiser y otra tipo sport. Previamente a la realización de las simulacionese se han optimizado los parámetros necesarios para el correcto funcionamiento de cada uno de los algoritmos. Las conclusiones del trabajo y un breve resumen de los resultados obtenidos están incluidos en el quinto apartado.

2. Algoritmos de control

El objetivo de un sistema ABS es evitar el bloqueo de las ruedas en situaciones de frenada de emergencia. Con el fin de alcanzar dicho objetivo, existen multiples algoritmos que utilizan la combinación de las distintas variables que afectan al comportamiento de las ruedas para aplicar las acciones de control pertinentes. A continuación se describen algoritmos de control para sistemas ABS basados en PI, control deslizante, control difuso y convencional. La acción de control proporcionada en todos los casos por los algoritmos es la presión de frenado.

2.1. Control PI

Un controlador o regulador PI (Proporcional Integral) es un mecanismo de control por realimentación ampliamente usado para el control de sistemas, siendo el más empleado en la industria. En nuestro caso, se usará como se muestra en la figura siguiente, donde la entrada al PI es la señal de error, definida esta como la diferencia entre el deslizamiento óptimo para la superficie objeto de ensayo y el deslizamiento real en cada instante de tiempo.

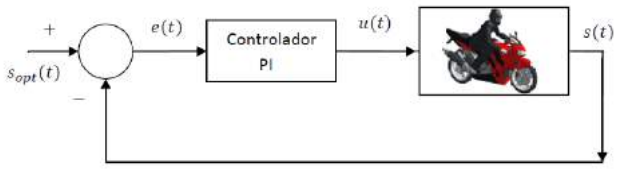


Figura 2: Control PI.

La ecuación básica que representa el controlador PI es la siguiente:

$$u(t) = k_p e(t) + \frac{1}{T_i}\int_0^t e(\tau)\,\mathrm{d}\,\tau \tag{1}$$

Donde e(t) viende dado por:

$$e(t) = s_{opt}(t) - s(t) \tag{2}$$

Los parámetros a obtener en este caso son el término proporcional, Kp, y el término integral, Ti, para los controladores de la rueda delantera y la trasera. Por tanto, habrá cuatro variables a optimizar. Para ello, se ha utilizado un algoritmo genético, el cual proporciona parámetros optimizados para cada superficie. Los valores obenidos fueron:

Tabla 1: Parámetros para control PI.

Tipo de motocicleta	Rueda	Kp	Ti
Cruiser	Delantera	90	0.2
Cruiser	Trasera	106	0.1
Sport	Delantera	40	421
Sport	Trasera	106	145

Por último indicar que también se ha simulado un control PID, sin embargo se observó que la acción derivativa no proporcionaba ninguna ventaja evidente al control.

2.2. Control deslizante

El siguiente algoritmo, extraído de [6], está basado en el deslizamiento del neumático. El controlador ABS de la moto ajusta el par de frenado para conseguir que el deslizamiento se aproxime al deslizamiento óptimo en las condiciones establecidas. De esta forma, el par de frenado varía según el error entre el deslizamiento en un tiempo t y el deslizamiento óptimo. El control en modo deslizante de la rueda delantera está diseñado con el error y el coeficiente de adherencia de las ruedas en un tiempo determinado, de forma que ajuste el par de frenado para que el error sea cero. En este caso, se define una superficie de deslizamiento dada por:

$$s_f = e(t) + K_{1f}\int_0^t e(\tau)\,\mathrm{d}\tau \tag{3}$$

Utilizando el modelo dinámico de la motocicleta, se llega a que el par de frenado que puede hacer que el error sea 0 es:

$$T_{bfeq} = -\hat{b}_f^{-1}(\hat{\lambda}_f - \dot{\lambda}_{fo} + k_{1fef}) \tag{4}$$

Donde

$$g_f = \frac{\omega_f R a_x}{v_x^2} + \frac{f_1 - \frac{mgR\sigma_v L_r v_x}{L} + \sigma_\omega \omega_f R}{J v_x}, \qquad bf = \frac{R}{J v_x} \tag{5}$$

Y el ^ indica que los parámetros no son exactos y que dependen de un error variable. Para que el sistema sea estable y alcance la superficie se debe añadir un término de compensación del error:

$$T_{bfrb} = -\hat{b}_f^{-1} K_{2f}\, sgn(s_f) \tag{6}$$

Con el adecuado factor K_{2f}, el sistema alcanzará gradualmente de forma estable la superficie de control. Este factor se calcula utilizando la teoría de estabilidad de Lyapunov.De forma análoga se calcula el par de frenado de la rueda trasera.

En este caso, los valores de K_{1f} utilizados son:

Tabla 2: . Parámetros para control deslizante.

Tipo de motocicleta	Rueda	K1
Cruiser	Delantera	450
Cruiser	Trasera	100
Sport	Delantera	20
Sport	Trasera	20

2.3. Control borroso

Este algoritmo de control está basado en [7]. El bloque borroso utilizado tiene como variables de entrada el error de deslizamiento en función del tiempo y la diferencia de dicho error:

$$e(t) = s_{opt} - s(t) \tag{7}$$

$$diferror(t) = e(t) - e(t-1) \tag{8}$$

En función de los valores calculados, se obtendrá como salida un variable que hemos denominado $multipres$ y que es un factor multiplicador de la presión de frenado aplicado en el instante anterior.

Sin embargo, la presión a aplicar por el sistema de frenado no podrá ser nunca inferior a un determinado valor. Esto es debido a que si en algún momento el valor de multipres llegase a 0 imposibilitaría que el sistema pudiese aumentar la presión de nuevo. Tampoco puede superar la presión máxima soportable por el sistema de frenos.

Con ello, se definen cinco funciones de pertenencia para la variable de entrada *error*, siendo las cinco de ellas trapezoidales. Para la variable *diferror* se seleccionan dos funciones trapezoidales y tres triangulares. El rango de la variable de salida, *multipres*, estará cubierto por seis funciones de pertenencia, cinco triangulares y una trapezoidal (Figura 3).

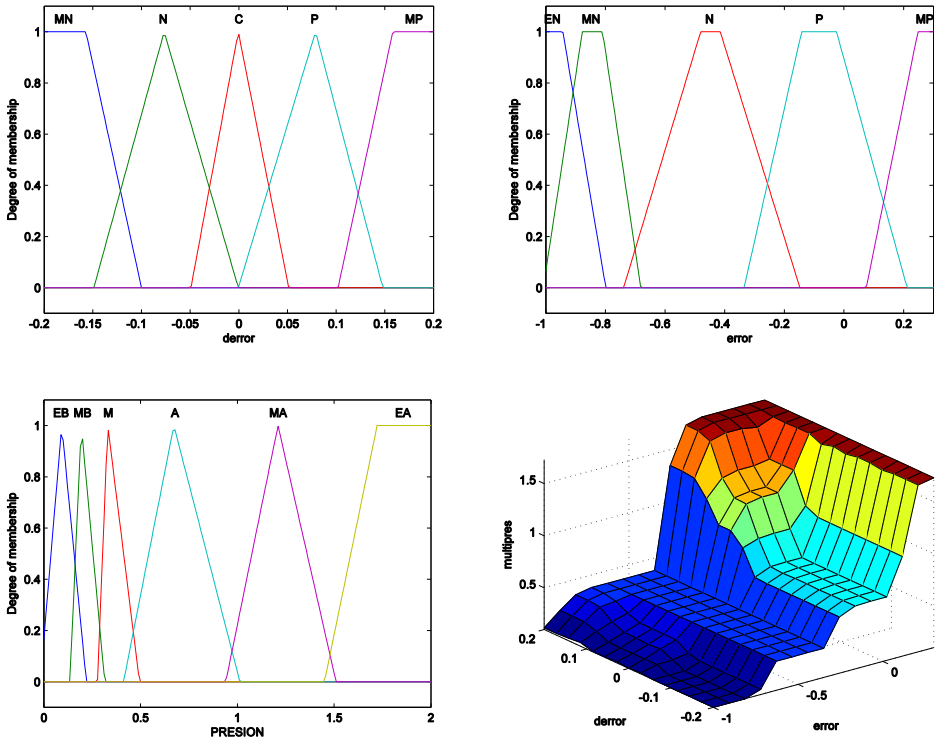


Figura 3: Funciones de pertenencia de bloque multipres para la moto deportiva y cruiser.

Además de lo ya comentado, es preciso introducir para la moto de categoría deportiva un control para la rueda delantera. Debido a la alta tendencia de este tipo de motos a bloquear la rueda delantera y a girar sobre sí misma (hacer un invertido) se ha creado un control para que limitar el ángulo de cabeceo durante toda la frenada. Así, al igual que en el caso anterior, la salida del bloque fuzzy será un multiplicador sobre la presión de frenado. El objetivo es reducir la presión una vez se detecte un máximo de cabeceo. Según las pruebas realizadas, se ha detectado ese máximo en unos 6°.

$$P(t) = multipres \cdot multicab \cdot P(t-1) \tag{9}$$

Donde *multicab* es el multiplicador del ángulo de cabeceo.

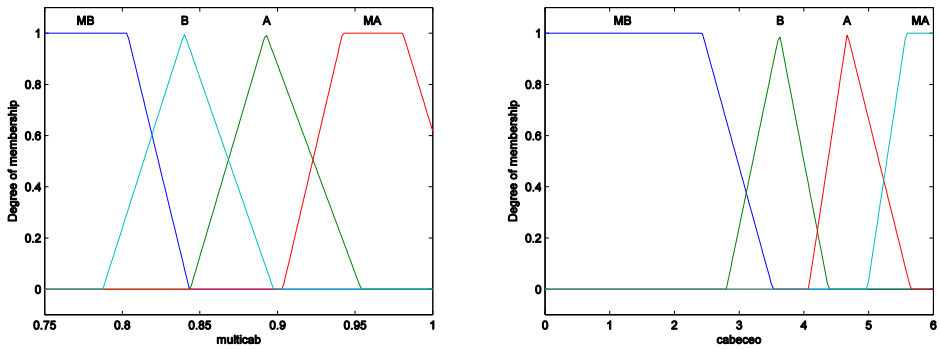


Figura 4: Funciones de pertenencia del bloque multicab para la moto deportiva.

El rango establecido para la variable *ángulo de cabeceo* es de [0, +6] siendo 6 el máximo admisible sin que gire. La variable de salida *multicab* está acotada entre [0, 1] ya que trata de reducir la presión de salida del bloque anterior. Se definen para el *cabeceo* cuatro funciones de pertenencia, dos triangulares y dos trapezoidales. Para la variable de salida *multicab*, dos triangulares y dos trapezoidales (Figura 4).

2.4. Control convencional

El algoritmo convencional se ha programado según la información contenida en [5] mediante el control del deslizamiento y la deceleración periférica de la rueda como criterios para la determinación del bloqueo de la rueda. La Figura 5 reproduce el diagrama de estados de este algoritmo de control.

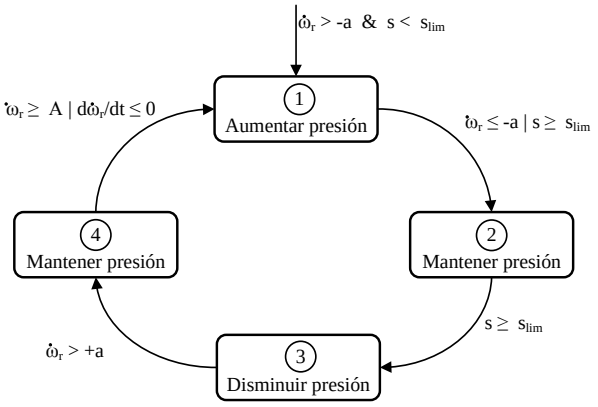


Figura 5: Diagrama de estados del ABS convencional.

Los parámetros del algoritmo son variables en todas las condiciones. Así, dada la dificultad de obtener unos parámetros óptimos para todos los tipos de condiciones a los que un piloto podría hacer frente, en el presente trabajo se proponen unos parámetros satisfactorios para todas las condiciones, es decir, sin ser óptimos ofrecen unos buenos resultados de distancia de frenado.

Los valores obtenidos para estos parámetros son los que se presentan en la siguiente tabla, donde aparecen los relativos a una moto deportiva y una cruiser.

Tabla 3: Parámetros para control convencional.

Tipo de motocicleta	Rueda	A	+a	-a
Cruiser	Delantera	12	-33	-138
Cruiser	Trasera	44	-86	-141
Sport	Delantera	-10	-11	-12
Sport	Trasera	10	-15	-120

3. Estimación mediante Filtro de Kalman

Se ha utilizado un filtro de Kalman Extendido de Kalman (EKF) para obtener la velocidad longitudinal de la moto los esfuerzos longitudinal en los neumáticos y el ángulo de cabeceo. Dicho algoritmo es similar al descrito en [8]. Dicho algoritmo hace uso del siguiente modelo simplificado de motocicleta:

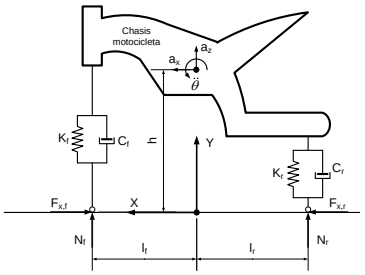


Figura 6: Modelo simplificado de la motocicleta.

Las ecuaciones que rigen la dinámica del vehículo son:

$$Ma_x = M\left(\ddot{x} + \dot{\theta}\dot{z}\right) = F_{xr} - C\dot{x}^2 \tag{10}$$

$$Ma_z = M\left(\ddot{z} - \dot{\theta}\dot{z} + g\right) = N_f + N_r \tag{11}$$

$$I_y\ddot{\theta} = N_r l_r - N_f l_f - F_x z \tag{12}$$

Donde M es la masa de la motocicleta, a_x y v_x son la aceleración longitudinal y la velocidad respectivamente y $\dot{\theta}$ es la velocidad de cabeceo. $F_{x,r}$ es la fuerza longitudinal de la rueda trasera, $F_{x,f}$ la fuerza resistente a la rodadura y C el coeficiente aerodinámico. N_f y N_r son las fuerzas verticales en la rueda delantera y trasera respectivamente.

En este caso los valores del vector de variables de estado son:

$$x(k) = \begin{bmatrix} F_{x,r}(k) \\ N_r(k) \\ N_f(k) \\ v_x(k) \end{bmatrix} = f_{k-1}(x_{k-1}) = \begin{bmatrix} F_{x,r}(k-1) \\ N_r(k-1) \\ N_f(k-1) \\ v_x(k-1) + \Delta t\left(\dfrac{F_{x,r}(k-1) - Cv_x^2(k-1)}{M}\right) \end{bmatrix} \tag{13}$$

Donde se ha usado un "random walk" de primer orden para la estimación de la fuerza tractora, las cargas verticales de ambas ruedas y el par.

El vector de medidas resultantes es:

$$j(k) = \begin{bmatrix} a_x(k) \\ a_z(k) \\ \ddot{\theta}(k) \end{bmatrix} = h_k(x_k) = \begin{bmatrix} \dfrac{F_{x,r}(k) - Cv_x^2(k)}{M} \\ \dfrac{N_f(k) + N_r(k) - Mg}{M} \\ \dfrac{N_r(k)l_r - N_f(k)l_f - \left(F_{x,r}(k)\right)z(k)}{I_y} \end{bmatrix} \tag{14}$$

Con estos valores estimados es posible estimar el deslizamiento y el coeficiente de fricción a partir de las siguientes ecuaciones. El ángulo de cabeceo es requerido para garantizar la estabilidad de la motocicleta durante el proceso de frenado.

$$s_{k,est} = 1 - \frac{v_k(k)}{w_r(k).R_r} \tag{15}$$

$$\mu_{k,est} = \frac{F_{x,r}(k)}{N_r(k)} \tag{16}$$

4. Simulaciones

Se han realizado simulaciones con diversas superficies y velocidades iniciales. Se presentan los resultados sobre asfalto seco, asfalto mojado, gravilla mojada y multi-superficie en línea recta con velocidades iniciales de 80, 60, 50 y 80 km/h respectivamente. En todos los casos la velocidad final es 10 km/h. El ensayo se desarrolla sobre tres superficies diferentes: asfalto seco, asfalto mojado y gravilla mojada. Los cambios de superficie se realizan a los 10 metros de frenada y a los 20, de forma que en el intervalo [0, 10] se circula sobre asfalto seco, en [10, 20] sobre asfalto mojado y en [20, ∞] sobre gravilla mojada, donde ∞ simboliza la distancia en la que se llega a 10 km/h.

A modo de ejemplo, se muestran los resultados obtenidos en la simulación realizada con el control borroso implementado en la motocicleta cruiser y sport en asfalto seco a 80 km/h. Las distancias de frenado en cada caso fueron 24.77 y 28.57 m. respectivamente. Es de apreciar que la motocicleta sport no alcanza el mismo rendimiento que la cruiser debido a su tendencia a rotar sobre la rueda delantera (por su menor distancia entre ejes) en caso de fuertes frenadas. Para evitar el invertido, el control del cabeceo reduce la presión en la rueda delantera, lo que mejora la seguridad.

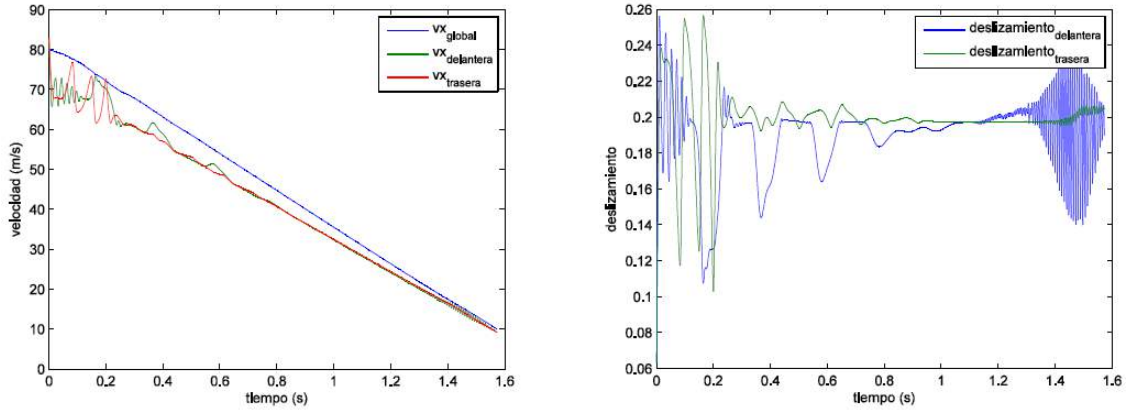


Figura 7: Velocidad y deslizamiento de la motocicleta cruiser con ABS con controlador borroso a 80 km/h y asfalto seco. (Distancia de frenado sin ABS: 30,61 m)

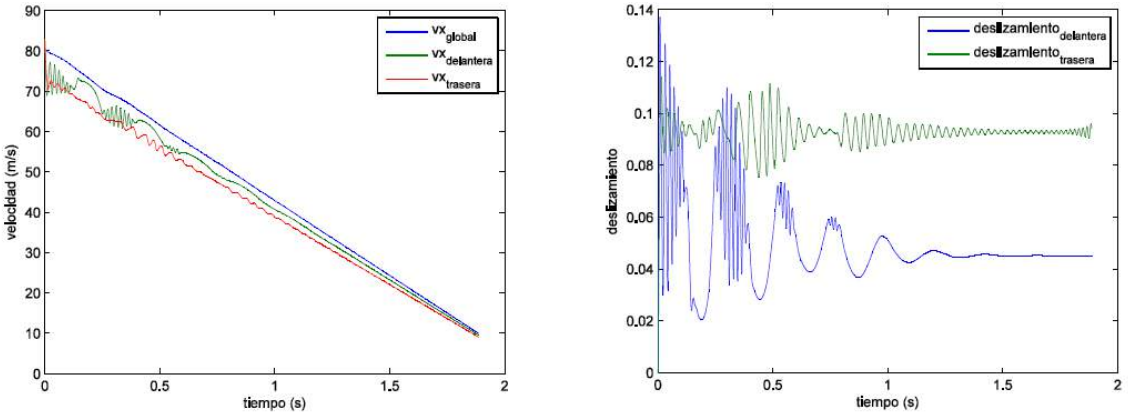


Figura 8: Velocidad y deslizamiento de la motocicleta sport con ABS con controlador borroso a 80 km/h y asfalto seco. (Distancia de frenado sin ABS: 30,61 m)

A continuación se muestran los resultados obtenidos para los cuatro casos propuestos:

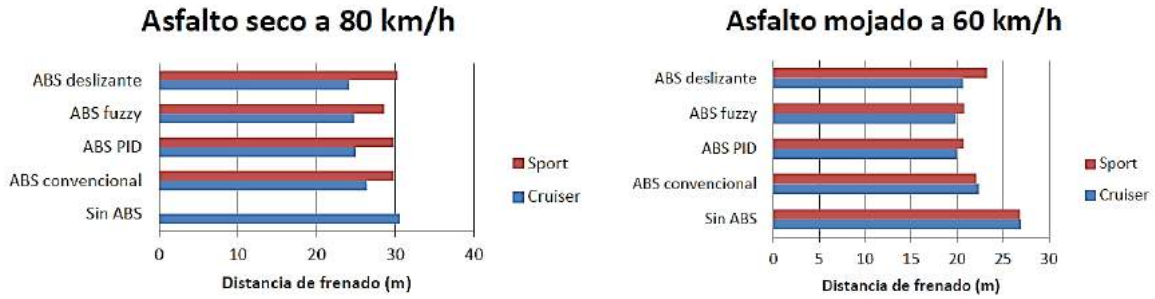


Figura 9: Gráfico comparativo con asfalto seco a 80 km/h y asfalto mojado a 60 km/h.

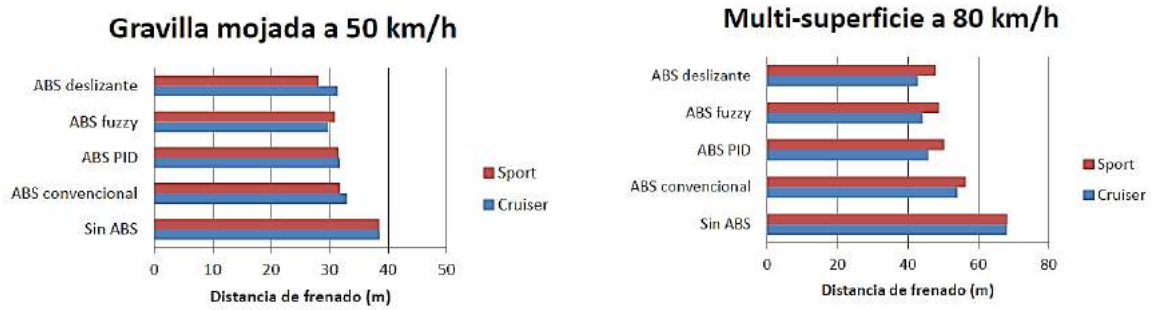


Figura 10: Gráfico comparativo con gravilla mojada a 50 km/h y multi-superifice a 80 km/h.

Se aprecia cómo en asfalto seco los algoritmos que mejores resultados dan son el control borroso y el modo deslizante. Además, es clara la corrección necesaria del control ABS para la motocicleta sport, que ante situaciones de altas adherencias tiende a girar sobre sí misma. Esto provoca que se alargue la distancia de frenado en comparación con la motocicleta cruiser, que debido a su constitución es capaz de aprovechar mejor el par de frenado.

En el caso de asfalto mojado, el comportamiento del control en modo deslizante, borroso y PID es muy parecido observándose que la tendencia al giro de la motocicleta sport disminuye según se hace menor el coeficiente de adherencia.

Finalmente se aprecia la frenada en una situación de multi–superficie, donde el comportamiento del ABS de control borroso y en modo deslizante mejora al resto.

5. Conclusiones

Se ha verificado que el uso de los sistemas ABS minimiza sustancialmente la distancia de frenado y que, por tanto, mejora la seguridad en la conducción en vehículos de dos ruedas. Dentro de las tipologías estudiadas se aprecia que los sistemas ABS convencionales reducen la distancia de frenado, sin embargo, no son suficientemente óptimos.

De entre todos, los más representativos son los ABS con control borroso y los ABS con control en modo deslizante. El primero da un buen resultado en todas las superficies y en multi-superficie. Sin embargo, produce fluctuaciones que en determinados casos deberían ser estudiadas. En cuanto a los ABS con control en modo deslizante, se puede afirmar que tienen un buen potencial desde el punto de vista teórico. Consiguen una distancia de frenado mínima y con apenas fluctuaciones. Sin embargo, durante la implementación práctica en una motocicleta, se espera que sea un sistema sensible ante las entradas de variables de control. De esta forma, la dependencia con la estimación de parámetros será muy alta. Una mala estimación puede provocar que el sistema no sólo empeore su funcionamiento sino que además provoque un mal funcionamiento de los frenos.

A pesar de que la mejor opción es la del control fuzzy, según los resultados obtenidos, los sistemas de frenada ABS son mejorables por la simple modificación de los parámetros del mismo. Para ello, lo ideal sería una sintonización de dichos parámetros para cada vehículo e incluso una modificación dinámica de los mismos en el que se contemplen las distintas superficies donde el vehículo puede circular.

6. Referencias

[1] Las principales cifras de la siniestralidad vial. España 2014. Dirección General de Tráfico.

[2] T. Wakabayashe, T. Matsuto, K. Tani and A. Ohta. Development of motor actuated antilock brake system for light weight motorcycle. JSAE review, 19:4, (1998), 373-377.

[3] R. J. Miennert. Antilock Brake System Application to a Motorcycle Front Wheel. SAE Preprints, vol. n 740630. (1974).

[4] M. Tanelli, C. Vecchio, M. Corno, A. Ferrara and S. Savaresi. Traction Control for Ride-by-Wire Sport Motorcycles: A Second-Order Sliding Mode Approach. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 56:9, (2009), 3347-3356.

[5] Bosch. Sistemas de freno convencionales y electrónicos. 3ª ed. Alemania: Robert Bosch GmbH, 2003. ISBN: 3-934584-61-6.

[6] Xiangwen Zhang, Yong Xu, Ming Pan, Fenghua Ren. A vehicle ABS adaptative sliding-mode control algorithm based on the vehicle velocity estimation and tyre/road friction coefficient estimations.. School of Electronic Engineering and Automation, Guilin University of Electronic Technology, (2014), 477-501.

[7] J.J. Castillo, J.A. Cabrera, A.J. Guerra, A. Simon, A Novel Electro-Hydraulic Brake System with Tire-Road Friction Estimation and Continuous Brake Pressure Control. IEEE Trans. on Ind. Electr. 63:3, (2016), 1863-1875.

[8] J.A. Cabrera Carrillo, J. J. Castillo Aguilar, P. Urda Gómez. Control de tracción para motocicleta mediante control borroso. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. Málaga, España (2014).

Estudio del comportamiento de un sistema salvacunetas para mejorar la seguridad vial

D. García-Pozuelo[1], A. Quesada[1], S. Sanz[1], J.L. San Román[1], V. Díaz López[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles (ISVA).

Universidad Carlos III de Madrid

Email: dgramos@ing.uc3m.es, alejandro@ing.uc3m.es, ssanz@ing.uc3m.es, jlsanro@ing.uc3m.es, vdiaz@ing.uc3m.es

Las carreteras convencionales españolas se caracterizan por la elevada existencia de accesos a fincas particulares privadas y a caminos públicos que, debido a que interceptan la cuneta, obligan a la instalación de una obra de drenaje transversal a dicho acceso para salvar el paso de la cuneta, lo que se conoce como paso salvacunetas.
Algunos sistemas afectan, directa o indirectamente, de manera crítica a la seguridad del vehículo y sus ocupantes. Es por esto que resulta de gran importancia analizar dichos elementos con el fin de diseñarlos, fabricarlos y mantenerlos en óptimas condiciones de seguridad.
A la vista del problema, surge la necesidad de la obtención de una solución para reducir la siniestralidad de este tipo de accidentes. La empresa Tubyder, en colaboración con el ISVA (Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles) ha diseñado y desarrollado una pieza prefabricada de hormigón que ayuda al vehículo a sobrepasar el paso salvacunetas, reduciendo la peligrosidad de una salida de vía en este tipo de tramos de carretera.
A partir del diseño básico propuesto por la empresa, se han realizado diversos análisis mediante simulación dinámica del vehículo completo, utilizando CarSim™, y análisis mediante elementos finitos del dispositivo diseñado, utilizando LS-Dyna™.

1. Introducción

Las carreteras convencionales españolas se caracterizan por la elevada existencia de accesos a fincas particulares y a caminos públicos que, debido a que interceptan la cuneta, obligan a la instalación de una obra de drenaje transversal a dicho acceso para salvar el paso de la cuneta, lo que se conoce como paso salvacunetas.

Al solucionar un problema hidráulico en el paso se crea un obstáculo en la cuneta. Esto puede dar lugar a accidentes, ya que, en caso de salida de vía, un vehículo puede llegar a colisionar frontalmente con el paso salvacunetas, tal y como muestran las imágenes de la figura 1.



Figura 1. Imágenes de siniestros con colisión contra pasos salvacunetas [1].

Para ver la incidencia que tienen los accidentes provocados por este hecho resulta conveniente revisar las estadísticas publicadas por la Dirección General de Tráfico (DGT) en el periodo 2004-2014 [1]. Dichas estadísticas muestran que la salida de la vía es el caso de mayor incidencia, con un 37 % del porcentaje total de accidentes (ver Tabla I).

Tabla I. Analisis de sinestralidad 2004-2013 [1]

Tipología	Año 2013		Periodo 2004-2013	
	Cantidad	Porcentaje	Cantidad	Porcentaje
Salida de la vía	**441**	**36%**	**9.218**	**37%**
Colisión frontal	214	17%	4.388	18%
Colisión lateral y frontolateral	184	15%	4.546	18%
Colisión trasera y múltiple	132	11%	2.193	9%
Atropello a peatón*	135	11%	2.196	9%
Vuelco	26	2%	475	2%
Otro tipo de accidente	98	8%	1.725	7%
Total	1.230		24.741	

Dentro de las salidas de vía, los accidentes con la cuneta y/o contra el salvacuentas están incluidos en los apartados “Choque con cuneta o bordillo” y “Otro tipo de choque” respectivamente, suponiendo entre un 10% y un 28% del total. Además, resulta necesario tener en cuenta que estas colisiones tienen asociado un elevado índice de letalidad, alcanzando un valor de 3.1 fallecidos por cada 100 accidentes por salida de vía, según los datos recogidos por la DGT. Asimismo, estos accidentes conllevan un alto costo, con valores superiores a 1.370.000 € por fallecido.

El problema de seguridad asociado a los pasos salvacunetas ha llevado a las administraciones públicas de algunos países a plantear diversas soluciones, incluyendo el desarrollo de normativa específica para este tipo dispositivos. No obstante, esta normativa resulta muy general y posibilita la utilización de dispositivos de muy diferentes índole. Partiendo de toda esta información, este estudio se plantea con el objetivo de diseñar y optimizar un dispositivo salvacunetas que permita evitar o reducir las consecuencias de un impacto frontal contra un paso salvacunetas. Para ello se ha diseñado un sistema prefabricado que, con el mínimo coste posible, sea adaptable e instalable en diferentes tipos de cuneta.

2. Análisis y evaluación de soluciones existentes

La información bibliográfica concerniente a este tipo de dispositivos es escasa [2-4], destacando los estudios realizados por el Departamento de Transporte del estado de TEXAS desde 1981 [5]. Para la realización de dichos estudios se utilizan tanto simulaciones como ensayos con vehículos reales de 1023kg y 2043Kg circulando a 80km/h. Básicamente, las características que consideran exigibles para este tipo de dispositivos salvacunetas son las siguientes:

- La pendiente más adecuada para este tipo de dispositivos tendría una relación de aspecto: 1-vertical/6-horizontal.

- La colocación de los tubos transversales debe garantizar una separación suficiente para evitar su rápida obturación. Asimismo, la separación máxima no debe superar 600mm para evitar el vuelco del vehículo.

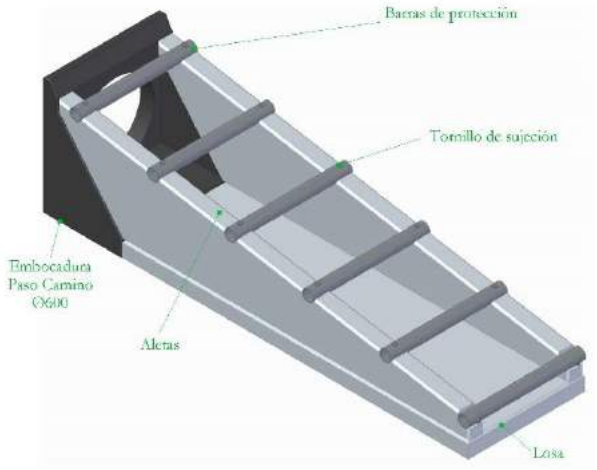
En el caso de la legislación española no existe un dispositivo normalizado para la protección de pasos salvacunetas, por lo que diferentes administraciones autonómicas han adoptado distintas soluciones al respecto, existiendo una gran heterogeneidad en los dispositivos instalados. Esto ha hecho necesario un primer análisis de los principales dispositivos existentes, ver figura 2.



Figura 2: Imágenes de dispositivos de protección para pasos salvacunetas.

3. Solución propuesta: diseño del dispositivo

El dispositivo diseñado por la empresa *Tubyder* es modular, de fácil transporte, adaptación e instalación, con capacidad de soportar los esfuerzos del impacto de un automóvil y de reducir la velocidad del mismo del modo más controlado y progresivo posible para proteger a sus ocupantes. Dichas características dinámicas son evaluadas y optimizadas en los apartados 4 y 5. Esto ha llevado a un diseño tal y como se muestra en las figuras 3 y 4.



- Espesor de aletas y losa de 130 mm.
- Talud 1:6
- Espaciamiento entre barras de 600 mm.
- Barras de acero galvanizadas de Φ 88,9 mm. (3.5 ”) y espesor 3.2 mm.
- Armadura en losa y aletas compuesta por mallas 15 x 15 Φ10
- Hormigón HA-30
- Recubrimiento de 25 mm.

Figura 3: Diseño del dispositivo para embocaduras de 600mm y 400mm de diámetro y relación de elementos que lo componen.

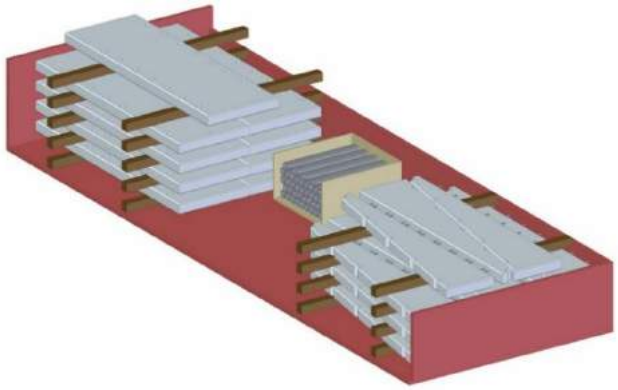


Figura 4: Esquema de transporte del dispositivo desmontado (9 unidades).

4. Estudio mediante simulación de la interacción entre salvacunetas y vehículos

4.1 Herramienta de simulación

La herramienta de simulación elegida para este estudio será CarSim™ [Mechanical Simulation Corp.] [6,7]. El programa es un estándar en la industria del automóvil, está desarrollado especialmente para la simulación de la dinámica de vehículos con neumáticos. Permite estudiar cómo los vehículos responden dinámicamente a acciones del conductor y del entorno (pavimento y viento), así como la obtención del mismo tipo de datos y gráficas que pueden medirse con sistemas de ensayo instalados en vehículos.

4.2 Vehículos de ensayo

Con objeto de hacer un estudio representativo para el mayor número de vehículos posible, se han realizado simulaciones con vehículos de los segmentos C y D, ya que la suma de ambos segmentos supone más del 60% de los vehículos del parque móvil español (ver figura 5).



(a) (b)

Figura 4: Vehículos seleccionados para la realización de ensayos: (a) vehículo del segmento D y (b) vehículo del segmento C.

4.3 Simulación y análisis dinámico de la interacción vehículo-salvacunetas

A partir del programa descrito, CarSim™, se han parametrizado los escenarios más probables en caso de salida de vía de los vehículos con el fin de analizar la influencia del dispositivo salvacunetas.

La primera simulación realizada tuvo como objeto el análisis del impacto más habitual cuando un vehículo sufre una salida de vía y queda atrapado en una cuneta: impacto frontal contra el paso salvacunetas. Para la simulación de este impacto se ha decidido establecer una velocidad inicial del vehículo de 64km/h. Esto se fundamenta principalmente en dos motivos:

- El límite de velocidad para las vías en las que existen este tipo de cruces y, por tanto, pueden ser instalados los dispositivos propuestos, es de 100km/h como máximo, siendo la velocidad más probable de impacto inferior a 70km/h.

- Por otra parte, los ensayos de impacto frontal realizados por "The European New Car Assessment programme, EuroNCAP" establecen una velocidad antes del impacto igual a 64km/h, ya que esta velocidad es estadísticamente representativa de la mayoría de estos impactos.

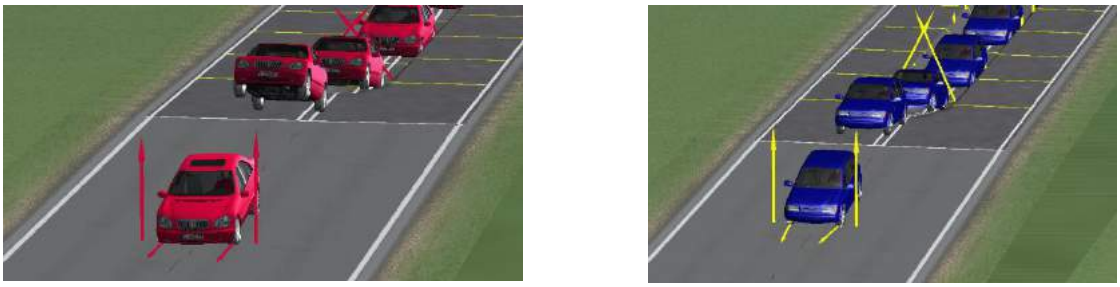
Con estas condiciones en el impacto se obtienen aceleraciones superiores a 450m/s^2. Estas aceleraciones son obtenidas en la posición del centro de gravedad del vehículo y resultan coherentes con los resultados obtenidos en ensayos realizados por EuroNCAP con vehículos similares.

Las aceleraciones máximas registradas en el impacto para los vehículos de ensayo seleccionados son 461 m/s^2 en el caso del segmento C y 468 m/s^2 para el segmento D.

A partir de esta información se va a proceder a simular el comportamiento de los vehículos al incluir en la cuneta el dispositivo propuesto. Una vez introducida la geometría del suelo y el dispositivo en el programa se procedió a valorar su influencia al seguir diferentes trayectorias cada vehículo.

Vehículo avanzando centrado sobre la cuneta y el dispositivo:

Tal y como se puede ver en la figura 5, el vehículo circula por el interior de la cuneta y llega al dispositivo salvacunetas con el centro de gravedad (cdg) alineado con el plano longitudinal medio del dispositivo. En este caso, teniendo en cuenta que el ancho de vía de cualquier vehículo de los segmentos C y D es mayor de 660mm y de 900mm (anchura total de los salvacunetas para tubos de 400 y 600mm de diámetro, respectivamente), lo que se puede apreciar es que el vehículo pasa con las ruedas a ambos lados del dispositivo, por lo que es la obra civil incluida en la instalación del dispositivo la que tendrá mayor influencia en el comportamiento del vehículo. Es decir, al no poder actuar el dispositivo (pasará entre las ruedas del vehículo) no absorbe energía y no contribuye a la reducción de velocidad.



(a) (b)

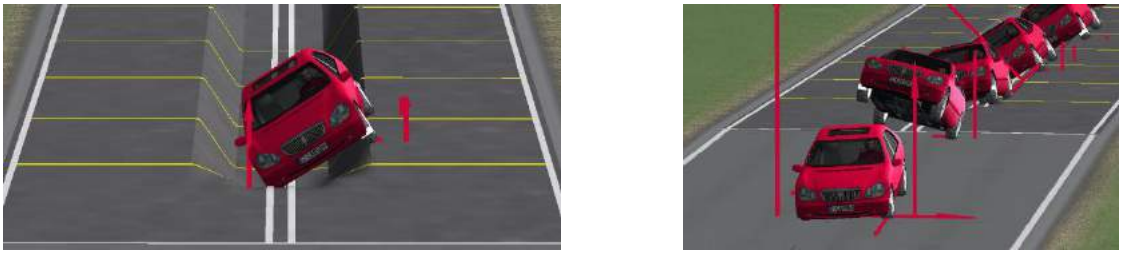
Figura 5: Vehículos a 64km/h circulando centrados con el plano longitudinal medio del dispositivo: (a) vehículo del segmento D y (b) vehículo del segmento C.

Se observa que el dispositivo actúa como rampa, dando lugar a que el vehículo se eleve hasta 1,4m sobre el suelo para el caso del vehículo del segmento D y 1,1m para el caso del vehículo del segmento C, recorriendo en el aire una distancia de 21m el primero y 17m el segundo. Las aceleraciones sufridas por los ocupantes del vehículo no superan en ningún caso los 60m/s^2 (esta aceleración se produce cuando el vehículo contacta con el suelo tras el "salto", siendo aproximadamente la misma para ambos vehículos), por lo que se reducirán drásticamente los daños sobre los ocupantes con respecto al impacto frontal. Por otra parte, al ser valores inferiores a 10g's (98m/s^2) el conductor, previsiblemente, no perderá la consciencia en el impacto, por lo que podría maniobrar, si el estado del vehículo lo permite, salir por su propio pie y señalizar la zona del siniestro.

Las fuerzas sufridas por el sistema de suspensión superan los 50.000N para el segmento D y 42.000N para el segmento C (siempre indicado en valores registrados por rueda). La magnitud de estos valores hace muy probable que se produzcan daños importantes en los vehículos.

Vehículo avanzando sobre la cuneta desplazado lateralmente con respecto al dispositivo:

Tal y como se muestra en la figura 6, el vehículo circula por el interior de la cuneta, pero en este caso está inclinado, ya que el conductor intenta sacarlo de la cuneta pero le resulta imposible (caso estadísticamente más probable según datos de la DGT [1]). En este caso, las ruedas del lateral (lateral derecho en el caso de las simulaciones) impactarán con el dispositivo. Se ha elegido para el estudio el caso de un impacto de la rueda con el punto medio del tubo, a la misma distancia de ambos anclajes (figura 6).



(a) (b)

Figura 6: Posición del vehículo del segmento D al contactar con el dispositivo salvacunetas: rueda centrada con el plano longitudinal medio del dispositivo (a) y secuencia completa del paso del vehículo a 64km/h en dicha posición (b).

Tal y como se puede observar en la figura 6 (rueda impactando con el punto medio del tubo inferior del dispositivo), también se puede apreciar que el dispositivo actúa como rampa, pero la elevación y longitud del salto son menores por la energía disipada al contactar con los tubos. Esto da lugar a que el vehículo se eleve hasta 1m sobre el suelo para el caso del vehículo del segmento D y 0,7m para el caso del vehículo del segmento C, recorriendo en el aire una distancia de 16m el primero y 11m el segundo. Las aceleraciones verticales alcanzan valores cercanos a 50m/s^2 y las fuerzas en los neumáticos son superiores a 50.000Npara el segmento D y 42.000 para el segmento C.

No obstante, dicha absorción de energía por deformación por parte de los tubos ha sido optimizada mediante el análisis del problema mediante elementos finitos, tal y como se detallará en la siguiente sección.

Vehículo girando antes del cruce y pisando parcialmente la cuneta:

En este caso el vehículo gira un poco antes de entrar en el cruce, introduciendo una rueda en dicha cuneta y pisando el dispositivo. En este caso el dispositivo evita que la rueda entre totalmente en un "agujero", produciendo un accidente y averiando gravemente al vehículo. Se observa que el comportamiento de ambos vehículos es equivalente, presentando valores de fuerzas y aceleraciones muy similares. Las fuerzas registradas son inferiores a 20.000N, en dirección vertical, y las aceleraciones verticales no superan los 28m/s^2

Análisis del comportamiento del vehículo al optimizar el dispositivo:

Todas las situaciones simuladas hasta este punto han sido realizadas considerando un dispositivo cuyos tubos presentaban unas características mecánicas y geométricas que permitían una escasa absorción de energía por deformación. Esto dio lugar a una optimización del dispositivo, principalmente mediante la reducción del espesor de tubo, que permite una mayor absorción de energía, es decir, una mayor reducción de velocidad en el vehículo. Los detalles de la optimización se explican con detalle en el punto 5.

Esto ha permitido conseguir una mejora en el comportamiento del dispositivo, manteniendo condiciones de mayor seguridad para los ocupantes del vehículo e, incluso, reduciendo los daños del vehículo.

Teniendo en cuenta la optimización del dispositivo se comprueba que el vehículo se eleva 0,5m (antes de la optimización eran 1m) y vuelve a contactar con el suelo 5m después de salir de la cuneta (11m menos). Además las aceleraciones registradas en este caso son 35m/s^2, inferiores a los 50m/s^2 registradas con el dispositivo inicial.

Las fuerzas sufridas por la suspensión también son notablemente inferiores, ya que no superan los 32.000N para el segmento D y los 27.000 para el segmento C. Con estos valores no se puede afirmar que el vehículo no sufra daños mecánicos, pero siempre serán de menor consideración que para aquellos casos en que se obtenían mayores fuerzas de impacto.

Análisis del comportamiento del vehículo con dispositivos de diferentes dimensiones:

Se ha podido comprobar que, manteniendo la relación de aspecto 1 vertical/6 horizontal, los resultados son igualmente satisfactorios para dispositivos diseñados tanto para tubo de paso de agua de 600mm como para tubo de 400mm. Las diferencias encontradas entre ambos dispositivos han sido en todos los casos inferiores al 10%.

5. Estudio mediante simulación de la interacción entre salvacunetas y vehículos

Los cálculos expuestos hasta el momento permiten asegurar que el dispositivo, aun comportándose como rígido, tiene un efecto muy positivo sobre la evolución del vehículo que se sale de la calzada. Se plantea en este punto la posibilidad de que la deformación de las barras por efecto del impacto de las ruedas del vehículo genere trabajo plástico del material (acero) resultando en una absorción de energía que disminuya aún más las consecuencias del accidente. Para ello se va a construir un modelo dinámico que simule el impacto de la rueda contra los tubos, tomando como punto de partida los datos obtenidos del estudio efectuado mediante CarSim^{TM}.

El diseño original planteado montaba tubos de diámetro exterior 89 mm y espesor de 5,5 mm. El impacto implica la aplicación de grandes fuerzas de contacto que se desarrollan y se extinguen en cortos intervalos de tiempo, lo que hace necesario que el cálculo sea dinámico y que, por tanto, se emplee un modelo constitutivo capaz de representar adecuadamente la influencia de la velocidad de deformación en el comportamiento del material. Por otro lado, si se pretende optimizar la aptitud del dispositivo para absorber la mayor cantidad posible de energía, será necesario que el modelo constitutivo presente adicionalmente capacidades para el cálculo en régimen plástico, porque si no se supera el límite elástico no habrá absorción de energía alguna.

De la amplia familia de modelos de material desarrollados para ser incorporados a modelos numéricos y aptos para la representación del comportamiento de metales, se ha elegido un modelo de plasticidad isotrópica bilineal.

Los parámetros de entrada necesarios para el modelo son:

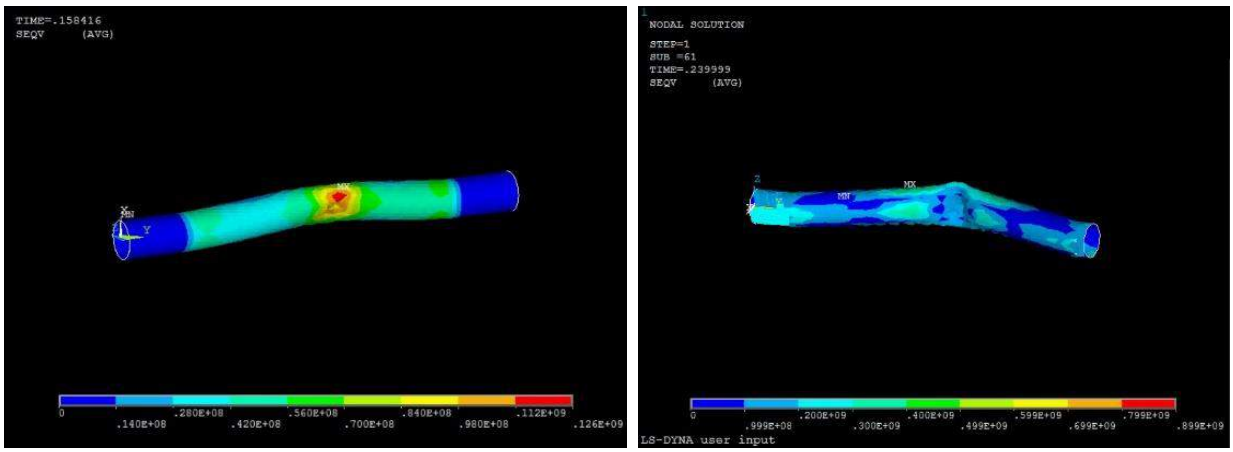
- Densidad del material: 7.800 kg/m3
- Módulo de Young: 210 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0,3
- Tensión del límite elástico: 358 MPa
- Módulo tangente: 355 MPa
- Parámetro de endurecimiento: 0 (comportamiento isotrópico)

Se ha considerado que emplear un modelo de material más complejo no arrojará resultados de mayor calidad por cuanto no se dispone de procedimiento para la adecuada caracterización de los parámetros definitorios del modelo. El modelo empleado no precisa del aporte de ningún parámetro que se desconozca.

Los cálculos previos revelaban que se llegaban a alcanzar fuerzas de contacto sobre el dispositivo de 30 kN, durante un periodo entre aplicación y retirada de unos 0,25 segundos. Mediante la aplicación de la evolución temporal de la carga de contacto se obtienen los resultados representados en la figula 10.

Se ha tenido en cuenta la situación más crítica para el dispositivo de las posibles simuladas en el apartado 4; vehículo del segmento D que impacta a 64 km/h con una rueda en el centro del tubo.

Como se puede apreciar la tensión máxima que se alcanza es de 126 MPa, muy por debajo del límite elástico del material, por lo que no se está aprovechando la capacidad del acero de absorber energía mecánica mediante trabajo plástico.



(a) (b)

Figura 10: Resultados en tensión y desplazamientos para el tubo con las dimensiones originales (a) y con las dimensiones optimizadas (b)

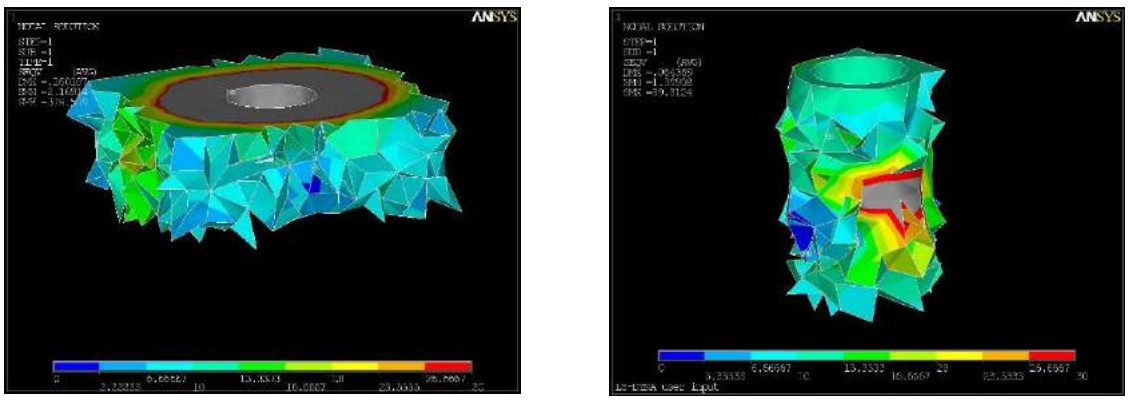
En este punto se inicia un proceso de optimización efectuando los mismos cálculos con diferentes geometrías de tubos, de entre los incluidos en el catálogo de Cotain S. A. (suministrador de los mismos para empresa Tubyder) llegándose a la conclusión de que con el tubo de diámetro exterior 89 mm y espesor de 3,2 mm se alcanzan deformaciones próximas al límite de rotura del material, llevando por tanto a la pieza al límite de absorción de energía de que es capaz.

Como puede apreciarse en la figura 10(b), las tensiones de 899 MPa superan ampliamente el límite elástico, incluso el límite de rotura en algunos puntos. El tubo no llega a partirse pero efectúa un intenso trabajo plástico quedándose deformado tras la retirada de la carga.

La energía necesaria para deformar el tubo en tales términos se ha cuantificado a partir del trabajo mecánico efectuado por la carga, y ha arrojafo valores próximos a los 4.000 J.

Cálculo de los anclajes

Para finalizar se ha estudiado la capacidad de la aleta de hormigón para alojar los casquillos de anclaje de los tubos soportando la reacción de estos al recibir el impacto de la rueda sin que se produzca el arrancamiento del casquillo por fallo en el hormigón.



(a) (b)

Figura 11: Distribución tensional en el hormigón, en las proximidades del anchaje.

(a) geometría original (b) geometría afectada

En el diseño inicial el anclaje estaba embebido a tan sólo 2 cm de la superficie de la aleta, y el análisis reveló que aparecía fallo del hormigón (resistencia 30 MPa) en un área amplia alrededor del casquillo, llegando a la superficie y no garantizando la integridad del anclaje (figura 11(a)).

Ante tal situación se decide ubicar el casquillo de anclaje a mayor profundidad en la aleta (5 cm en lugar de 2 cm) de modo que el espesor de hormigón encargado de absorber el par originado por la carga sea mayor y las tensiones se repartan mejor. Como se puede apreciar en las figuras 11(b) ahora la solución ya sí es aceptable, quedando la zona de hormigón afectada por altas tensiones reducida a un área pequeña alrededor del casquillo de anclaje.

6. Conclusiones

Las principales conclusiones alcanzadas en este proyecto se detallan a continuación:

- Al realizar las distintas simulaciones se ha podido comprobar que mediante el dispositivo propuesto es posible mejorar sustancialmente las condiciones de seguridad para los ocupantes de los vehículos, así como una reducción en los daños sufridos por los vehículos.
- El dispositivo propuesto permite evitar colisiones frontales cuyas deceleraciones pueden alcanzar valores superiores a 450m/s^2. Las mayores aceleraciones registradas en las simulaciones que incluían el dispositivo no superan los 60m/s^2.
- El comportamiento de los vehículos de segmento C y de segmento D en las condiciones ensayadas es muy similar. El vehículo del segmento C presenta aceleraciones menores a causa de su menor masa, que hace que la energía puesta en juego sea inferior. Esto ha permitido alcanzar conclusiones representativas para la mayor parte de los vehículos que componen el parque automovilístico español.
- Las dimensiones de los tubos (parte "fusible" del dispositivo) se han optimizado para la colisión de la rueda de un vehículo del segmento D de manera que se consiga la mayor absorción de energía posible y, por tanto, la mayor deceleración posible.
- Los tubos así diseñados deberán ser sustituidos después de haber recibido un impacto. No todos los tubos del dispositivo reciben impacto en caso de accidente, en la mayoría de supuestos sólo uno de los tubos (no necesariamente el primero) trabaja desde el punto de vista estructural.
- Los anclajes de los tubos en las aletas de hormigón tienen la resistencia suficiente para que, en las condiciones simuladas, sean capaces de sujetar los tubos impactados sin que el casquillo de anclaje se arranque. Es posible que el propio casquillo, así como el hormigón circundante, resulten dañados en algunos casos, lo que obligará a reparar la zona antes de la reposición.

7. Agradecimientos

El presente estudio ha sido desarrollado en colaboración con la empresa *Tubyder*. En particular, queremos agradecer su colaboración a Martín Pérez Ureña, Director de Calidad, por su ayuda en el proyecto.

8. Referencias

[1] Estadísticas e indicadores de accidentes de la Dirección General de Tráfico, http://www.dgt.es/es/seguridad-vial/estadisticas-e-indicadores/accidentes-30dias/tablas-estadisticas/ (Fecha de última consulta 03/06/2016).

[2] Powers, R.D., Hall, J.W., Hall, L.E. & Turner, D.S., The 'forgiving roadside' design of roadside elements. International Symposium on Highway geometric design practices, 1995

[3] Schoon, C., Roadside design for enhancing safety. Traffic Safety on Two Continents, Lisbon, 1997

[4] McGinnis, R.G., Strategic Plan for Improving Roadside Safety. NCHRP Web Document 33 (Project G17-13): Contractor's Final Report, February 2001.

[5] Texas Deparment of Transporation (TxDOT), http://www.txdot.gov/inside-txdot.html (Fecha de última consulta 03/06/2016).

[6] Mechanical Simulation Corporation, "CarSim™ Reference Manual", 2005.

[7] Sayers, M.W., Mousseau, C.W., Gillespie, T.D., Using simulation to learn about vehicle dynamics, International Journal of Vehicle Design, Vol. 29, Nos. 1 / 2, pp. 112-127,2002.

Nuevas metodologías para la inspección técnica del sistema de dirección

M. Mendoza Petit[1], D. García-Pozuelo Ramos[1], M.J.L. Boada V. Díaz López[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Instituto de Seguridad de los Vehículos Automóviles (ISVA). Universidad Carlos III de Madrid.*

E-mail: mmendoza@ing.uc3m.es, dgramos@ing.uc3m.es, mjboada@ing.uc3m.es, vdiaz@ing.uc3m.es

Los programas de inspección técnica de vehículos (ITV) tienen como principal objetivo garantizar la seguridad vial mediante la inspección periódica de los mismos. Para ello, los métodos de inspección técnica deben ser adaptados a las características de diseño de los vehículos, donde de manera objetiva se determine el correcto o incorrecto estado del vehículo inspeccionado. Actualmente, para la inspección técnica del sistema de dirección se aplica una metodología de inspección mecanizada basada en el alineador al paso para evaluar el estado de la alineación de un vehículo. Los límites establecidos por el manual de ITV tienen una base difusa que no parece representar con suficiente precisión las implicaciones dinámicas reales de los ángulos de dirección. Es por ello que en este artículo se analizan dichos límites de aceptación o rechazo, así como el comportamiento dinámico y las consideraciones geométricas (ángulo de convergencia) que llevaría a superar dichos límites. Por otra parte, se ha hecho un análisis de la adherencia detraída a causa de ángulos de convergencia inadecuados, con el fin de relacionar el ángulo de convergencia de un determinado vehículo con su comportamiento dinámico, manteniendo constantes el resto de parámetros. De este modo, se relaciona la medida en placa alineadora con el ángulo de convergencia y, este a su vez, con el comportamiento dinámico del vehículo.

1. Introducción

La alineación de las ruedas afecta a la maniobrabilidad y a la estabilidad lateral de un automóvil. Es decir, interviene de forma directa en el comportamiento dinámico del vehículo. Por este motivo resulta necesario que la revisión de las cotas de dirección del eje se realice periódicamente para garantizar que el comportamiento del vehículo cumple con los requisitos previstos en su homologación de tipo.

El desajuste de la alineación, o desalineación, de las ruedas puede ser causado por un golpe contra un bordillo o por pequeños golpes muy repetitivos como, por ejemplo, los elementos ralentizadores instalados en diversas vías. Incluso se puede desajustar la alineación del eje por entrar en un bache a elevada velocidad o en caso de colisión. Este desajuste ocasiona el desgaste prematuro e irregular de los neumáticos y una menor adherencia disponible. Además, aumenta la resistencia a la rodadura ocasionando mayor consumo de combustible y, por tanto, influye directamente en las prestaciones del vehículo.

1.1. Criterios existentes

Para garantizar la seguridad vial todos los vehículos matriculados o puestos en circulación deben someterse a una inspección técnica. La inspección técnica de los vehículos tiene por objeto comprobar si los mismos cumplen las condiciones técnicas exigidas para su circulación por las vías públicas. Los vehículos, en función de su masa máxima técnicamente admisible (MTMA), son inspeccionados con cierta periodicidad para garantizar que éstos presentan condiciones análogas a las de su homologación de tipo. La Directiva 2009/40/CE, relativa a la inspección técnica de vehículos, establece que se deben definir determinadas normas y métodos mínimos de inspección y que debe ser realizada de forma metódica y siguiendo normas de elevada calidad.

Actualmente se presentan dos métodos para la inspección del vehículo: la inspección visual, por medio de la observación de los órganos o elementos de que se trate, y en su caso de su funcionamiento; y la inspección mecanizada, realizada con ayuda de los equipos presentes en la estación. De no cumplirse con los estándares establecidos tras la inspección técnica, se establece una ponderación acorde a la gravedad del fallo. Se clasifican los defectos como defectos leves (DL), defectos graves (DG) y defectos muy graves (DMG).

El sistema de dirección es uno de los puntos que se revisa durante las Inspecciones Técnicas de Vehículos (ITV). El Reglamento General de Vehículos, Artículo 11.5 establece que “todo vehículo de motor debe estar provisto de

un mecanismo adecuado que permita al conductor mantener la dirección del vehículo y modificarla con facilidad, rapidez y seguridad" [1].

A su vez, el anexo I de la Directiva 2014/45/UE (relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE), hace constar que el sistema de dirección del vehículo debe ser inspeccionado mediante la alineación de las ruedas. El método recomendado es comprobar la alineación de las ruedas directrices con el equipo adecuado para determinar que su estado es aceptable [2]; tal y como se observa en la figura 1.

Elemento	Método	Causas de rechazo	Evaluación de las deficiencias		
			Leve	Grave	Peligrosa
2.4. Alineación de las ruedas (X)[2]	Comprobar la alineación de las ruedas directrices con el equipo adecuado.	Alineación no conforme con los datos o las especificaciones del fabricante del vehículo[1]. Afecta a la conducción en línea recta; altera la estabilidad de la dirección.	X	X	

[1]Las categorías de vehículos que están excluidas del ámbito de aplicación de la presente directiva figuran en el cuadro a título orientativo.
(X)[2] identifica aquellos puntos que están relacionados con el estado del vehículo y su aptitud para circular pero que no se consideran esenciales en una inspección técnica de vehículos.

Figura 1: Anexo I de la Directiva 2014/45/UE (relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE) [2].

Para cumplir con esta condición técnica, el Manual De Procedimiento De Inspección De Las Estaciones I.T.V. [3] en sus revisiones anteriores a la 8va revisión, solicita realizar la inspección a la desviación en ruedas. Para ello, sugiere el uso del alineador al paso o de un dispositivo adecuado. Para determinar la desviación en ruedas, el vehículo deberá pasar alineado por la placa, circulando a marcha lenta y se comprobará la desalineación de las ruedas del eje o de los ejes directrices.

Esta inspección deberá ser complementada con una inspección visual en foso o elevador, comprobándose desgastes irregulares en los neumáticos y el estado general de los órganos de dirección. Tras el paso del vehículo por la placa, para interpretar el defecto se establece "El vehículo presenta desalineación superior a 10 m/km en alguno de sus ejes directrices y se aprecia defecto de estado en la inspección en foso" se clasifica como defecto grave (DG) [4].

2. Desviación lateral en el ensayo con placa alineadora

2.1. Fundamentos de la medida de desviación lateral en el ensayo con placa alineadora

La placa alineadora registra el máximo desplazamiento lateral que experimentará una de las mitades del eje del vehículo al transitar en línea recta si su efecto no fuese contrarrestado por la otra mitad. La medida indicada por los alineadores al paso se encuentra habitualmente en m/km (en el Sistema Internacional). La medida de la desviación lateral, D_l, se obtiene a través de la ecuación 2, partiendo del desplazamiento lateral, d_l, que sufre la placa alineadora al rodar sobre ella y de su longitud, L_{placa} (ver figura 2(a)) [5].

$$D_l = \frac{d_l}{L_{placa}} \cdot 1000 \qquad (2)$$

De la trayectoria seguida por las huellas de contacto de ambas ruedas del eje delantero al pasar sobre el alineador al paso, se concluye que el desplazamiento, d_l, respecto de la placa alineadora se debe al ángulo de convergencia de la rueda que pasa sobre la placa. El desplazamiento, d_2, de la placa respecto al suelo se debe al ángulo de convergencia total (ver figura 2(b)). Es importante destacar que el volante va a tender a situarse en una posición que reparta el ángulo de convergencia total de un eje a partes iguales entre las dos ruedas, es decir, hasta encontrar el equilibrio de las fuerzas laterales. El desplazamiento lateral, d_l, antes mencionado, se ve anulado con el desplazamiento d_2, si el volante permanece fijo mientras se realiza el ensayo. De lo contrario, no cabría hablar de anulación de efectos contrarios de convergencia [5].

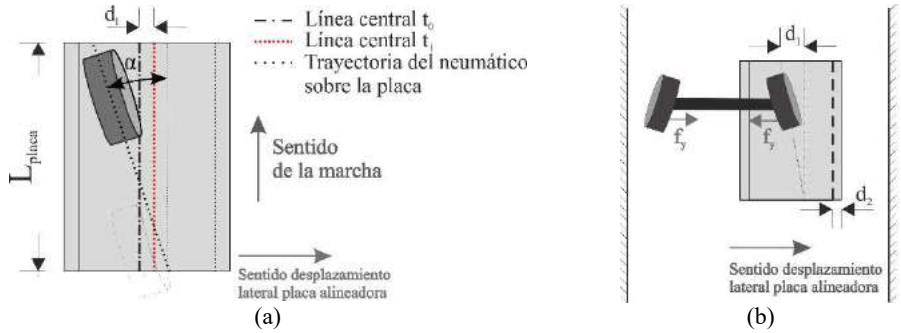


Figura 2: La medida de desviación lateral en el ensayo con placa alineadora [5]. (a) Esquema de medida con placa alineadora;(b) Desplazamiento entre rueda - placa, y placa - suelo fijo.

2.2. Modelos desarrollados sobre la medida de desviación lateral

El ángulo de convergencia, α, es el principal parámetro que afecta la medida de desviación lateral obtenida mediante la placa alineadora. En la ecuación 3, se presenta el modelo de desviación lateral, D_l, en función del ángulo de convergencia total [5]. La placa alineadora usada por Pérez Rey tiene una fuerza de rozamiento estático, F_{roz}, de 60 N aproximadamente y una constante de rigidez de los muelles, K_m, de 3.90 N/mm.

$$D_l = (2 \cdot \tan(\alpha_t/2) \cdot 1000 \cdot 0.87 \cdot K_m^{0.14}) - \frac{F_{Roz}}{40} \tag{3}$$

3. Adherencia solicitada en el ensayo con placa dinamométrica

3.1. Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad

Para el estudio del comportamiento dinámico de un vehículo se estudian las fuerzas que permiten la interacción neumático-calzada. Estas fuerzas definidas como fuerza longitudinal, f_x, y fuerza transversal, f_y, actúan como respuesta a las diversas solicitaciones a las que se ve sometido un vehículo; es decir, la acción de tracción/frenado, estabilidad lateral, entre otros factores de diseño y de operación.

En la ecuación 5, se muestra el modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad (ver figura 3(a)) desarrollado por García-Pozuelo [6]. En su estudio se concluye que a velocidades de ensayo controlada la presión del neumático, la fuerza vertical, el ángulo de convergencia y el tipo de neumático son los factores con mayor influencia en el comportamiento de la fuerza resultante.

$$\begin{aligned} \overrightarrow{R_{SRDP}} = &\left[-\left(\beta + 31.36 \cdot |\alpha| + 0.0108 \cdot F_Z\right) \cdot P^{0.509}\right] \cdot \vec{i} + \\ &\left[\left(\varphi \cdot F_Z \cdot 1.177 \cdot F_Z + \gamma\right) + \left(-50 \cdot P^2 + 250 \cdot P + \sigma\right)\right] \cdot \vec{j} \end{aligned} \tag{5}$$

El ángulo, θ, mostrado en la figura 3(a) corresponde al valor del ángulo de deriva, formado entre la fuerza resultante ($\overrightarrow{R_{SRPD}}$) y la fuerza longitudinal, f_x. A mayor ángulo de deriva, la fuerza lateral, f_y, presenta mayor magnitud. En consecuencia, el ángulo de convergencia también es responsable de la magnitud de la fuerza lateral generada en circulación en recta y en régimen estacionario.

3.2. Adherencia solicitada

La fuerza resultante ($\overrightarrow{R_{SRPD}}$) generada en el contacto neumático-calzada no debe exceder el límite representado por la elipse de adherencia (Figura 3(b)). De lo contrario, significa la perdida del control en el vehículo, al no garantizarse la adherencia en determinadas maniobras.

El comportamiento de adherencia lateral, μ_y, y longitudinal, μ_x, solicitada demuestra que cuanto mayor es el ángulo de convergencia, mayor resistencia ha de vencer vehículo y más difícil resulta mantener constante la velocidad de traslación del vehículo [6]. De los resultados de adherencia solicitada de los ensayos realizados sobre placa dinamométrica a baja velocidad, no se tienen suficientes evidencias sobre la influencia de la presión del neumático, la fuerza vertical y el tipo de neumático en la adherencia lateral y longitudinal solicitada. Los resultados obtenidos fueron generalizados a vehículos automóviles de categoría M1 y N1.



Figura 3: Esfuerzos generados entre el contacto neumático-calzada. (a) Sistema de referencia placa dinamométrica [6];(b) Representación de la elipse de adherencia.

4. Desarrollo experimental

Actualmente no existen criterios claros que permitan poder detectar fallos en el sistema de dirección. Por un lado, la placa dinamométrica es un instrumento de medida poco utilizado para evaluar el comportamiento direccional del vehículo; permite a través de las fuerzas generadas en el contacto neumático-calzada, determinar el coeficiente de adherencia solicitado [6]. En cambio, la placa alineadora ha sido el instrumento de medida más usado para detección de fallos en el sistema de dirección en la Inspección Técnica de Vehículos (ITV).

De los estudios realizados en placa alineadora y en placa dinamométrica se establecieron límites de aceptación /rechazo con la finalidad de proponer nuevos procedimientos de inspección para el sistema de dirección. Por tanto, se efectuarán una serie de ensayos a través del software de simulación CarSim^{TM}. Se ha escogido la maniobra de doble cambio de carril para analizar los límites propuestos, para estudiar el comportamiento dinámico y las consideraciones geométricas (ángulo de convergencia) que llevaría a superar los límites establecidos.

4.1. Ensayo planteado

Existen muchos factores propios del vehículo y del medio por donde este se desenvuelve que intervienen en el comportamiento direccional. Por esta razón, es importante destacar que cuando se evalúa el estado de un vehículo para permitir su circulación en las vías públicas, se debe aplicar un procedimiento estandarizado para realizar la inspección. Al inspeccionar el sistema de dirección en la estación ITV se quiere comprobar si el ángulo de convergencia cumple con los requisitos establecidos según el fabricante. Sin embargo, no es fácil determinar su valor si no se cuenta con los equipos adecuados.

Sin embargo, como consecuencia de la baja rentabilidad de los bancos de cotas aplicados a ITV, García-Pozuelo y Pérez Rey han propuesto unos límites de rechazo estandarizados basados en el ángulo de convergencia del eje delantero para vehículos de la categoría M1 y N1. El presente estudio tiene como finalidad analizar los límites establecidos a partir de la influencia que presenta el ángulo de convergencia del eje delantero del vehículo al efectuar un ensayo dinámico.

La maniobra de doble cambio de carril representa una condición real de circulación, conocida como adelantamiento o esquiva. Está compuesta por: cambio de carril, paso por el lado de otro vehículo y regreso al carril inicial. En la norma ISO 3888-1: 1999 Double Lane-Change (DLC) se estandarizan las dimensiones de la pista de pruebas y, a través de un ciclo cerrado (closed-loop), se diseña la trayectoria a seguir por el vehículo para superar la prueba. El vehículo debe describir la trayectoria establecida a una velocidad fijada sin pasar el ancho delimitado por los conos (ver figura 4). Este ensayo será realizado con diferentes modelos de vehículos de la base de datos del software CarSim. Las dimensiones de la pista de pruebas variarán de un modelo a otro, tal y como indica la norma. En la tabla 1, se describen los vehículos seleccionados con las dimensiones de la pista de pruebas.

En la maniobra de doble cambio de carril se evalúa la desviación lateral del vehículo a determinada velocidad, por tanto, se obtiene la desviación lateral, D_l, máxima en condiciones dinámicas del vehículo. La velocidad durante el ensayo será constante, 80 km/h, modificándose el ángulo de convergencia, α, del eje delantero del vehículo. Este parámetro variará cada 0.25º dentro de un rango de 0.00º a 4.00º.

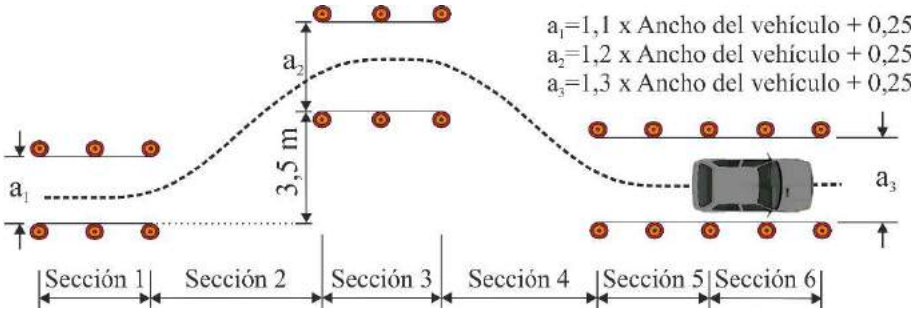


Figura 4: Dimensiones de la pista de pruebas, DLC.

Tabla 1: Modelos de vehículos seleccionados (CarSim) y las características de la pista de pruebas.

Modelo nº	Modelo de vehículo	Ancho del vehículo (mm)	Ancho de Sección (m)					
			Sección 1 Longitud 15m	Sección 2 Longitud 30m	Sección 3 Longitud 25m	Sección 4 Longitud 25m	Sección 5 Longitud 15m	Sección 6 Longitud 15m
A	Hatchback	1780	2.21	NP	5.89	NP	2.56	2.56
B	Hatchback	1739	2.16	NP	5.84	NP	2.51	2.51
C	Sedan	1795	2.22	NP	5.90	NP	2.58	2.58
D	SUV	1875	2.31	NP	6.00	NP	2.69	2.69
E	Large European Van	2100	2.56	NP	6.27	NP	2.98	2.98

4.2. Límites fijados

Durante el proceso de inspección del sistema de dirección de un vehículo, la posición del volante es fija (centrado) y la velocidad al rodar sobre el alineador al paso es baja, con el fin de controlar las principales variables que influyen en el comportamiento direccional del vehículo. Ya que a baja velocidad la fuerza lateral en el contacto neumático-calzada presenta un comportamiento constante [6] y la placa alineadora es poco sensible a las pequeñas diferencias de velocidad que se puedan presentar al pasar sobre ella [5]. Del mismo modo, al permanecer aproximadamente constantes los valores de fuerza lateral y vertical, la adherencia lateral, μ_y, solicitada cuando el neumático rueda sobre la placa alineadora será constante.

El criterio de adherencia lateral solicitada, μ_y, establece que si la adherencia lateral solicitada, μ_y, resulta superior a 0.15, se considera que el vehículo presenta un Defecto Grave (DG) en la ITV, y si se sitúa entre 0.11 y 0.15, se consideraría como Defecto Leve (DL). Los límites definidos implican la aceptación de aquellos vehículos que tengan un ángulo de convergencia total comprendido entre -0.8º y 0.8º, entre -0.8º/0.8º y -1.2º/1.2º, son susceptibles de duda al ser elevados para las cotas de dirección máximas definidas por los fabricantes de automóviles. Si el ángulo de convergencia total se encuentra fuera del rango fijado por -1.2º/1.2º, entonces se indicará que sufren algún tipo de fallo en el sistema de dirección y deben ser revisados y reparados [6].

Por otro lado, Pérez Rey plantea tres propuestas de inspección, distinguiendo la propuesta III "Límite general de desviación lateral" como la más adecuada para el uso de placa alineadora. Establece unos límites de rechazo basándose en estudios previos sobre el rango de valores entre los que habitualmente se encuentran los ángulos de convergencia recomendados por los fabricantes de vehículos y en datos recogidos en la guía Autodata, sobre los valores recomendados por los fabricantes para turismos. El planteamiento es tomar los valores extremos de convergencia recomendada (ángulo recomendado más la máxima tolerancia) −0.50° y +0.75° más un margen de 0.20° (−0.70° y +0.95°) y aplicar el modelo de desviación lateral formulado (ecuación 3) teniendo en cuenta el margen de error y la variabilidad de la medida con placa alineadora.

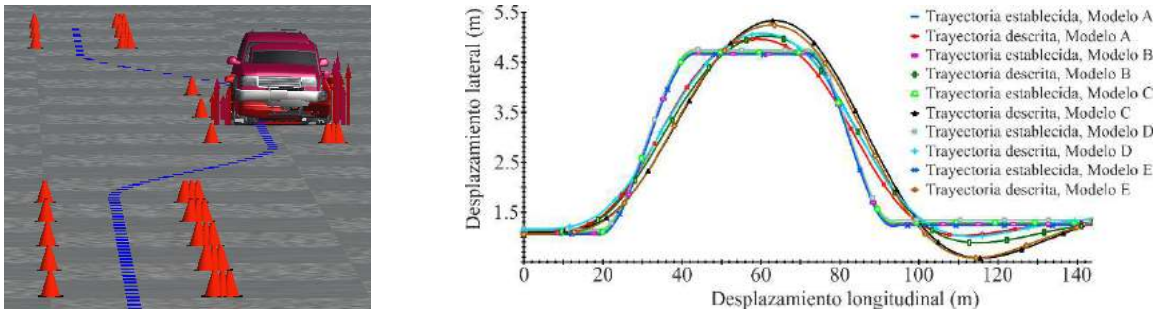
Aplicando la ecuación 3, se obtiene que si el vehículo presenta desalineación entre -8 m/km y -11 m/km, o entre +12 m/km y +15 m/km en alguno de los ejes directrices, será calificado como Defecto Leve (DL). Si el vehículo presenta desalineación inferior o igual a -11 m/km o superior o igual a +15 m/km en su eje directriz, será Defecto Grave (DG). Si el vehículo presenta desgaste irregular de neumáticos en su eje directriz, debido a una incorrecta alineación, será Defecto Leve (DL) [5].

Tabla 2: Comparación entre los límites propuestos por García-Pozuelo y Pérez Rey (Propuesta III)

	Propuesta de Pérez Rey, (°)	Propuesta de García-Pozuelo, (º)
Límite inferior Defecto Leve (DL)	-0.50	-0.80
Límite superior Defecto Leve (DL)	+0.75	+0.80
Límite inferior Defecto Grave (DG)	-0.70	-1.20
Límite superior Defecto Grave (DG)	+0.95	+1.20

5. RESULTADOS

En la figura 5(a) se muestra el ensayo de doble cambio de carril realizado con el software CarSim y en la figura 5(b) se muestra la trayectoria descrita por el vehículo a 80 km/h respecto de la trayectoria establecida. En ambas figuras se observa la desviación lateral que sufre el vehículo al realizar la maniobra doble cambio de carril como causa de la aceleración lateral. Durante el desarrollo de la maniobra de doble cambio de carril, el vehículo experimenta dos desviaciones laterales (ver figura 5(b)). La primera desviación lateral ocurre en la sección 3 de la pista de prueba de la maniobra doble cambio de carril, tras la primera maniobra de esquiva. La segunda desviación lateral tiene lugar cuando el vehículo vuelve al carril inicial, en las secciones 5 y 6 de la pista de prueba.



(a) (b)

Figura 5: Desviación lateral que sufre el vehículo a 80 km/h. (a) Ensayo doble cambio de carril realizado con el software CarSim;(b) Trayectoria descrita por el vehículo respecto de la trayectoria establecida.

5.1. Resultados obtenidos

Tras el desarrollo de la maniobra de doble cambio de carril a 80 km/h, variando el ángulo de convergencia, los mayores valores de desviación lateral ocurren en la sección 5 y 6 (ver figura 4). Sin embargo, el vehículo falla la prueba de doble cambio de carril en la sección 3 (ver figura 4), de la pista de pruebas. Esto se debe a que esta sección es más estrecha que la sección 5-6 (ver tabla 1). Por tanto, los análisis se centrarán en los resultados obtenidos en la sección 3 de la pista de pruebas del ensayo de doble cambio de carril.

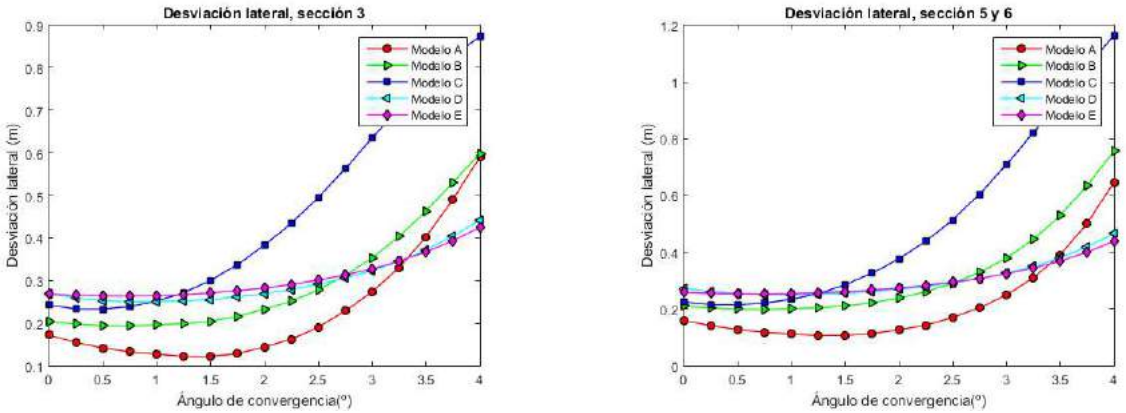
En la tabla 3 se muestra el rango del ángulo de convergencia donde los modelos de vehículo no superan el ensayo. También se muestra en la tabla 3, la desviación lateral, D_l, correspondiente a cada ángulo de convergencia calculado mediante la ecuación 3. Se puede observar que el ángulo de convergencia para cada modelo de vehículo seleccionado es diferente. Es decir, el rango del ángulo de convergencia dentro del cual el vehículo no supera la prueba es diferente entre los modelos seleccionados.

Tabla 3: Rangos del ángulo de convergencia límite y la desviación lateral obtenida del ensayo doble cambio de carril para cada modelo de vehículo estudiado

Modelo	Desviación lateral, D_l Ensayo DLC (m)	Ángulo de covergencia(α)/rueda (°)	Desviación lateral, D_l Placa alineadora (ec. 3) (m/km)
A	0.27	3.00	73.87
A	0.33	3.25	80.16
B	0.28	2.50	61.29
B	0.31	2.75	67.58
C	0.30	1.50	36.16
C	0.34	1.75	42.44
D	0.31	2.75	67.58
D	0.32	3.00	73.87
E	0.33	3.00	73.87
E	0.35	3.25	80.16

Comparando la desviación lateral, D_l, de los modelos de vehículo del ensayo DLC para el rango de ángulo de convergencia obtenido, se observa que los valores del ensayo DLC son elevados con respecto al límite de valores de medición que el alineador al paso es capaz de leer (desplazamiento lateral máximo de la placa alineadora: ± 0.01 m). Así como, la desviación lateral calculada con el modelo de placa alineadora (ecuación 3) para el rango de ángulo de convergencia obtenido, indica que se estaría fuera de los límites de aceptación establecidos por Pérez Rey. Tomando como ejemplo el modelo más sensible del ensayo DLC, el modelo C no supera la maniobra dentro del rango de menor magnitud (1.50º a 1.75º), sin embargo, el rango de desviación lateral, D_l, según el modelo de placa alineadora, de 36.16 a 42.44 m/km, esta por encima del límite superior señalado como Defecto Grave (+15 m/km) indicado en el punto 4.2.

A partir de este primer análisis, se procede a evaluar el comportamiento de la desviación lateral, D_l, al aumentar el valor del ángulo de convergencia, α, en las ruedas del eje delantero. En la figura 6 se puede observar el comportamiento de la desviación lateral de cada modelo de vehículo al aumentar el ángulo de convergencia.



(a) (b)

Figura 6: Comportamiento de la desviación lateral para cada modelo de vehículo respecto del ángulo de convergencia de cada rueda. (a) Desviación lateral en la sección 3; (b) Desviación lateral en las secciones 5 y 6.

Los puntos de desviación lateral de los modelos A, B, C, D y E, parecieran presentan un comportamiento parabólico, es decir, después de 0.00º, la desviación lateral decrece hasta llegar al mínimo, donde empieza a crecer. A partir del ángulo de convergencia de 1.50º en cada rueda del eje delantero, todos los modelos de vehículos sufren un mayor incremento en la desviación lateral. Es decir, las curvas crecen con mayor rapidez. El comportamiento de los modelos D (SUV) y E (Large European Van) son similares. Los modelos A (Clase A – Hatchback) y B (Clase C – Hatchback), muestran los menores valores de desviación lateral para ángulos de convergencia inferiores a 2.50º. El modelo C (Clase D-Sedan) presenta un alto incremento en la desviación lateral al aumentar la convergencia. Según los resultados obtenidos, el vehículo de modelo C presenta un comportamiento lateral muy sensible frente al ángulo de convergencia del eje delantero.

Comparando los resultados obtenidos con los límites de rechazo indicados en el punto 4.2, los límites fijados de convergencia total son conservadores. La desviación lateral, D_l, en los ensayos de simulación muestran un valor aproximadamente constante entre un ángulo de convergencia total de 0.00º y 3.00º. Un ángulo de convergencia total de ±1.20º para diagnosticar Defecto Grave [6], no representaría un riesgo en el comportamiento de los modelos de vehículo analizados para este ensayo bajo el software CarSim.

6. Conclusiones

La placa alineadora es un instrumento capaz de medir el paralelismo de las ruedas del eje. La medida registrada por este dispositivo es influenciada por el ángulo de convergencia total del eje. Las ruedas del eje, si son paralelas entre ellas, registran un desplazamiento lateral nulo sobre este instrumento de medida; es decir, para el ángulo de convergencia total del eje igual a cero, las fuerzas laterales entre el contacto neumático-calzada son pequeñas y por tanto imperceptibles sobre la placa alineadora. Para la obtención del ángulo de convergencia total nulo la combinación entre el ángulo de convergencia de las ruedas puede ser infinita, por tanto, no establece una medida clara que indique si los ángulos de convergencia del vehículo son adecuados según el fabricante. Otro aspecto importante a destacar es que muchos vehículos tienen ángulos de convergencia total distintos de cero; esto ocasiona un desplazamiento lateral al pasar sobre la placa alineadora.

A diferencia de los resultados analizados para placa alineadora, que permite detectar únicamente el paralelismo de las ruedas de un eje, con la placa dinamométrica se puede registrar las fuerzas generadas entre el contacto neumático-calzada cuando se rueda sobre esta. Al conocer la relación entre la fuerza lateral, f_y, y la fuerza vertical, f_z, se obtiene la adherencia lateral solicitada, μ_y. Comparando este valor con los límites fijados por García-Pozuelo, es posible emitir juicio en referencia a la convergencia total del eje sobre el estado de la alineación del vehículo. Es relevante indicar que con este instrumento de medida al presentarse una convergencia total del eje igual a cero (por combinación del ángulo de convergencia entre las ruedas del eje), el valor de la fuerza lateral, f_y, transmitida será equivalente a la fuerza lateral generada con ángulo de convergencia cero en cada rueda. En consecuencia, al igual que la placa alineadora, presenta el mismo problema, indicando el paralelismo en las ruedas del eje cuando el ángulo de convergencia de las ruedas es distinto de cero. La ventaja que ofrece la placa dinamométrica sobre la

placa alineadora, es que esta permite evaluar el ángulo de convergencia total a través de la adherencia lateral solicitada, que debería ser próxima a cero cuando se respeten los ángulos de convergencia del fabricante.

Tras los resultados obtenidos de los vehículos ensayados mediante la maniobra de adelantamiento, DLC, se realiza el estudio del comportamiento dinámico. Esto supone una aportación con el fin de establecer nuevas metodologías de inspección más precisas y objetivas. De los resultados de la desviación lateral obtenida para distintos ángulos de convergencia se puede concluir lo siguiente:

Dentro de los límites de desviación lateral correspondiente al rango de convergencias propuestos por Pérez Rey, entre −0.50° y +0.75° más un margen de 0.20° (−0.70° y +0.95°), la desviación lateral obtenida de las simulaciones arroja valores muy similares. A su vez, los límites planteados del criterio de adherencia lateral solicitada propuesto por García-Ramos, aceptable entre -0.8º y 0.8º y, susceptibles de duda entre -0.8º/0.8º y -1.2º/1.2º, son igualmente considerados conservadores, tras los resultados obtenidos de los ensayos de desviación lateral. Dentro de los rangos propuestos en ambos estudios, los resultados de los ensayos DLC indican poca variación en los valores de desviación lateral y la superación del ensayo.

Los rangos del ángulo de convergencia límite y la desviación lateral obtenida del ensayo DLC para cada modelo de vehículo parecieran indicar que los límites de medida presentados por la placa alineadora son excesivamente estrictos. Analizando el modelo C, este presentó mayor sensibilidad a las variaciones del ángulo de convergencia al no superar el ensayo dentro de un rango de 1.50º a 1.75º. Este rango es equivalente a una medida de desviación lateral de 36.16 a 42.44 m/km. Según los resultados del ensayo DLC, parecería conveniente exigir que la placa alineadora presente un mayor rango de medida que permita evaluar mejor las deficiencias dinámicas por desalineación. No obstante, esto plantea interrogantes sobre la necesidad de hacer paralelismos entre ensayos estáticos y pruebas de estabilidad dinámicas. Es posible que el paralelismo de las ruedas directrices deba garantizarse por motivos de reducción de consumo o desgaste y no por aspectos de seguridad, que permitirían plantear límites muy superiores y que dependerían fuertemente del tipo de vehículo. De hecho, comparando los rangos de convergencia límite se observa que hay vehículos que fallan con 1.50º y otros con 3.25º. Este resultado parece sugerir que, para validar la seguridad de un vehículo, debería particularizarse el rango de aceptación/rechazo para cada tipo de vehículo. Dentro de esta tipología se plantearía la influencia de las características físicas de los vehículos frente al análisis dinámico, abriendo nuevas posibilidades de estudio.

7. Bibliografía y referencias

[1] Ministerio de la Presidencia. Real Decreto 2822/1998, de 23 de diciembre, por el que se aprueba el Reglamento General de Vehículos. (BOE nº. 22, 1999, pág. 12, Referencia BOE-A-1999-1826). https://www.boe.es/buscar/pdf/1999/BOE-A-1999-1826-consolidado.pdf

[2] Directiva 2014/45/UE del parlamento europeo y del consejo, de 3 de abril de 2014, relativa a las inspecciones técnicas periódicas de los vehículos de motor y de sus remolques, y por la que se deroga la Directiva 2009/40/CE. (DOUE L, núm. 127, 29.4.2014, pág. 33).

[3] Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Desviación en ruedas, Manual de procedimiento de inspección de las estaciones I.T.V, Revisión 8ª 2015.

[4] Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Desviación en ruedas, Manual de procedimiento de inspección de las estaciones I.T.V, Revisión 7^{a}_{c3} 2012, 131.

[5] Manuel Pérez Rey, María Jesús López Boada, Daniel García-Pozuelo Ramos. Desarrollo de nuevas metodologías de inspección del sistema de dirección de vehículos mediante placa alineadora, Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2011.

[6] Daniel García-Pozuelo Ramos, Vicente Díaz López, María Jesús López Boada. Modelo de contacto neumático-calzada a baja velocidad, Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, 2008.

[7] International Organization for Standarization. Passenger cars – Test track for a severe lane-chage manoeuvre. Part 1: Double lane-chage, ISO 3888-1:1999 (E). Genève: ISO 1999.

[8] Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera. Ingeniería del Automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico, Thomson Editores Spain, 2004. ISBN 84-9732-283-5.

[9] María Ramirez, Daniel García-Pozuelo, Vicente Díaz. A test for lateral vehicle safety related to road design, Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Transport, Vol. 165, 2012, 187-194.

[10] Robert Bosch GmbH, Manual de la técnica del automóvil, Editorial Reverté, S.A., 1996, ISBN 84-291-4806-X.

El atropello en vía interurbana, ¿previsto en homologación?

S. Santos Cuadros[1], C. Álvarez Caldas[2], J.L. San Román García[3]

Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.

[1]ssantos@ing.uc3m.es, [2]calvarez@ing.uc3m.es, [3]jlsanro@ing.uc3m.es

Los accidentes de tráfico son la octava causa mundial de muerte y la primera en los grupos de edad más jóvenes, lo que supone un alto coste social. Si no se toman medidas, las lesiones causadas por accidentes de tránsito se convertirán en 2030 en la quinta causa de muerte. Con el objetivo de reducir esta tendencia, se aprobó la Estrategia de Seguridad Vial 2011-2020. Aunque 6 de cada 10 accidentes ocurren en vía urbana, es la vía interurbana la que concentra 3 de cada 4 fallecidos y 1 de cada 2 heridos graves. Mejorando, por tanto, la protección en vía interurbana se podría contribuir significativamente en los retos planteados en dicha estrategia. A su vez, el mayor índice de letalidad pertence al peatón, con un valor más de 8 veces superior en carretera convencional que en ciudad. El atropello en vía interurbana se convierte así en el accidente más letal, aumentando su probabilidad de muerte si es un vehículo pesado el implicado. A pesar de lo anterior, los ensayos de homologación de protección al peatón se centran en atropellos urbanos en los que interviene un turismo. Surge entonces la necesidad de conocer si lo que está ocurriendo en vía interurbana así como si el vehículo implicado en el accidente presenta un diseño del frontal diferente, está previsto en dichos ensayos y, por tanto, los vehículos están protegiendo frente a lo que está ocurriendo realmente. Por ello, este artículo analiza una muestra de atropellos reales ocurridos en vía interurbana con el objetivo de estudiar la biomecánica lesional del peatón en estos casos y constatar si se está teniendo en cuenta en la homologación actual.

1. Introducción

El 60% de los accidentes con víctimas tienen lugar en vías urbanas. Sin embargo, el 74% de los fallecidos y el 50% de los heridos hospitalizados se registran en carreteras convencionales. La mayor presencia de peatones en la ciudad lleva consigo que el número de atropellos en estas vías sea superior, mientras que la gravedad de este tipo de accidente es más de 8 veces inferior que si ocurre en vía interurbana. Si a esto se añade que en carretera, la velocidad es mayor, la probabilidad de resultar gravemente herido o fallecer aumenta considerablemente. El índice de letalidad de un atropello en vía interurbana alcanza la cifra de 14.4, mientras que en ciudad es 1.7. Se puede afirmar que el atropello interurbano es uno de los accidentes más letales, puesto que los peatones y demás usuarios vulnerables están implicados en un 13% de los accidentes con víctimas alcanzando, sin embargo, el 20% del total de los fallecidos y el 20% de los heridos graves. Las vías interurbanas suponen, además, el 39% del total de los peatones fallecidos [1,2]. Por tanto, concienciando sobre el peligro de este tipo de accidente y tomando las medidas oportunas para disminuir su riesgo, las cifras de mortalidad se verían reducidas.

Las diferencias en el índice de letalidad también se encuentran asociadas al tipo de vehículo, correspondiendo a camiones y furgonetas casi el doble de valor que para turismos. Los vehículos pesados se encuentran implicados en el 22% de los accidentes mortales que tienen lugar en vías interurbanas, y en el 15% en vías urbanas. Otro de los factores decisivos en la letalidad de un accidente es la velocidad, implicada en el 21% de accidentes mortales en vías interurbanas [2]. La velocidad aumenta exponencialmente el número y gravedad de las lesiones del peatón atropellado, lo que enfatiza la importancia de estudiar el atropello en vía interurbana, donde los límites de velocidad son superiores.

A pesar de lo expuesto anteriormente, los ensayos de homologación en materia de protección al peatón y otros usuarios vulnerables de la vía pública [3,4] con los que la Unión Europea pretende contribuir a reducir la gravedad de las heridas, están centrados en zona urbana. En estas vías, la velocidad es inferior a las vías interurbanas, lo que se traduce en que estos ensayos podrían no estar reflejando los diferentes escenarios de siniestralidad que están ocurriendo. Además, estas pruebas están diseñadas para turismos (M1). Sería interesante, por tanto, analizar si los parámetros de los ensayos de homologación son adecuados para representar los atropellos en los que el vehículo implicado presenta otro tipo de frontal como es el caso de todoterrenos o SUV, camiones o furgonetas, entre otros.

Por todo ello, este artículo, tras identificar la magnitud del problema, tiene como principal objetivo analizar si los ensayos de homologación actuales de protección al peatón reflejan la realidad del atropello en vía interurbana. O si por el contrario, sería necesario proponer mejoras para optimizar la finalidad de estas pruebas: reducir la gravedad y el número de lesiones que sufre un peatón tras un atropello y, por tanto, mejorar la seguridad vial. Con este fin, se estudiarán las lesiones que sufren los peatones en zona interurbana, partiendo de una muestra real de accidentes. Posteriormente, se compararán con los parámetros tenidos en cuenta en los ensayos de homologación vigentes.

1.1. Índices de gravedad de lesión del politraumatizado

Existen diferentes índices para determinar la gravedad y el pronóstico de los pacientes politraumatizados, como es el caso de las víctimas de accidente de tráfico. Algunos de ellos se basan en las alteraciones fisiológicas mientras que otros lo hacen en la descripción anatómica de las lesiones. Los índices fisiológicos, como la Escala de Coma de Glasgow (ECG) o el Revised Trauma Score (TRS), son útiles principalmente en la valoración inicial, incluso antes del ingreso hospitalario, y requieren información sanitaria muy detallada que no suele estar disponible en las bases de datos de accidentes, por lo que no son utilizados comúnmente en estudios de biomecánica. Por esta razón, en este estudio se utilizarán índices anatómicos, y no fisiológicos, para valorar la gravedad de los peatones [5].

Para favorecer la investigación multidisciplinar en la prevención de lesiones, surgió la escala AIS (Abbreviated Injury Scale [6,7]), que sigue siendo la clasificación más divulgada mundialmente en la investigación en accidentes de tráfico, por lo que será utilizada aquí para clasificar las lesiones en función de su gravedad. Su principal limitación es que asigna un valor para cada lesión individual. Sin embargo, en los accidentes de tráfico las víctimas sufren politraumatismos. La necesidad de medir la gravedad de las lesiones en un individuo en su conjunto es lo que creó el ISS (Injury Severity Score [8]), que utiliza las 3 regiones corporales diferentes con mayor puntuación AIS para describir la gravedad global. Posteriormente, surge una modificación del ISS, el NISS (New Injury Severity Score [9]), que utiliza también los 3 AIS más graves pero esta vez independientemente de la región corporal en la que tengan lugar. Varios estudios [10] han demostrado la superioridad del NISS frente al ISS. En algunos casos, los valores de ambos criterios pueden igualarse, pero nunca el ISS supera la NISS, ya que el ISS infravalora la gravedad global cuando varias lesiones graves se dan en la misma zona. No obstante, algunos investigadores siguen utilizando el ISS en sus investigaciones. Por ello, se utilizarán ambos junto con el AIS para valorar la gravedad de las lesiones en atropellos en vía interurbana.

1.2. Fases del atropello y regiones corporales implicadas

En un primera fase de choque se produce el contacto del paragolpes con las extremidades inferiores del peatón. Las lesiones más comunes son fracturas de fémur, tibia y peroné, lesiones de rodillas y dislocación y/o fractura de tobillo y pie [11,12]. A continuación, tiene lugar una fase de desequilibrio o pivotación del peatón, que desencadena en una fase de semivolteo o volteo de éste sobre el vehículo. Este segundo impacto lleva consigo lesiones en muslos y tronco (como fracturas de pelvis, fracturas de costillas y/o esternón, hemotórax y neumotórax, contusiones pulmonares, y roturas de grandes vasos sanguíneos) así como fracturas craneales. Una fase de proyección del peatón agravaría las lesiones de cabeza y tronco de la fase anterior. Y, finalmente, ocurre una fase de arrastre y caída que suele provocar heridas en manos, codos, nariz, rodillas y cabeza.

2. Metodología

Se han analizado datos procedentes de atropellos reales ocurridos en vía interurbana en España durante el período 2009-2014, proporcionados por el Departamento de Investigación y Reconstrucción de Accidentes de Tráfico (DIRAT) de la Escuela de Tráfico de la Guardia Civil de Mérida (Badajoz). El 89% de los accidentes tuvieron lugar en vía convencional, mientras que el 11% restante se dieron en autopista o autovía. Esta muestra refleja el tipo de atropello que ocurre en la realidad, donde el 87% de los atropellos en vía interurbana son en carretera convencional, y el 13% en el resto de vías [12]. Los casos fueron clasificados en función del tipo de vehículo implicado, limitación de velocidad de la vía así como velocidad de impacto, datos físicos del peatón, trayectoria post-impacto del peatón y resultado del atropello (fallecido, herido grave o leve). Para cada caso, se estudiaron cuáles fueron las regiones anatómicas del peatón que habían resultado dañadas tras el atropello. Estas lesiones fueron clasificadas en 8 zonas: cabeza, cara, cuello, tórax, abdomen, columna, extremidades superiores (EESS) y extremidades inferiores (EEII). Posteriormente, estas lesiones fueron estudiadas más minuciosamente, detallando en qué región específica (hueso, órgano, zona izquierda o derecha) dentro de cada zona se encontraban, además de anotar la extensión de cada una de ellas. A continuación, se aplicaron los índices que existen para clasificar la gravedad de lesión de un paciente politraumatizado. El AIS, el ISS y el NISS

permitieron así clasificar las numerosas lesiones en función de su gravedad, con el objetivo de que éstas pudieran ser analizadas y entender, de esta forma, lo que ocurre en el atropello en vía interurbana.

3. Resultados

3.1. Biomecánica lesional del peatón atropellado en vía interurbana

Para comprobar qué zonas del peatón resultan más afectadas, se analiza la distribución de lesiones en las diferentes regiones corporales, siendo la variable AIS la que permite una visión general de la preferencia de la muestra. Esta variable toma valores de 1 (leve) a 6 (crítica). Con este fin, se utiliza la moda estadística de los datos partiendo de la clasificación previa de las lesiones según su región anatómica y su valor AIS. En la tabla 1, se indica la gravedad típica de las lesiones según la zona en que ocurran. Se puede observar que el abdomen es la región más afectada (AIS 5), seguida por la cabeza, el tórax y la columna (AIS 4). Con menor gravedad (AIS 2), se encuentran el cuello y las extremidades inferiores. Finalmente, cara y extremidades superiores presentan AIS 1.

Tabla 1: Gravedad de la lesión más frecuente según región anatómica.

Región anatómica	AIS	% supervivencia	Gravedad de lesión
Cabeza	4	85.4	Grave con peligro para la vida
Cara	1	99.3	Menor
Cuello	2	99.2	Moderada
Tórax	4	85.4	Grave con peligro para la vida
Abdomen	5	60.4	Crítica (supervivencia incierta)
Columna	4	85.4	Grave con peligro para la vida
EESS	1	99.3	Menor
EEII	2	99.2	Moderada
Tronco-Abdominal	4	85.4	Grave con peligro para la vida

Para valorar no sólo los niveles de gravedad más comunes, sino también si las lesiones son más o menos frecuentes en una zona respecto a otra, se estudian las distribuciones de las 8 regiones anatómicas. Se observa que las zonas más frecuentemente dañadas son: cabeza, tórax, abdomen y extremidades inferiores, por ello, en la figura 1 se muestran estas zonas. En la cabeza, la mayoría de las lesiones alcanzan valores AIS 4 y 5. En el tórax, la tendencia es AIS 4, seguida de AIS 5. El valor AIS más frecuente si se sufre una lesión en el abdomen es también 5. Mientras que si la lesión se da en las extremidades inferiores, ésta tiende a AIS 2 o 3.



(a) (b) (c) (d)

Figura 1: Frecuencia de lesión y gravedad (nivel AIS) en cabeza (a), tórax (b), abdomen (c) y EEII (d).

3.2. Comparativa de lesiones

Los resultados del análisis de la biomecánica lesional muestran que la zona tronco-abdominal puede experimentar una mayor cantidad de lesiones y de mayor gravedad (AIS superior) que las que pueden sufrir las extremidades inferiores cuando el atropello tiene lugar en vía interurbana. Se puede situar, por tanto, la zona del tronco al mismo nivel de gravedad posible que la cabeza. Dada la importancia que la zona tronco-abdominal ocupa en el atropello interurbano y que, sin embargo, no es tenida en cuenta en los ensayos de homologación de protección al peatón, se decide estudiar específicamente qué tipo de lesiones ocurren en esta región corporal, en diversidad y gravedad, y compararlas frente a las lesiones típicas en extremidades inferiores que suelen ser más leves y sí son tenidas en cuenta en la reglamentación.

Algunas lesiones en la columna vertebral proceden del impacto directo sobre la cabeza. Las lesiones en zona dorsal y lumbar de la columna pueden suponer grandes incapacidades cuando afectan a la médula. El 50% de las lesiones en columna se producen a nivel alto (C4 a C7), pudiendo conllevar la muerte. El 34% de las lesiones en columna (D3 a D12) son más tolerables para la vida, pero suponen también graves secuelas. En las lesiones de tórax, el principal problema no deriva de su estructura ósea. De hecho, muchas de las lesiones más graves en el tórax se deben a los efectos de la deceleración (fenómeno de mayor magnitud en vía interurbana) sobre vísceras y grandes vasos sanguíneos. Además, las lesiones en esta zona pueden agravar las consecuencias de una lesión neurológica, ya que estas lesiones afectan a funciones relevantes como respiración y circulación sanguínea, creando deficiencias en el aporte de oxígeno al cerebro. Las lesiones en abdomen y cadera, por su parte, son

especialmente delicadas en mujeres, personas obesas y de talla baja. El abdomen es una cámara elástica con órganos entre líquidos que en un accidente se comporta según el Principio de Pascal aplicado a sus vísceras. El hígado y el bazo, órganos grandes y llenos de sangre sin estructura rígida que los mantenga, son de los más vulnerables. Órganos huecos (estómago o músculos abdominales) amortiguan mejor los impactos. En los niños, golpeados a nivel más alto debido a su altura, las lesiones más graves se suelen situar a nivel tronco-abdominal y cefálico (Traumatismo Cráneo Encefálico, TCE), aumentando significativamente el riesgo de muerte. Su pared abdominal es más delgada, ofreciendo así menor protección. A su vez, la posición del diafragma los hace más expuestos a lesión de hígado y bazo. También sus costillas son más elásticas, ofreciendo menos protección y provocando que se fracturen menos, lo que no descarta mayor probabilidad de sufrir un mecanismo de cavitación en sus órganos [13]. Las lesiones en extremidades inferiores, sin embargo, suelen consistir en fracturas cuya gravedad más frecuente es AIS 2, con una probabilidad de sobrevivir muy superior a las lesiones típicas en zona tronco-abdominal (AIS 4).

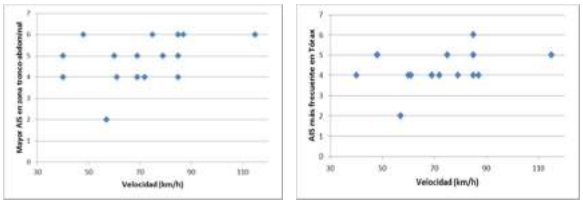
En los atropellos, considerando todos los tipos de vía, las partes más asiduamente dañadas son la cabeza y las extremidades inferiores. Las lesiones más comunes son: fracturas craneales (TCE), fracturas de costillas y/o esternón, hemotórax y neumotórax, contusiones pulmonares y roturas de grandes vasos sanguíneos, fracturas de pelvis, fracturas de hueso largo, lesiones de rodilla y dislocación y/o fractura de tobillo/pie. En la tabla 2 se muestran estas lesiones típicas en atropello para que puedan ser comparadas en gravedad mediante el índice AIS.

Tabla 2: Comparativa de lesiones frecuentes en atropello en función de su gravedad y región corporal [14,15].

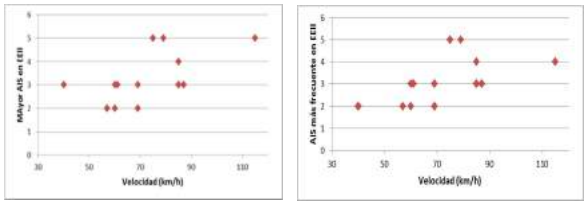
Región anatómica	Lesión	AIS	% supervivencia
Cabeza	Fracturas craneales y TCE, con inconsciencia inferior a 6 horas	**3**	96.5
	Fracturas craneales y TCE, con inconsciencia de 6-24 horas	**4**	85.4
	Fracturas craneales y TCE, con inconsciencia superior a 24 horas	**5**	60.4
	Fracturas craneales y TCE, con grave aplastamiento	**6**	21
Tronco-Abdominal	Fractura de 2 costillas; Fractura de esternón	**2**	99.2
	Fractura de más de 2 costillas; Hemotórax; Neumotórax	**3**	96.5
	Fractura de más de 4 costillas; Hemotórax bilateral; Combinación con neumotórax	**4**	85.4
	Contusiones pulmonares	**4**	85.4
	Roturas de grandes vasos sanguíneos	**5**	60.4
	Aplastamiento torácico masivo	**6**	21
EEII	Fractura pélvica conminuta	**3**	96.5
	Fractura pélvica por aplastamiento	**4**	85.4
	Fractura pélvica abierta con aplastamiento	**5**	60.4
	Fractura de tibia: Fractura de peroné	**2**	99.2
	Fractura de fémur	**3**	96.5
	Amputación por debajo de la rodilla	**3**	96.5
	Amputación por encima de la rodilla	**4**	85.4
	Dislocación de rodilla	**3**	96.5
	Fractura de tobillo/pie	**3**	96.5

3.3. Influencia de la velocidad

Teniendo en cuenta que la energía cinética que lleva un vehículo cuando atropella a un peatón se transforma en energía potencial aplicada a las distintas partes del cuerpo, se deduce que el factor más determinante en un atropello es la velocidad, seguido del tipo de vehículo. Duplicar la masa del vehículo supondría el doble de energía cinética, mientras que el doble de velocidad equivaldría a 4 veces el valor de energía cinética. De forma que, a mayor velocidad (vía interurbana), mayor riesgo de muerte. Y, a su vez, a mayor masa (vehículos pesados), mayor severidad de las lesiones. Según varios estudios [16], la probabilidad de muerte (si se consideran todas las lesiones del cuerpo en conjunto) aumenta exponencialmente con la velocidad de impacto. En este artículo, se pretende conocer cómo influye la velocidad en cada zona específica del cuerpo en atropello interurbano. Para ello, se estudia la relación entre la gravedad de las lesiones y la velocidad de impacto.



(a) (b)

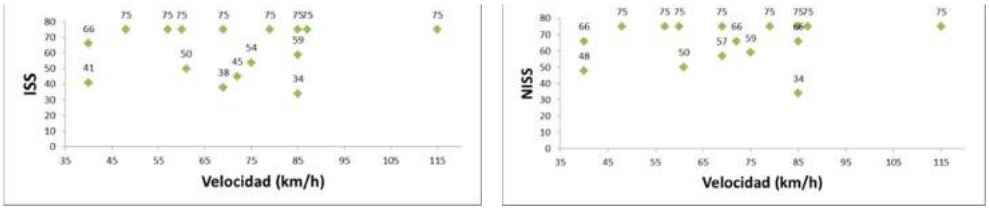


(c) (d)

Figura 2: Mayor valor AIS en zona tronco-abdominal (a), valor AIS más frecuente en tórax (b), mayor valor AIS en EEII (c) y valor AIS más frecuente en EEII (d), en función de la velocidad de impacto.

Tras el análisis de la muestra, cabe destacar de nuevo lo que ocurre en la zona tronco abdominal (ver figura 2(a) y (b)). En el 93% de las lesiones se alcanza o supera el valor 4 de gravedad (el 31% corresponde a AIS 4, el 31% a valor 5, y el 31% a AIS 6). Por tanto, se puede afirmar que un atropello en vía interurbana a velocidad superior a 40 km/h se asocia casi con total seguridad con una lesión grave en esta zona. El 60% de las lesiones que tienen lugar en el tórax son de nivel AIS 4, y el 27% de valor 5. Una vez más, al analizar lo que ocurre en las extremidades inferiores (ver figura 2(c) y (d)), se observa que en caso de atropello interurbano, las lesiones en las piernas son de menor gravedad que las de la zona tronco-abdominal. El 73% de las lesiones en extremidades inferiores presenta valor AIS inferior a 4.

Por otro lado, se estudia la probabilidad de supervivencia de una víctima de atropello en vía interurbana mediante la evaluación del valor ISS y valor NISS frente a la velocidad de impacto. Partiendo de la valoración AIS para cada lesión, se calculan los índices ISS y NISS para cada peatón. Mediante la curva del ISS [8], se asocia la magnitud de cada valor ISS o NISS con su probabilidad de supervivencia. Aunque un ISS superior a 40 ya supone un trauma de supervivencia incierta, no es hasta el valor 75 el que se asocia directamente con una lesión de nivel AIS 6 o tres lesiones de nivel 5, y por tanto, con una probabilidad de supervivencia del 20% aproximadamente. El 80% de los peatones del estudio resultan fallecidos en la realidad, el 15% heridos graves, y el 5% heridos leves. Sin embargo, a la vista de los resultados (ver figura 3), sólo el 50% alcanza un valor ISS o NISS de 75. Surge entonces la duda de si ese 50% restante de peatones podrían haber sobrevivido, ya que no alcanzaban el nivel de gravedad de lesión máxima. Se plantea si mejorando la protección al peatón en una zona frecuentemente mortal, como demuestra el análisis, como la zona tronco-abdominal, se podría disminuir el número de fallecidos en vía interurbana.



(a) (b)

Figura 3: Valor ISS (a) y valor NISS (b), en función de la velocidad de impacto.

3.4. Tipo de trayectoria post-impacto del peatón

A mayor velocidad (vía interurbana), mayor probabillidad de que el tipo de trayectoria post-impacto que experimenta el peatón sea de tipo semivolteo o volteo y, con ello, mayor probabilidad de sufrir lesiones más graves en cabeza y tronco. Por su parte, el diseño del frontal de los vehículos pesados (panel recto) provoca que el cuerpo del peatón sea proyectado hacia delante. Esta trayectoria supone lesiones localizadas principalmente en la zona del tronco. Mientras que en turismos, esta conducta post-impacto no suele ser común, salvo en niños y adultos de baja estatura donde el centro de gravedad del cuerpo suele estar cercano al punto de impacto provocando así mayores lesiones en tronco y cabeza que en extremidades inferiores [17,18].

El contacto del tórax con el vehículo en atropello suele darse en el segundo impacto en el resto de trayectorias post-impacto (envolvimiento o volteo sobre la aleta) así como en trayectorias de semivolteo y volteo. Cabe resaltar que esta región corporal golpea, en ese momento, con una de las zonas más duras del vehículo, los elementos situados bajo el capó. En niños, suele hacerlo con la parte delantera del vehículo o borde del capó. Esto se traduce, en general, en una mayor gravedad de las lesiones de la zona tronco-abdominal respecto de las extremidades inferiores que impactan en un primer momento con el parachoques del vehículo, compuesto por elementos cuyo objetivo es absorber energía en el impacto. Sin menospreciar, con ello, estas lesiones situadas

mayoritariamente entre tobillo y rodilla, así como tampoco las lesiones en la zona del fémur y pelvis al chocar contra el borde del capó.

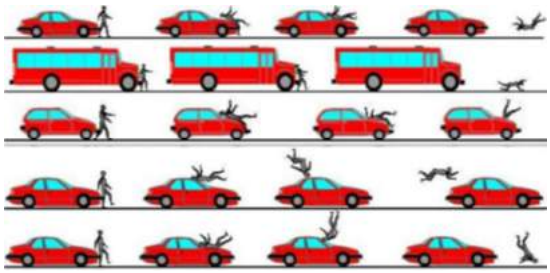


Figura 4: Tipologías de atropello: envolvimiento, proyección hacia delante, volteo sobre la aleta, volteo sobre el techo y salto mortal. [19]

En la muestra de atropellos estudiada, el 28% experimenta trayectoria de envolvimiento, el 17% proyección hacia delante, el 16% volteo sobre la aleta, el 28% volteo sobre el techo y salto mortal, y en el 11% el cuerpo fue arrollado por el vehículo. Gran parte de la muestra son turismos, por lo que la trayectoria envolvimiento debería ser más frecuente. No obstante, se confirma que al aumentar la velocidad de impacto, superior a 40 km/h en atropello interurbano, la trayectoria de volteo sobre el techo y salto mortal aumenta considerablemente. Destaca también la tasa de proyección hacia delante y volteo sobre la aleta, relacionada con un panorama de lesión centrado en la zona superior del cuerpo. Igualmente merece mención el porcentaje de arrollamiento del peatón por el vehículo, que en ciudad no suele darse y que está asociado en este estudio con un aplastamiento torácico masivo.

3.5. Carencias en ensayos de homologación en materia de protección al peatón

El Reglamento(CE) nº78/2009 [3] reune los requisitos de homologación de los vehículos en materia de protección a los peatones y demás usuarios vulnerables de la vía pública. En su anexo I se dan los límites máximos (factor HIC, desplazamiento y ángulo de flexión de la rodilla, aceleración de la tibia, fuerzas de impacto, etc.) que pueden ser alcanzados en los ensayos. Las normas de desarrollo de los ensayos se describen en el Reglamento(CE) nº631/2009 [4], junto con los detalles constructivos de los impactadores. Se requiere la realización de ensayos en los que se lanza un simulador de pierna contra un parachoques a 40 km/h, un simulador de la parte superior de la pierna contra el borde frontal del capó también a 40 km/h, un simulador de cabeza de niño/adulto pequeño contra la parte superior del capó a 35 km/h, y un simulador de cabeza de adulto contra el parabrisas a 35 km/h. La figura 5 resume estos ensayos de homologación exigidos por la reglamentación vigente.

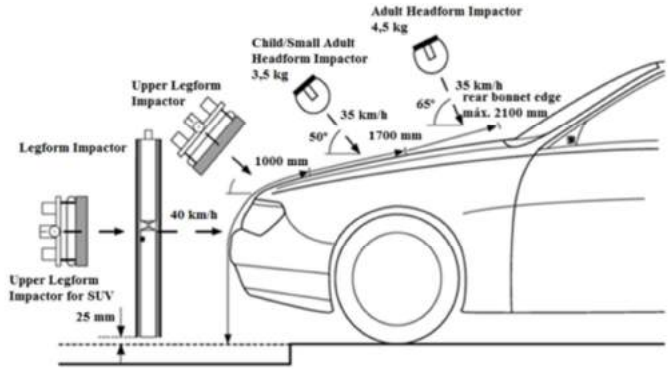


Figura 5: Ensayos de homologación de los sistemas de protección al peatón.

La reglamentación encargada de verificar la protección que ofrece un diseño de vehículo al peatón en caso de atropello sólo tiene en cuenta la cabeza y las extremidades inferiores. La zona tronco-abdominal sólo se analiza en homologación en colisión frontal y lateral, pero únicamente si se trata del ocupante del vehículo. Los diferentes análisis llevados a cabo en este estudio demuestran que si el atropello es en vía interurbana, la zona tronco-abdominal influye significativamente en la probabilidad de supervivencia y, por tanto, en la probabilidad de muerte al mismo nivel que la cabeza. Mientras que las extremidades inferiores, que sí son ensayadas en homologación, presentan niveles muy inferiores en gravedad desde el punto de vista de esta probabilidad. Como resumen de los resultados, se muestra en la figura 6 el cuerpo de un peatón en el que se indica la severidad de lesión típica en función de la región corporal en caso de atropello en vía interurbana, utilizando para ello la moda

estadística y la media ponderada entre paréntesis del AIS de toda la muestra, junto con la probabilidad de supervivencia asociada.

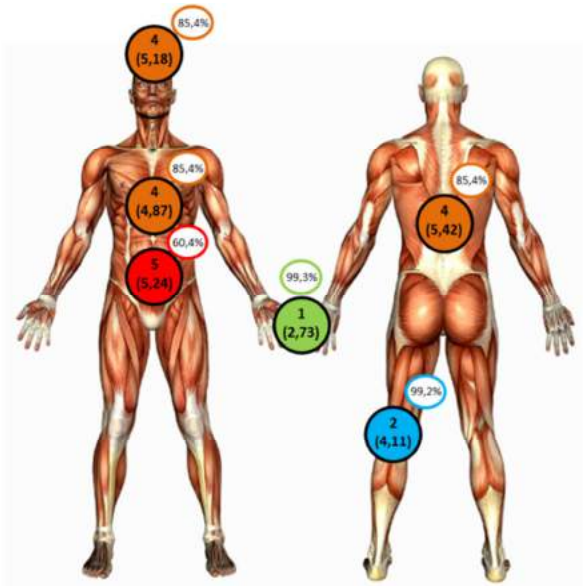


Figura 6: Severidad de lesión típica según región corporal observado en atropello en vía interurbana.

4. Conclusiones

En los ensayos de homologación, las zonas corporales ensayadas para comprobar la protección que un vehículo ofrece al peatón en caso de atropello son la cabeza y las extremidades inferiores. La cabeza, ha sido comprobado en este estudio que es una región gravemente afectada en atropello en vía interurbana. Lo que confirma la necesidad verificar si, en caso de impacto, los parámetros de lesión de la cabeza (Head Injury Criterion, HIC) se encuentran dentro de los umbrales permitidos. Sin embargo, la zona tronco-abdominal que, en atropello interurbano, alcanza frecuentemente nivel AIS 4 (lesión grave con peligro para la vida) y 5 (lesión crítica de supervivencia incierta) no es sometida a ensayo. A diferencia de las extremidades inferiores, en las que sí es comprobado si el vehículo cumple con los requisitos exigidos en materia de seguridad. Es cierto que las lesiones en las piernas pueden provocar grandes discapacidades que pueden suponer elevados costes económicos (los accidentes de tráfico suponen en España más del 1% del PIB) además de la disminución de calidad de vida. No obstante, tampoco se puede obviar que la gravedad de las lesiones más frecuentes en extremidades inferiores es AIS 2 (lesión moderada), un valor muy inferior al que se suele alcanzar en el tronco, con lesiones frecuentes que pueden provocar la muerte del peatón. También se comprobó que a pesar de que el 50% de los peatones no alcanzaban el nivel de gravedad de lesión máxima, gran parte de ellos fallecía. Por tanto, mejorando la protección al peatón en una zona frecuentemente mortal, como demuestra el análisis, como es la zona tronco-abdominal, se podría disminuir el número de fallecidos en vía interurbana, aunque esto ocurriese a costa de un aumento de heridos graves. Junto con el número de muertes, es importante considerar también el concepto de Años Potenciales de Vida Perdidos (APVP), resultado de combinar una media de la vida potencial que le quedaba a las víctimas. Según esta medida, los accidentes de tráfico son la causa principal de APVP en las sociedades occidentales [5]. Si los requisitos de homologación impusiesen como uno de los requerimientos de diseño a los fabricantes de vehículos el aumento de la protección del peatón ante el impacto contra el capó (la zona más común que agrava las lesiones en tórax y abdomen), probablemente el porcentaje tanto de fallecidos como de heridos disminuiría.

También se analizó qué regiones anatómicas computaban en el cálculo de los índices de gravedad globales. En el cálculo del ISS, la cabeza es tenida en cuenta en el 71% de los casos, la zona tronco-abdominal también en el 71%, y las extremidades inferiores en el 35%. En el cálculo del NISS, la cabeza influye en el 65% de los accidentes, la zona tronco-abdominal en el 71%, mientras que las extremidades inferiores sólo influyen en el 18% de los casos. De forma que la cabeza y la zona tronco-abdominal son las partes del cuerpo que más influyen en la gravedad de un peatón en caso de ser atropellado en vía interurbana. Como conclusión general se deduce que la zona tronco-abdominal influye significativamente en la probabilidad de supervivencia de un peatón en caso de atropello en vía interurbana, al mismo nivel de importancia que la cabeza. Se propone, por tanto, añadir la región tronco-abdominal en los ensayos de homologación en materia de protección al peatón, y comprobar si los parámetros de lesión de esta zona se encuentran dentro de los límites admisibles para la supervivencia. Se

plantea estudiar el choque contra el capó por ser ésta la parte del vehículo con la que impacta en mayor frecuencia el torso en atropello, especialmente a alta velocidad (vía interurbana).

5. Desarrollos futuros

Se propone comprobar mediante técnicas de simulación los resultados aquí obtenidos estadísticamente, es decir, verificar que en atropellos a velocidades superiores a 40 km/h (representativos de vía interurbana), la zona tronco-abdominal contribuye significativamente al aumento de la mortalidad de este tipo de accidentes, con el fin de reforzar la teoría de que los ensayos de homologación de protección al peatón deberían ser revisados, pues no reflejan fielmente la realidad infravalorando las lesiones. También se propone analizar si ocurre en vía urbana lo que está ocurriendo en carretera convencional, es decir, si en ciudad la zona tronco-abdominal también influye significativamente. Asimismo, se plantea analizar esta muestra partiendo de que la probabilidad de muerte no sea la misma según la región corporal para un mismo nivel AIS [20], es decir, que, por ejemplo, una lesión de nivel AIS 5 en la cabeza no suponga la misma probabilidad de supervivencia que una lesión AIS 5 en el abdomen, para estudiar si habría mucha diferencia en los resultados obtenidos.

Referencias

[1] Organización Mundial de la Salud. Imforme sobre la situación mundial de la Seguridad Vial. 2013.

[2] Dirección General de Tráfico. Estadísticas de Siniestralidad Vial en España. 2014.

[3] Reglamento (CE) nº 78/2009, de 14 de enero de 2009. Homologación de vehículos en lo que se refiere a la protección de los peatones y otros usuarios vulnerables de la vía pública.

[4] Reglamento (CE) nº 631/2009, de 22 de julio de 2009. Normas de desarrollo del anexo I del Reglamento (CE) nº 78/2009.

[5] M. Seguí, F.J. López. Estudio de accidentes en profundidad en el marco del proyecto europeo DACOTA. European Center for Injury Prevention, (2011).

[6] E. Petrucelli, J. States, et al. The Abbreviated Injury Scale. Evolution, usage and future adaptability. Accident Analysis and Prevention, 13 (1981), 29-35.

[7] T. Gennarelli, E. Wodzin. AIS 2005: A contemporary injury scale. Injury, Int. J. Care Injured, 37 (2006), 1083-1091.

[8] S. Baker, B. O'Neill, et al. The Injury Severity Score: a method for describing patients with multiple injuries and evaluating emergency care. The Journal of Trauma, 14 (1974), 187-196.

[9] T. Osler, S. Baker, et al. A modification of the Injury Severity Score that both improves accuracy and simplifies scoring. The Journal of Trauma, 43 (1997), 922-926.

[10] L. Souza, C. Alencar, et al. Ten years of New Injury Severity Score (NISS): It is a possible change? (2008).

[11] Análisis de la mecánica lesional de un atropello. Revista Centro Zaragoza, 47 (2011), 48-51.

[12] Atropello de peatones en carretera. Informe RACE Goodyear, (2013).

[13] Dirección General de Tráfico. Principios de Biomecánica del accidente de tráfico. (2011).

[14] Fracture and dislocation compendium, Orthopaedic Trauma Association Committee on Coding and Classification. J. Orthopaedic Trauma. 10 (1996), 1-155.

[15] E. Moore, T. Cogbill. Organ Injury Scaling. J. Trauma, (1995).

[16] M. Peden. Informe mundial sobre prevención de los traumatismos causados por el tránsito. Organización Panamericana de la Salud, 2004. ISBN: 9789275315996.

[17] J.L. San Román, J.A. Campón, V. Díaz, S. Sanz. La reconstrucción de accidentes: el atropello de peatones, Revista de la Sociedad de Técnicos de Automoción (STA), ISSN 1138-5006, 182 (2007), 9-19.

[18] J. Condes, J.L. San Román. Ensayos de atropello de peatones. Descripción y simulación. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, (2009).

[19] R. Mingueza. Atropellos en zonas urbanas. Policía Local de Valencia, (2012).

[20] G. O'Keefe, G. Jurkovich. Measurement of Injury Severity and Co-morbidity. Injury Control, (2001).

Estudio de amortiguadores inerciales para automóviles por medio de simulaciones multi-cuerpo

M. Izquierdo[1,2], I. Ulacia[2], S. Gomez[1], I. Gallego[1]

[1]*MONDRAGON Automoción. [mizquierdo, samuel, ivan] @mondragonautomocion.com*

[2]*Dpto. de Mecánica y producción industrial. Mondragon Unibertsitatea. [mizquierdo, iulacia]@mondragon.edu*

Los amortiguadores tienen gran influencia en el comportamiento del vehículo, ya que afectan en el confort y agarre del mismo. Hasta el momento, los amortiguadores más empleados en automóviles han sido los amortiguadores pasivos. Este tipo de amortiguadores varían su fuerza de reacción en función de la velocidad relativa introducida en sus extremos. En los últimos años, han sido desarrollados una gran cantidad de amortiguadores electrónicos controlados por medio de sensores distribuidos por el vehículo, los cuales aumentan el coste de instalación de los mismos. Por otro lado, los amortiguadores inerciales son unos amortiguadores pasivos dependientes de las aceleraciones introducidas en la masa suspendida o no suspendida, en lugar de depender únicamente de las velocidades relativas del amortiguador. Diversos estudios de dinámica vertical demuestran que por medio de esta tecnología se puede mejorar el confort y agarre del automóvil. El presente estudio tiene como objetivo optimizar las métricas de dinámica vehicular empleando amortiguadores inerciales por medio de simulaciones multi-cuerpo. En primer lugar, se modela la respuesta de un amortiguador inercial definiendo para ello las posiciones y valores de la masa inercial, rigidez de muelle que soporta dicha masa y amortiguamiento del entorno en el cual se encuentra la misma, con el objetivo de mejorar la dinámica de un cuarto de vehículo. Una vez definidos los parámetros inerciales, se ha desarrollado un modelo de vehículo completo donde se implementan los resultados previamente obtenidos. Finalmente, en el modelo de vehículo completo se definen los escenarios de simulación tales como cambio de línea del vehículo o paso por curva. Se compara la respuesta del mismo vehículo con amortiguadores pasivos e inerciales mostrando la mejora de confort (disminución de aceleración vertical, roll, jerk…) manteniendo las métricas de seguridad del vehículo.

1. Introducción

Existen distintos tipos de amortiguadores, aunque los más utilizados en vehículos convencionales son los amortiguadores pasivos que varían su fuerza de reacción en función de la velocidad relativa introducida en sus extremos, haciendo contra a los movimientos de *pitch*, *roll* y *heave*. En los últimos años, han sido desarrollados una gran cantidad de amortiguadores electrónicos controlados por medio de sensores distribuidos por el vehículo. Por otro lado, existen una serie de amortiguadores pasivos que al igual que los electrónicos no varían la fuerza de amortiguamiento únicamente en función de la velocidad, sino que lo hacen además en función del desplazamiento relativo, frecuencia de excitación, velocidad o aceleración de los extremos del amortiguador [1].

Los amortiguadores inerciales, que se encuentran en el grupo de amortiguadores pasivos, están compuestos por una válvula interna con un sistema de masa muelle capaz de diferenciar los movimientos provenientes del terreno y de la masa suspendida [2]. Estos amortiguadores son dependientes de las aceleraciones introducidas en la masa suspendida o no suspendida, en lugar de depender únicamente de las velocidades relativas del amortiguador.

El primer amortiguador inercial fue propuesto por Kindl [2], debido a la necesidad de controlar los movimientos de la masa suspendida del vehículo generados por los movimientos relativos rápidos que se daban en el amortiguador, y al mismo tiempo, proporcionar el confort necesario en movimientos que producen velocidades relativas bajas "*boulevar ride*" en el amortiguador. Es por ello, por lo que propuso un amortiguador que variaba el amortiguamiento en función de los movimientos de inercia de la masa suspendida del vehículo, obteniendo unos resultados experimentales satisfactorios; con los cuales se consiguió reducir el movimiento vertical de la masa suspendida con respecto a la medición realizada en el mismo vehículo montando unos amortiguadores pasivos convencionales.

Speckhart [3] presenta un estudio de amortiguadores inerciales en el cual consigue disminuir la masa de la válvula inercial presentada por Kindl. Además, coloca dicha válvula en el pistón del amortiguador, por lo que es

accionada por las aceleraciones introducidas por la masa no suspendida. El autor concluye que el *jerk* es notado por los ocupantes del vehículo y que una reducción de *jerk* conlleva a un mayor confort en el vehículo. Por otro lado, desarrolla modelos matemáticos que son validados con ensayos experimentales en un banco de ensayos de 2GdL. Demostrando que por medio de los amortiguadores inerciales consigue disminuir los valores máximos de velocidad, aceleración y *jerk* en un sistema de 2GdL. También señalan que el amortiguador inercial es capaz de absorber una cantidad mayor de energía que el amortiguador convencional, proporcionando una mayor estabilidad y control al automóvil.

El siguiente trabajo publicado sobre amortiguadores inerciales es de Caravieri en 2014 [4]. El objetivo del trabajo era investigar las mejoras de confort y seguridad obtenidas por medio de dicho amortiguador. Para ello, comparó la respuesta dinámica de un amortiguador pasivo común y un amortiguador inercial por medio de un modelo matemático de cuarto de vehículo de 2GdL, en el cual introduce distintos perfiles de carretera según la norma ISO 8608. Concluye el trabajo mostrando unos resultados que validan la mejora intuida en el confort del vehículo con respecto a los amortiguadores pasivos comunes, debido a la disminución de la aceleración vertical de la masa suspendida. Por otro lado, también muestra la mejora del índice de incomodidad del vehículo, además de obtener una variación de fuerza menor en el neumático, lo cual mejora la seguridad del vehículo.

Cada autor realiza un modelo distinto de válvula inercial, pero todos coinciden en soportarla encima de un muelle en espiral y en realizar un diseño en el cual el paso del fluido no ayude el movimiento de apertura o cierre de la válvula. Kindl diseña la válvula para que en su posición de reposo quede libre el paso del fluido, mientras que Speckhart y Caravieri diseñan la válvula de forma que en dicha posición bloquee el paso del fluido. Los autores Speckhart y Caravieri muestran las ecuaciones con las que definen la fuerza de amortiguamiento de dicho amortiguador. Los dos emplean un diseño de válvula parecido, por lo que los dos aplican unas ecuaciones las cuales definen la fuerza de amortiguamiento en función de la apertura de la válvula. Por otro lado, cabe destacar que los tres autores coinciden en la necesidad de ampliar el estudio de amortiguadores inerciales a modelos más complejos de vehículo completo, ya que con un modelo de cuarto de vehículo el estudio está limitado únicamente a movimientos verticales, dejando de lado la influencia de otros parámetros debidos a maniobras de frenado, curva…

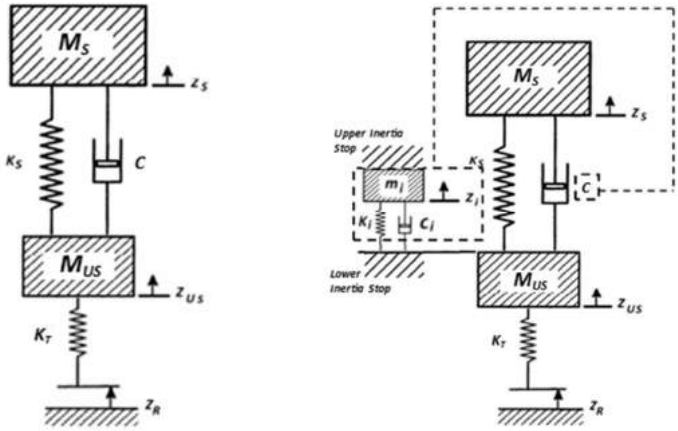
El presente estudio tiene como objetivo optimizar las métricas de dinámica vehicular empleando amortiguadores inerciales por medio de simulaciones multi-cuerpo. En primer lugar, se modela la respuesta de un amortiguador inercial definiendo para ello las posiciones y valores de la masa inercial, rigidez de muelle que soporta dicha masa y amortiguamiento del entorno en el cual se encuentra la misma, con el objetivo de mejorar la dinámica de un cuarto de vehículo. Una vez definidos los parámetros inerciales, se ha desarrollado un modelo de vehículo completo con los resultados obtenidos. Finalmente, en el modelo de vehículo completo se definen los escenarios de simulación tales como cambio de línea del vehículo o paso por curva. Se compara la respuesta del mismo vehículo con amortiguadores pasivos convencionales e inerciales mostrando la mejora de confort (disminución de aceleración vertical, *roll*, *jerk*…) mientras que se mantienen las métricas de seguridad del vehículo.

2. Modelado de amortiguador inercial por MBS

Para llevar a cabo este trabajo, en primer lugar se ha escogido el vehículo definido por Fernandez [5], en el cual se detallan las masas, rigideces y amortiguamientos del mismo. Con estos datos, se van a realizar las simulaciones en un entorno MBS por medio del empleo del programa de simulación Motion View de Altair HyperWorks.

2.1. Modelo 2GdL

Siguiendo los modelos de simulación de amortiguadores inerciales expuestos en los trabajos [3, 4], en primer lugar se realizan las simulaciones en sistemas de 2GdL. Para ello se construyen los modelos mostrados en la Figura 1.



(a) (b)

Figura 1: Modelos de 2GdL. (a) Modelo 2GdL con amortiguador pasivo convencional y (b) Modelo 2GdL con amortiguador inercial.

En el modelo de la Figura 1(a), se muestra la masa suspendida (M_S) y no suspendida (M_{US}) de un cuarto del vehículo. El neumático se define por medio de un muelle de rigidez (K_T), despreciando de esta forma el amortiguamiento del mismo. Por otro lado, también se muestran el muelle (K_S) y amortiguador (C) del vehículo seleccionado, cuyas características se indican en la Tabla 1.

Para el sistema de 2GdL con válvula inercial mostrada en la Figura 1(b), las únicas diferencias vienen dadas por medio de la curva de amortiguamiento definida para el vehículo. En esta nueva curva, la fuerza que ejerce el amortiguador depende además de la velocidad, de la posición de la masa inercial. El objetivo principal de este tipo de amortiguadores es controlar la fuerza de compresión del amortiguador, dejando la parte de la curva de extensión sin modificar. Es por ello por lo que esta parte inercial únicamente tendrá influencia en la fuerza y velocidad de compresión del amortiguador, abriéndose y cerrándose la válvula en función de las vibraciones introducidas por medio del terreno.

Cuando la válvula está cerrada, el amortiguador únicamente se mueve debido a la compresibilidad del aceite y al fluido que pasa por válvula de baja velocidad definida para cada caso específico, es decir, los valores de amortiguamiento son altos.

Como se muestra en la Figura 2, en el caso de que la válvula estuviese en su posición abierta, el amortiguador generaría la fuerza de amortiguación de un amortiguador convencional. Para las situaciones intermedias, en este proyecto se ha realizado una interpolación lineal entre la curva inercial y convencional, ya que se trabajará en definir la curva necesaria para mejorar las métricas de confort y seguridad. Por medio de esta interpolación se ha obtenido una curva de amortiguamiento 3D.

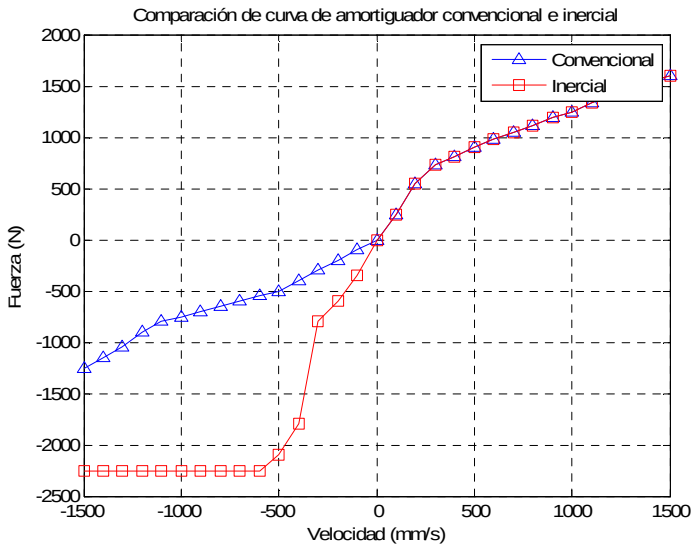


Figura 2: Comparación de curva de amortiguador convencional e inercial.

El sistema de masa (m_i), rigidez (k_i) y amortiguamiento (c_i) inerciales son los encargados de definir la apertura y cierre de la válvula. Esta masa, únicamente es movida al introducir un movimiento vertical por medio de la rueda, por lo que es capaz de distinguir los movimientos provenientes del movimiento inercial de la masa suspendida y los movimientos de la carretera. Para la correcta simulación de la válvula, han sido necesarias las definiciones de unos topes (*Upper Inertia Stop y Lower Inertia Stop*) los cuales limitan el recorrido de la masa inercial o válvula, siendo este de 10mm. Los contactos dados entre la masa inercial y estos topes han sido modelizados como contacto rígido, *Rigid to rigid contact.* Para la definición del mismo, se ha utilizado el método de cálculo *Impact contact* sin tener en cuenta la influencia de la fricción. Para ello, el software modeliza las fuerzas generadas en la colisión de los cuerpos por medio de la función *IMPACT* definida por Altair HyperWorks [6].

Tras definir el modelo, se han obtenido los valores de masa inercial y valores lineales de rigidez y amortiguamiento de los elementos que la soportan por medio de prueba y error, por lo que los datos introducidos en el modelo son los mostrados en la Tabla 1.

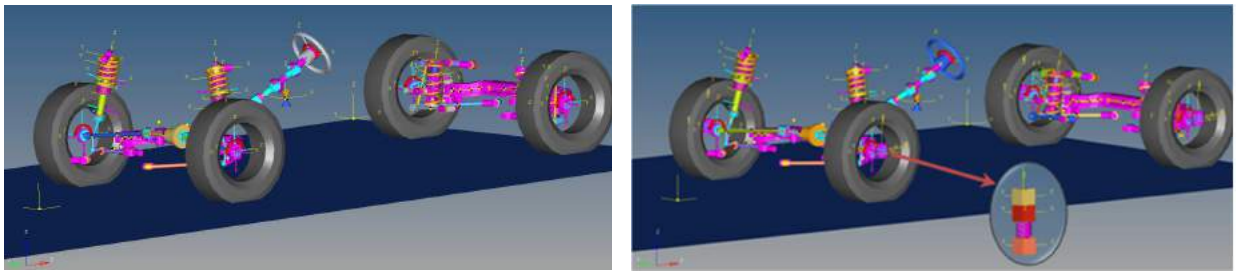
Tabla 1: Datos de los modelos de 2GdL.

M_S (kg)	420	***mi* (kg)**	0.15
M_{US} (kg)	39	***ki* (N/mm)**	0.6
K_S (N/mm)	25	***ci* (Ns/mm)**	0.013
K_T (N/mm)	200	***C* (Ns/mm)**	Modelo pasivo: Curva convencional
			Modelo inercial: Curva 3D

Para definir estos valores y obtener los resultados mostrados posteriormente, como entrada de los modelos de 2GdL se ha empleado una señal en forma de impulso, con una amplitud de 100mm y un tiempo de aplicación de 0.026s. De esta forma, se obtienen los valores de las aceleraciones sufridas en la cabina del vehículo para las frecuencias de la masa suspendida y no suspendida.

2.2. Modelo de vehículo completo

Al igual que para los modelos de 2GdL, en este caso se ha partido de los datos bibliográficos indicados en el trabajo [5]. Los datos de coordenadas, masas, inercias, rigideces, amortiguamientos… que no se muestran en la referencia bibliográfica mencionada, se han obtenido del modelo genérico de vehículo completo proporcionado por Altair. Para poder comparar los resultados, se han creado dos modelos, Figura 3 (a,b), de vehículo completo donde uno monta los amortiguadores pasivos convencionales y el otro monta los amortiguadores inerciales cuya modelización se ha mostrados en el apartado anterior.



(a) (b)

Figura 3: Modelos de vehículo completo. (a) Con amortiguador convencional y (b) Con amortiguador Inercial.

Como se muestra en la Figura 3(b), para el modelo de amortiguadores inerciales se ha instalado el sistema inercial en el centro de cada rueda.

Para comparar los resultados obtenidos en los modelos de vehículo completo, se ha definido el test *Single Line Change* con el objetivo de comparar las métricas de *roll*, aceleraciones laterales y agilidad del vehículo (*time lag*). Para ello, el vehículo es conducido a 88km/h en línea recta hasta que se genera un cambio en la dirección para simular un cambio de línea del vehículo. La amplitud de movimiento aplicada en la dirección es la equivalente para conseguir una aceleración lateral máxima de entre 0.41-0.76g.

3. Resultados obtenidos

3.1. Resultados para 2GdL

A continuación se muestran los resultados obtenidos para la dinámica vertical del modelo de 2GdL. En la Figura 4 se muestra el resultado de aceleración vertical en función del tiempo para el modelo de amortiguador inercial y amortiguador convencional definido anteriormente. En ella se muestra la disminución de aceleración en los primeros valores máximos de la señal.

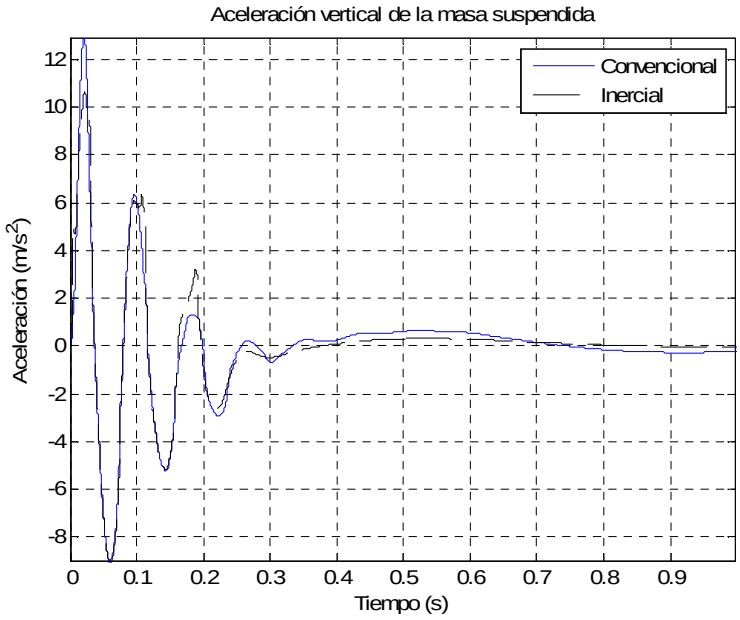


Figura 4: Aceleración vertical de la masa suspendida (mm/s^2) en función del tiempo.

En la Figura 5 se muestra una gráfica comparativa de la función de respuesta en frecuencia de la señal anterior, en la cual se muestra la disminución dada en la magnitud de las aceleraciones en el rango de la frecuencia de la masa suspendida (1-4Hz). Dicha disminución no es tan clara en el rango de frecuencia no suspendida (8-15Hz), por lo que se puede decir que en ese rango se comporta de la misma forma que un amortiguador pasivo.

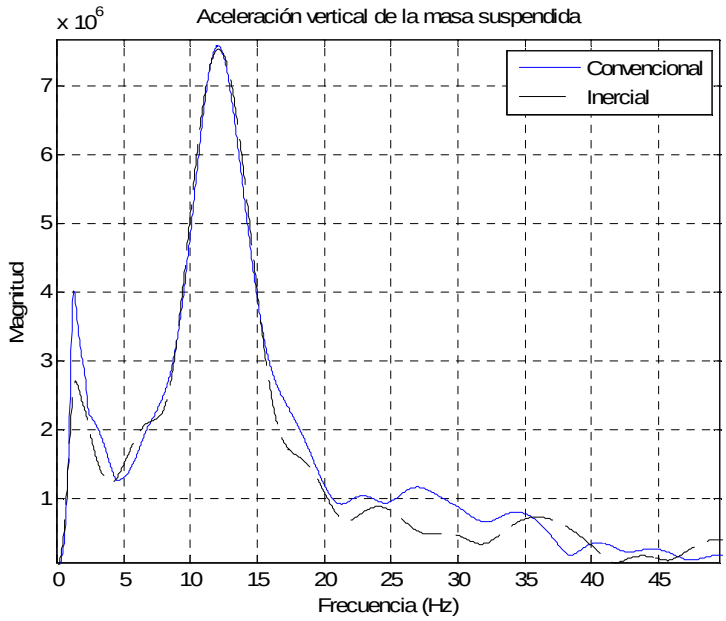


Figura 5: Magnitud de aceleración vertical de la masa suspendida en función de la frecuencia.

3.2. Resultados para vehículo completo

Para el caso de las simulaciones de vehículo completo, en la Figura 6 se muestra la gráfica de variación de *roll* obtenida, en la que se demuestra que empleando amortiguadores inerciales se disminuye la cantidad de *roll* que sufre la cabina del vehículo. En cambio, como se muestra en la misma figura, la tendencia de disminución de *roll* es más progresiva por medio del amortiguador convencional, mientras que con el amortiguador inercial se da un pico el cual puede introducir inestabilidades en el vehículo debido a un cambio de dirección brusco en la dirección de *roll*.

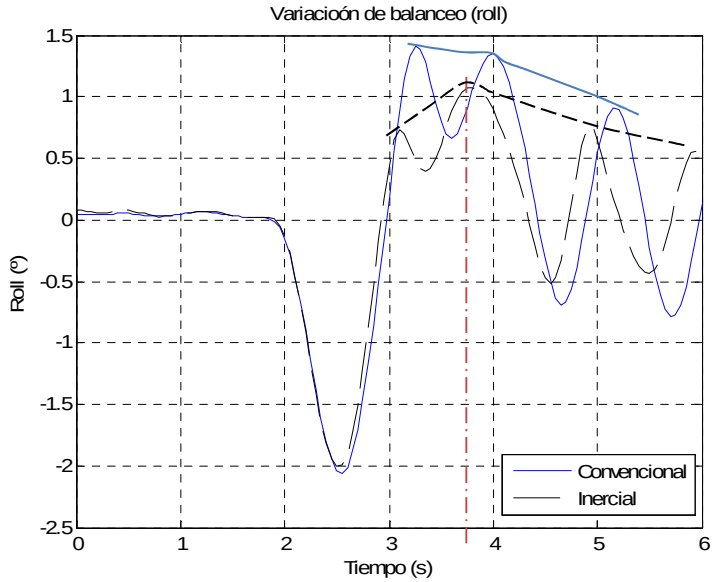


Figura 6: Variación de *roll*.

En lo referido a las aceleraciones laterales, en la Figura 7 se muestra un primer pico de aceleración cuyo valor está entre 0.4-0.76g entre los cuales se debe situar la aceleración lateral del vehículo al realizar el ensayo de *single line change*. En cambio, entre el segundo 3 y 4 de la simulación se aprecia un pico de aceleración lateral en la gráfica de amortiguador inercial. Este pico es el causante de la variación de dirección en el valor de roll que se ha mostrado en la Figura 6.

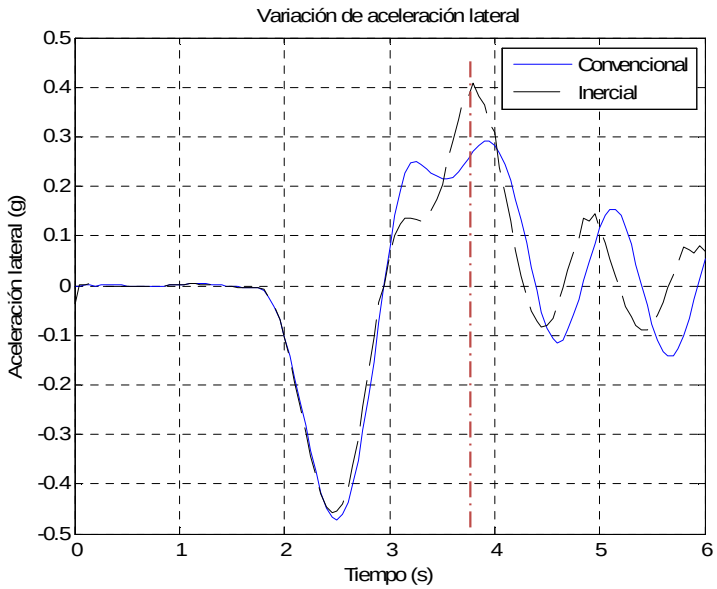


Figura 7: Variación de aceleraciones laterales.

Finalmente en la Figura 8 se comparan los retardos de respuesta del vehículo con respecto al accionamiento del volante. Se puede apreciar como el primer accionamiento del volante, para el caso del modelo inercial es mayor que para el caso del vehículo con amortiguador convencional. En cambio, en los siguientes intervalos de tiempo se muestra como el modelo inercial no necesita tanta acción de volante para mantener el vehículo en la trayectoria deseada. En la misma figura, el índice de *yaw rate*, el cual nos muestra la velocidad de *yaw* del vehículo, en el caso del modelo inercial no alcanza los valores del modelo pasivo. Teniendo en cuenta estos dos factores, el vehículo con amortiguadores inerciales obtiene un control mayor y es menos sobre virador, siguiendo mejor la trayectoria definida para la simulación *single line change*.

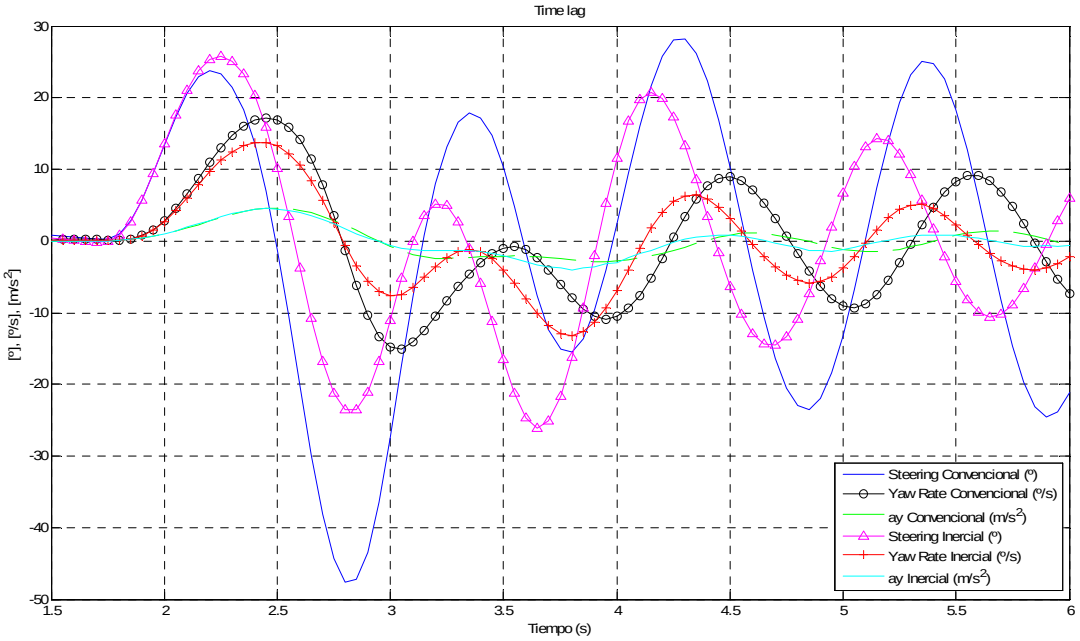
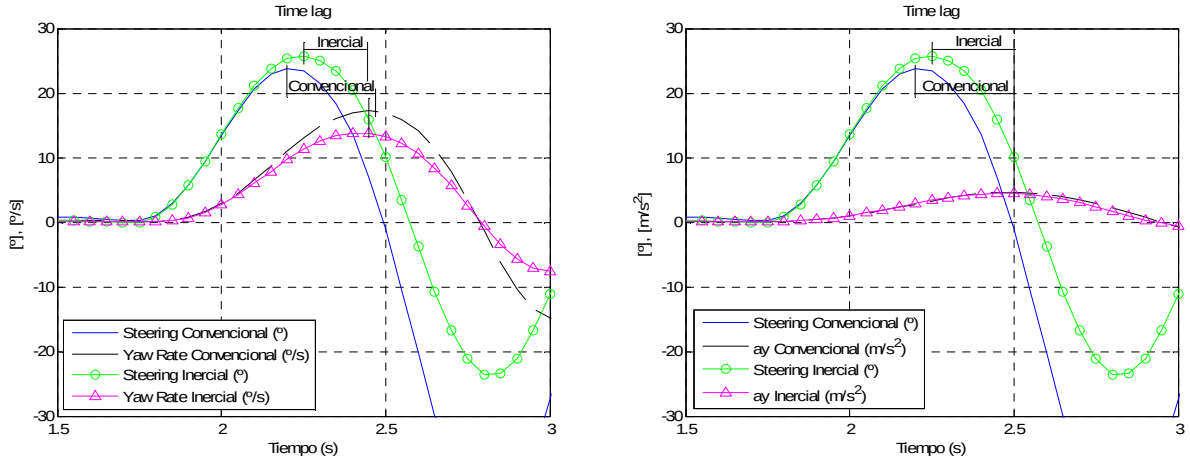


Figura 8: Tiempos de reacción de los vehículos.

Aumentando la figura anterior entorno a la zona en la cual se aplica el primer desplazamiento en el volante, se pueden observar los retardos de las respuestas en los vehículos. En las Figura 9(a) y (b), se muestra que el vehículo con amortiguadores convencionales tiene un retardo mayor en las respuestas que para el caso del vehículo con amortiguadores inerciales, lo cual indica que este último vehículo tiene una mayor agilidad debida al aumento de la fuerza de amortiguamiento.



(a) (b)

Figura 9: Tiempo de reacción del vehículo. (a) Retardo entre el ángulo de dirección y la variación de guiñada y (b) Retardo entre el ángulo de dirección y la aceleración lateral del vehículo.

4. Conclusiones

Se ha creado el modelo de amortiguador inercial en un sistema de 2GdL, del cual se han obtenido los valores de parámetros inerciales (masa (m_i), rigidez (k_i) y amortiguamiento (c_i)). Para los valores obtenidos en la simulación, se demuestra una disminución de la aceleración vertical de la masa suspendida alrededor de la frecuencia de resonancia de la misma. A su vez, se consiguen mantener los resultados de aceleraciones en el rango de frecuencias de la masa no suspendida.

También se han desarrollado dos modelos de vehículo completo con el fin de comparar los resultados obtenidos por medio del empleo de amortiguadores pasivos convencionales e inerciales. Por un lado, se ha demostrado que con el empleo de amortiguadores inerciales se disminuye el *roll* del vehículo y el tiempo de respuesta del mismo frente a un cambio de dirección producido por el conductor. Por otro lado, se ha conseguido mejorar el control del vehículo haciendo que éste sea menos sobre-virador y que siga mejor la trayectoria marcada en el test *single line change*.

5. Referencias

[1] J. Dixon. The Shock Absorber Handbook. Society of Automotive Engineers, Inc. (1999). ISBN 0-7680-0050-5.

[2] C. H. Kindl. New Features in Shock Absorbers With Inertia Control. Annual Meeting of the Society, Dyton, Ohio, (1933).

[3] F. H. Speckhart. The Design of Shock Absorber to Improve Ride Comfort by Reducing Jerk. SAE Technical Paper 680472, Detroit, Mich, (1968).

[4] G. Caravieri de Abreu. Shocks absorbers with inertial valve in vertical dynamic behavior of a passenger car. Proceedings Controls, Measurement & Calibration Congress, Brazil, (2014).

[5] Altair HyperWorks User's Guide. Contacts Panel – Properties Tab – Rigid to Rigid Contact.

[6] J. Fernandez. Development of a full vehicle dynamic model of a passenger car using ADAMS/Car, Bachelor of Engineering project, Oxford Brookes University, (2011).

Comparativa de datos de frenada sobre bancos de freno de ITV del tipo: Maha, Vteq y Ryme

C. Senabre Blanes[1], S. Valero Verdú[2], E. Velasco Sánchez[3]

[123]Dpto. de Ingeniería Mecánica y energía. Universidad Miguel Hernández de Elche.

csenabre@umh.es, svalero@umh.es, Emilio.velasco@umh.es

El objetivo del estudio es comparar la diferencia de medidas de frenada de un vehículo sobre los bancos de rodillos de ITV de las marcas más conocidas como son: Maha, Ryme y Vteq. Se utilizarán para la investigación un total de 8 frenómtros de rodillos, todos ellos con distintas características en cuanto a distancia entre rodillos, diámetro y acabado superficial de los mismos y velocidad de giro de la prueba. Los parámetros referentes al vehículo permanecerán constantes, éstos son: el diámetro de la rueda, la presión del neumático, el peso sobre la rueda y los ángulos de convergencia, dado que la influencia de la variabilidad en las medidas de frenada debido a éstos parámetros ya ha sido estudiada en investigaciones previas [13-16], pero hasta la fecha no se había establecido un porcentaje de variabilidad de resultados de medición de frenada por marca de frenómetro.

1. Introducción

Para comprobar el circuito de frenado se realiza una prueba de frenos en un banco de rodillos o un frenómetro de placas se utiliza. En estos frenómetros que se mide la capacidad de frenado del vehículo y el deslizamiento. Esta es una investigación que trata el estudio de la influencia de las diferentes características de los frenómetros de ITV en los resultados de la prueba de frenado longitudinales. Se han analizado nueve frenómetros de ITV diferentes, utilizando el mismo vehículo para las pruebas. Los datos de frenado del vehículo en frenómetros VTEQ Maha, Ryme y un frenómetro de placas se han comparado. Los resultados se analizaron para evaluar la fiabilidad de la máquina en la prueba de frenada.
En definitiva, estudiamos si el frenómetro ITV evalúa correctamente la condición de los frenos con una eficiencia del 100% en comparación con las mediciones tomadas del banco de frenos de placas. Hicimos una comparación entre los diferentes frenómetros de ITV. Esta investigación analiza hasta qué punto los parámetros estudiados afectan a las mediciones tomadas en las pruebas, tales como: Diámetro del rodillo, distancia entre rodillos, rugosidad del rodillo dado que éstos parámetros pueden variar dependiendo de qué frenómetro que se utiliza.

2. Demostración Matemática

Para conocer los parámetros que influyen en la medición del freno en ambos tipos de frenómetros, placas y rodillos, tenemos que analizar matemáticamente las ecuaciones de freno.

Considerando [9-11,16]:

- re = radio eficaz de la rueda en los rodillos
- rep = radio efectivo de la rueda en la tierra plana
- R2 = R3= El radio de rodillos es el mismo para ambos.
- M = Suma de momentos
- Mf = Par de frenado aplicada a la rueda del vehículo
- Mt = par de rodillos tractores , Mt2 = MT3
- F2 = F3 = Rodillo de fuerza tractora ,
- FR = Fuerza de fricción , Fr2 = Fr3
- μ = Rugosidad de los rodillos
- P = Peso de la rueda
- Re = radio efectivo de la rueda
- Cos θ = Ángulo entre el eje de simetría y la línea entre los centros de las ruedas de rodillos.

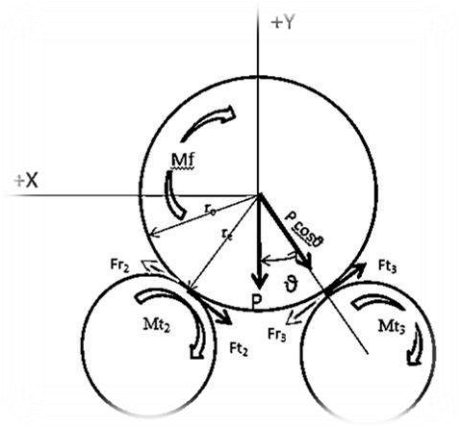


Figura 1. Parámetros de la prueba de frenado sobre rodillos.

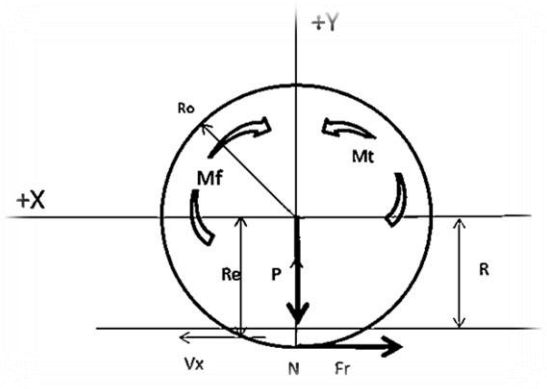


Figura 2. movimiento de la rueda en la placa dinamométrica

En el banco de rodillos no hay aceleración: $I.\alpha = 0$ (1)

Las fuerzas y momentos que actúan sobre la rueda al frenar en la frenómetro de placas:

Las fuerzas en el eje x [5-7] :

$$\sum F_x = ma \quad (2), \qquad m * a = Fx - Fr - Ff \quad (3)$$

Las fuerzas sobre el eje y:

$$\sum Fy = 0, \quad 0 = P - N, \quad N = P \quad (4)$$

En la Tabla 1 se pueden comparar las fórmulas del par de frenado en el frenómetro de placas y el banco de rodillos:

Tabla 1: Fórmulas en ambos casos

El banco de rodillos		En el frenómetro de placas
$Mf = 2Mt - 2\frac{\mu.P.r_e}{\cos\vartheta}$	(5)	$Mfp = -I\alpha + Fx \cdot r_{ep} - Fr \cdot r_{ep}$ (6)

Como podemos ver en las formulas el par de frenado en ambos casos dependerá principalmente de factores tales como [5-8,12]:

- El radio efectivo en un terreno llano
- El radio efectivo en los rodillos.
- Presión de los neumáticos
- Aceleración durante la Prueba
- La separación de los rodillos y los cos θ
- El peso de la rueda
- La adherencia de las ruedas en el suelo o los rodillos y la resistencia a la rodadura .

3. Experimentación

El vehículo utilizado en la investigación fue un Volkswagen Passat, diésel. Está equipado con el Programa de Estabilización Electrónica Avanzada (ESP) y el sistema de frenos antibloqueo (ABS). ESP detecta situaciones críticas y actúa rápidamente para evitar el arrastre antes de que comience. El ABS evita el bloqueo de las ruedas. La prueba en el frenómetro de rodillo de freno en el centro ITV se lleva a cabo colocando el vehículo sobre rodillos. El freno de emergencia no debe ser accionado. El coche se detiene en el banco de rodillos [1]. A continuación, los rodillos giran a 3-5km / h de velocidad. Esta velocidad se indica en el "manual de procedimientos ITV" [2] del Ministerio de Industria, Turismo y Comercio de España (2006) [3]. Se presiona el pedal del freno hasta que se obtiene el 100% de deslizamiento.

Las pruebas en frenómetros de ITV se realizaron con el mismo neumático: Dunlop 215 / 55R16, con la misma presión de los neumáticos: 1,7 bar, para saber que las diferencias obtenidas en las medidas no se debían a esos parámetros. La variación de temperatura ambiente entre las pruebas no fue superior a 5 grados.

Durante la pruebas no varía: la presión de los neumáticos =1.7 bar, la aceleración = 0, el peso sobre la rueda, el radio efectivo. Por lo tanto, las variaciones entre pruebas se deben a: la separación de los rodillos y al cosθ, el diámetro del rodillo, la velocidad de la prueba, la adherencia de las ruedas en el suelo o los rodillos y la resistencia a la rodadura.

Cada una las medidas se obtuvo tomando la media de diez conjuntos de datos de frenado en las mismas condiciones; la dispersión de cada grupo de mediciones de freno fue menor de 3 %.

A continuación se muestran imágenes de cada uno de los frenómetros utilizados:
En la ciudad de Ondara

- Frenómetro de ITV VTEQ Vteu3000
- Frenómetro de ITV VTEQ 7000



Figura 3. Frenómetro VTEQ Vteu3000



Figura 4. Frenómetro ITV VTEQ 7000

En la estación de Elche:

- Frenómetro de ITV MAHA IW2 RS2 MBT 5000
- Frenómetro de ITV MAHA IW7 Serie MBT 7000,
- Frenómetro de ITV MAHA IW2 RS



Figura 5. Frenómetro de ITV MAHA IW2 RS2 MBT 5000.



Figura 6. Frenómetro de ITV MAHA IW7 Serie MBT 7000.



Figura 7. Frenómetro de ITV MAHA IW2 RS5.



Figura 8. Frenómetro de ITV MAHA IW2 RS2

En el municipio de Orihuela:

- Frenómetro de ITV MAHA IW2 RS2

En la estación de Pilar de la Horadada:

- Frenómetro de ITV RYME FRLNET
- Frenómetro de ITV RYME FRU4



Figura 9. Frenómetro de ITV RYME FRLNET



Figura 10. Frenómetro de ITV RYME FRU4

A continuación se muestra una figura de un Frenómetro de placas de nuestro laboratorio en el campus de la Universidad Miguel Hernández de Elche:



Figura 11. Frenómetro de placas de ITV (1.5 m x 2.02 m, 0.6 m cada una)

4. Resultados

Se realizó un análisis comparativo de las mediciones de frenado para el mismo ensayo llevado a cabo con diferentes frenómetros de ITV, para ver las diferencias. Las mediciones obtenidas en las pruebas fueron la frenada y la eficacia de cada rueda.
Los ocho frenómetros tienen diferente distancia entre los rodillos, distintos diámetro los rodillos y e idéntica rugosidad de los rodillos, pero todos ellos tienen el mismo umbral de rechazo debido a que la eficacia mínima para todos los frenómetros ITV es del 50 %, ver apartado 4.1.
Se ha comprobado si los datos experimentales varían del mismo modo que se esperaba tras realizar la formulación matemática.
Lo que se quiere comprobar en definitiva es si un coche podría pasar o no la prueba debido a la frenómetro utilizado, y si fuera así, los conductores podrían elegir entre un frenómetro ITV que ofrecen probabilidad más altas de pasar el examen de freno. Y lo que es peor, algunos vehículos con las condiciones del sistema de freno inferior podían pasar el examen y estar en las carreteras Españolas.

4.1. Eficacia

La eficiencia del freno mínimo para pasar la prueba ITV es del 50 % para los vehículos como se indica en la Directiva 96/96 CEE [2] , y el manual de inspección ITV de los vehículos [3] .
La eficiencia es:

$$E = \frac{F_{total}}{m * g} 100 \qquad (7)$$

Siendo:

- E = % de eficiencia, mínimo = 50 %
- F_{total} = Suma de las fuerzas de frenado de todas las ruedas.
- m = masa máxima del vehículo admisible en kg
- g = aceleración de la gravedad.

La fuerza de frenado mínima en cada rueda delantera para pasar la prueba tiene que ser:

F_{tot}=E%*m*g/100=50*(890 /2)/100= 222.5 daN. (8)
Y en las ruedas traseras: F_{tot}=E%*m*g/100=50*(615 eje delantero/2)/100= 153.75 daN (9)

4.2 Discusión

Las pruebas se han realizado utilizando el rodillo 8 frenómetros cama ITV con diferentes diámetros de los rodillos y diferentes distancias entre los rodillos, para analizar la influencia de estos parámetros en los datos obtenidos de freno. Se utilizó también un banco de frenos de placas para comparar los resultados de los datos de freno.
Se obtuvieron mediciones de fuerza diferentes en los ocho frenómetros de ITV con los mismos Dunlop215 / 55 R16 y con la misma presión de los neumáticos en los 4 neumáticos.
Las mediciones obtenidas a partir de las pruebas fueron: la presión de frenado en el vehículo y el deslizamiento de la rueda de frenado.

La Tabla 2 presenta las diferentes características de los frenómetros en cuanto a distancia entre rodillos y diámetro de éstos:

Tabla 2. Ángulos valores en cada frenómetro ITV cuando el neumático se infla con 1,7 bar de presión.

	Maha: IW2 RS5,IW2 RS2, Ryme RLNET	MahaIW2 MBT 5000	Maha IW7 MBT 7000	Ryme FRU4	Vteq 3000	Vteq 7000
Diámetro de rodillos	202	202	265	270	206	271
Distancia entre rodillos	400	430	475	485	400	475
1/cos	1.1356	1.1628	1.1737	1,1806	1.134	1.17

Los parámetros que varían de un frenómetro ITV a otro son: el ángulo entre el eje de simetría y la línea que va del centro de la rueda al rodillo, debido a la distancia entre los rodillos y el diámetro del rodillo.

4.3. Resultados. Variando la distancia entre rodillos.

Tras realizar las medidas de frenada en los 8 frómetros de rodillos y el frenómetro de placas, se muestran a continuación los datos de fuerza para cada neumático:

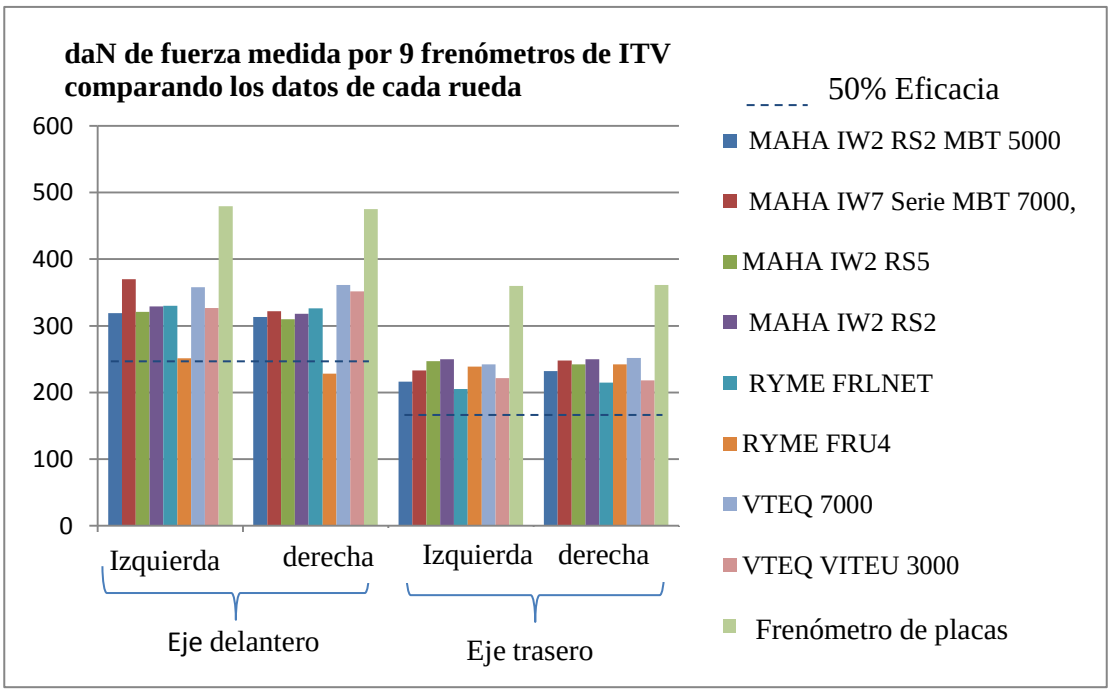


Figura 12. daN de fuerza de freno en cada rueda en cada una de las 9 estaciones de ITV

En la figura, con la comparación de datos, se ha demostrado que un vehículo tendrá una posibilidad más alta de pasar la prueba usando un frenómetro de placas en comparación con los bancos de rodillos, y además:

• El freno con Vteq ITV ofrece una mayor posibilidad de pasar la prueba
• En segundo lugar con el MAHA IW7 Serie MBT 7000 se tendrá mayor posibilidad de pasar la prueba
• Por último el uso de la ITV Frenómetro RYME FRU4 el vehículo tendrá una posibilidad menor para aprobar el examen.

La diferencia máxima de medidas en el eje frontal en la rueda izquierda es de un 32% y en la derecha un 30% y en el eje trasero en la rueda izquierda es de un 18% y en la derecha de un 14%.
Por lo tanto podemos concluir que la variación de la superficie de contacto debido al radio del rodillo y la distancia entre los mismos puede variar resultados entre 6-24%.

En el eje delantero del frenómetro Maha IW7 MBT 7000 se obtienen valores de datos más altas de freno. La diferencia entre el valor más alto (370 daN) y el valor más bajo (250 daN usando un FRU4 Ryme) es 32,4%.
En el eje trasero se obtiene un bajo porcentaje de diferencia entre las mediciones. La diferencia entre el valor más alto (250 daN usando Maha IW2 RS2) y el valor más bajo (205 daN usando un Ryme FRLNET) es un 18%.

Por otro lado, se puede observar que con el uso de una plataforma dinamométrica o frenómetro de placas se han obtenido valores de freno más altos. Esto es debido a que la fuerza de frenado necesaria para detener el vehículo en una superficie plana, cualquiera que sea la presión de los neumáticos, es siempre mayor que la requerida en el frenómetro de rodillos, debido al hecho de que al dejar de moverse la inercia del vehículo el movimiento hacia adelante debe ser contrarrestada [5], lo que no sucede en un frenómetro de rodillo.
Así se puede concluir que se obtuvo esta diferencia debido a la variación de la distancia entre los rodillos y la variación de diámetro de los rodillos.

5. Conclusiones

Cuando el vehículo ha sido sometido a las pruebas de ITV, se esperaría que fuera una prueba de frenado objetiva, y no influenciada por cualquier otro parámetro. Tan sólo hay que saber si los frenos están en buenas condiciones o no.

El estado de frenado se comprueba mediante la medición de la eficacia de los frenos. La eficacia debe superar un umbral de rechazo de 50 %, que es el mismo para todos los frenómetros de freno ITV españolas independientes de las características de la prueba de freno ITV individual que se utilice.
Hemos obtenido los parámetros variando datos experimentales tales como: diámetro del rodillo y la distancia entre los rodillos para estudiar su influencia sobre la medida obtenida.
Podemos concluir que el mismo vehículo con el sistema de frenos en perfecto estado puede pasar o no la prueba de frenado, dependiendo de cuál de los frenómetros de ITV se utilizaron, debido a la distancia entre los rodillos, o dependiendo de la rugosidad de los rodillos con el mismo neumático con las mismas presiones. Por lo tanto, se puede afirmar que estos parámetros afectan a las mediciones de freno en los centros de ITV y distorsionan los resultados de la prueba de frenos.

Finalmente, se puede concluir que estos parámetros, que no corresponden al sistema de frenos sino a las características del frenómetro utilizado, afectan a las mediciones de freno en los centros de ITV y distorsionan los resultados de la prueba de frenos. De esta manera, podemos poner en duda la idoneidad de un frenómetro de rodillos de freno para determinar si el sistema de frenos está en buenas condiciones.

Por otra parte, con la comparación de ambos sistemas, el banco de rodillos y las mediciones de freno en plataforma dinamométrica, se puede observar que la fuerza de frenado para detener el coche en una frenómetro de placas será más alto que en el banco de rodillos.

Tras el análisis de los bancos de rodillos de freno y frenómetro de placas presentamos un análisis comparativo entre ambos sistemas que indican las ventajas y desventajas de cada uno:

- En el banco de rodillos la mayor ventaja es la capacidad de mantener el frenado del coche durante largos períodos de tiempo para probar repetidamente el sistema de frenado, permite determinar la ovalidad, y se pueden detectar y aislar los problemas de "fading", freno de sobrecalentado, causando la pérdida de eficacia del frenado.
- Los problemas mecánicos tales como la "ovalidad" y alabeo son fácilmente a detectables en el frenómetro de rodillo debido a un frenado gradual y esto no sucede en la frenómetro de placas porque los datos de frenado se obtienen en un punto determinado.

- Si hubiera un amortiguador roto cuando se mide sobre rodillos, no se podría detectar, ya que sólo se mide el sistema de frenado. En una frenómetro de placas un problema con el amortiguador se detecta debido a la fricción de la rueda. De este modo, el freno para detener el coche se mediría retardadamente de una rueda a la otra. Hasta que la suspensión no alcanza la compresión total del vehículo, el peso de la rueda no se transmite por completo a la de placas. Por lo tanto, para comprobar las placas de frenado es necesario que los volquetes estén en buenas condiciones. Por otro lado, esto no es necesario en un banco de rodillos, porque la eficacia medida en el rodillo es independiente de la eficacia de la suspensión.
- Para entender la diferencia de las mediciones entre frenómetro de rodillos de freno y de placas, (con el mismo neumático y la misma presión de inflado de la rueda y la misma carga en la rueda), se analizó en investigaciones previas la variación de la superficie de contacto del neumático-rodillo y neumático-suelo y se pudo observar que la superficie de contacto en el segundo caso fue alrededor de un 80% superior.
- La frenada de automóviles produce un momento de cabeceo sobre el centro de gravedad. Por lo tanto, aparece una transferencia de carga desde el eje trasero para el eje delantero. Siendo el eje delantero más ligero que el eje trasero. Además, a causa de la dinámica del vehículo en el eje trasero se descargaba la transferencia de carga en el eje delantero, cada vez que se acciona el freno. Este fenómeno depende de la altura del centro de gravedad del vehículo y su distancia entre ejes.
- Por lo tanto, otra debilidad del frenómetro de banco de rodillos es la incapacidad para tener en cuenta la transferencia de masa al eje delantero que se produce cuando se frena en el tráfico normal. En otras palabras, los datos de la distribución de frenado entre los ejes no están bien medidos durante el frenado en los bancos de rodillos.

Los resultados podrían estar normalizados siguiendo estos consejos:

1. Todas las estaciones de ITV deben tener las mismas características .
   La variabilidad debido a: la distancia entre los rodillos, rugosidad, y el diámetro de los rodillos, podrían anularse si todas las estaciones utilizaran el mismo frenómetro pero no la variabilidad debida a: presión de los neumáticos, el peso de la rueda, los ángulos de rueda etc., demostrada en investigaciones previas.
2. La variabilidad se podría eliminar utilizando otro tipo de medidor de freno a través de un sistema de verificación de freno sin arrastre de las ruedas.

Con el fin de obtener mejores resultados de los frenómetros de ITV se recomienda que todas las estaciones de ITV españolas deberían tener la misma distancia entre los rodillos, la misma superficie del rodillo, el mismo diámetro de los rodillos y siempre controlar la presión de los neumáticos y el peso de la rueda aunque la mejor solución sería utilizar un sistema en el que no hubiera deslizamiento entre los rodillos y que fuera el mismo para todas las estaciones de ITV.

6. Agradecimientos

Me gustaría dar las gracias a la subvención: “Ayudas para la realización de Proyectos I+D para grupos de investigación emergentes” GV/2015/034.

7. Referencias

[1] CITA (2014) Standardization of criteria for evaluation of defects diagnosed during the inspection of vehicles.
[2] European Community (2002) Directive 2002/78/EC Official Journal of the European Communities, L 267/23, October 4,
[3] Ministry of Industry, Tourism and Trade of Spain (2014) ITV Inspection Procedures Manual station.
[4] Ministry of Industry, Tourism and Trade of Spain (2014) National Regulation Vehicle Inspection in Law No. 29237,.
[5] Luque P, Álbarez D, Vera C (2004). Automobile Engineering, Systems and Dynamic Performance. Publisher: Thomson.
[6] F. Aparicio and C. Vera (2001). Theory of vehicles, vol.2.
[7] Dixon J. C. (1996) Tyres, Suspension and Handling, Society of AutoITVive Engineers, Inc. The Open University, Great Britain,.
[8] García-Pozuelo D. Modelo de contacto neumático-calzada a baja Velocidad.
[9] Abella M. M. (2001). Modelo de comportamiento de placa alineadora. PhD thesis, Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.

[10] Thurston D F. (2015) Adhesion considerations in safe brake distance calculations. ASME Joint Rail Conference (JRC2015), Mineta Transportat Inst, San Jose, CA; March 23-26.
[11] Thurston D F. (2011) Statistical safe braking analysis. ASME/ASCE/IEEE Joint Rail Conference; Pueblo, CO; March 16-18.
[12] Senabre C, Valero S and Velasco E. Comparative Analysis of Various Brake Testers Used in Ministry of Transport Facilities, such as: Bank of Roller Testers and Dynamometric Platform Testers. Advances in Automobile Engineering.
[13] Senabre C, Valero S and Velasco E. Performance of Mot Brake Testers with Varying: Tyre Pressures, Distance between Rollers and Roughness of Rollers. International Journal of Engineering and Innovative Technology (IJEIT).
[14] Senabre C, Valero S and Velasco E. Comparative analysis of vehicle brake data in the ministry of transport test on the roller brake tester and on flat ground. Technology (IJEIT) Volume 2, Issue 8, February 2013.
[15] C. Senabre, E. Velasco, S. Valero. Análisis de la influencia de la presión de los neumáticos y el peso en las medidas de frenada de un vehículo sobre banco de rodillos de ITV en comparación con las medidas sobre suelo plano. Securitas Vialis (2010) 7:12-21
[16] C. Senabre, E. Velasco, M. Sanchez. Study of mathematical models to simulate tyre movement and interaction with the surface León Mechanical Conference, December 2004.

A new methodology to assess sound power level of tyre/road noise under laboratory controlled conditions in drum test facilities

D. Clar Garcia[1], E. Velasco Sánchez[2]

Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Miguel Hernandez de Elche. dclar@umh.es

Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Miguel Hernandez de Elche. emilio.velasco@umh.es

Tyre/road interaction is the main source of noise emission caused by road traffic when cruising at speeds over 30 km/h. Several methods such as the Coast-By (CB), the Close-Proximity (CPX), the Statistical Pass-By (SPB) or the Controlled Pass-By (CPB) have been used over recent decades to measure noise emission. However, since Regulation (EC) No 1222/2009 on the labelling of tyres was published, only the method described in UNECE Regulation 117 concerning the approval of tyres with regard to rolling sound emissions, can be used in order to obtain tyre/road noise emission approved values. All these conventional methods have several disadvantages such as the lack of repeatibility, the influence of environmental factors or the different results that can be obtained depending on the test track or the vehicle upon which the tests are carried out. A new methodology based on drum tests and the ISO 3744:1994 has been developed in order to avoid these limitations. This paper describes the new method including the positioning of microphones, calculating correction factors, characterizing the background noise caused by the drum and obtaining the sound power level of a tyre when rolling against a drum.

Keywords Tyre; noise; sound power; drum;

1. Introduction

With regard to road traffic noise generation, the main source for a vehicle travelling over 30 km/h. is tyre/road noise. There are other noise sources such as wind turbulence, the engine or the vehicle's transmission that also contribute to road traffic noise. However, these other sources have little weight in the overall vehicle noise at medium and high speeds. Nowadays, aerodynamic exterior noise at speeds lower than 120 km/h is quite low [1]. Likewise, future power unit (engine and transmission) noise sources will be dramatically reduced because of the progressive introduction of electrical vehicles. In this scenario, reducing tyre/road noise will make the biggest contribution to lessening road traffic noise emission.

Several regulations have been published in the European Union in the last decade in order to reduce noise generated by the interaction of the tyre and road surface. The first one, UNECE Regulation 117 [2], was published in 2007 and describes the method to measure rolling sound emission for tyres. This method is based on ISO 13325 [3] CB test method for measurement of tyre-to-road sound emission published in 2003. Afterwards, Regulation (EC) No 661/2009 [4] establishes the rolling noise limits for tyres to be sold after 1st November 2012 under CE marking type approval. Finally, Regulation (EC) No 1222/2009 [5] sets out a classification of tyres according to their noise emission values which can be obtained by means of the previously described method in UNECE Reg. 117. The CB method, along with the CPX, the SPB or the CPB methods have been considered in the standardisation work.

However, all these conventional methods for classification of tyres with respect to noise emission have several disadvantages and limitations among which the following ones are the most important:

- Lack of repeatability. It is quite difficult to get the same results when tests are carried out by different test teams on different test tracks [6] and with different vehicles [7]. It is even relatively hard to get the same results with tests performed by the same test team on the same test track and vehicle as there are different factors which influence the results. In spite of correction factors for aspects like temperature, other variables such as wind speed and direction, background noise or changes over time [8] (e.g. on the tyres, the track or the vehicle itself due to wear and tear) cannot be easily weighted. Differences in reference speeds, vehicle categories and the effects of the road surface age and roughness may bring significant discrepancies in the final results [9], [10].

- Expensive method. Carrying out a test under any of the previously mentioned conventional methods –i.e. CB, CPX…- involves using a vehicle with four tyres to be tested. Labour cost of fitting four tyres is four times the cost of testing just one. The same occurs with the tyres' cost itself. Besides, at least two people need to be working on the test at the same time and a certain amount of fuel is consumed during the test. Finally, track tests take considerably more time to be carried out and that makes them more expensive. All of these factors make conventional methods much more expensive than the new methodology explained in this paper. Prices given by accredited automotive test laboratories for a CB track test are between 3 and 4 times more expensive than a tyre rolling resistance laboratory test (equivalent, in cost terms, to the new methodology suggested here).

- Time-consuming test. The methodology described in UNECE Regulation 117 determines that, at least, four measurements shall be made on each side of the test vehicle at test speeds lower than the reference speed and at least four measurements at test speeds higher than the reference speed. This means that testing a vehicle requires more than 40 minutes. The same number of measurements can be done in 8 minutes employing the new methodology. Besides, assembling one tyre in the drum is four times faster than fitting four tyres in a car.

- Measured magnitude. The magnitude that is measured according to the previously mentioned regulations is sound pressure level. However, that depends on factors such as the environment in which the sound waves travel, attenuation or distance from the noise source. This does not happen to the sound power level, which is a magnitude that is inherent in the noise source and does not depend on other external factors [14]. Therefore, by measuring sound pressure it is not possible to quantify the sound power of the source unless the environment is strictly controlled and defined. This does not happen in the methodology described in Regulation 117 or in any other of the conventional methods previously mentioned.

In order to solve these problems, a new methodology based on drum tests and the International Standard ISO 3744 [11] has been developed. The ISO 3744 determines sound power levels of noise sources using sound pressure in an essential free field over a reflecting plane. This new approach combines the expertise of the ISO method with the experimental procedure developed at the research group's drum tyre test facilities (see Fig. 1).

While some research groups have tested tyre noise emission using drums [12], none of them have done so by means of a standardised specific engineering method for determining sound power level. On the contrary, all the previous tests have considered sound pressure. This paper explains the methodology to locate the microphones and to obtain corrections for background noise K_1 and test environment K_2 according to ISO 3744. After that, it describes the drum test facilities and the instrumentation as well as how the tests are configured. Finally it shows and comments on the test results and ends with the final conclusions.

2. ISO 3744 based sound power level approach in drum tyre test facilities

The first step in locating the microphone positions is to define a hypothetical reference box which contains the noise source (see Fig. 2). The characteristic source dimension d_0 is calculated by the following equation (1):

$$d_0 = \sqrt{\left(\frac{L_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{L_2}{2}\right)^2 + L_3^2} \quad (1)$$



Fig. 1. Research group's drum tyre test facilities

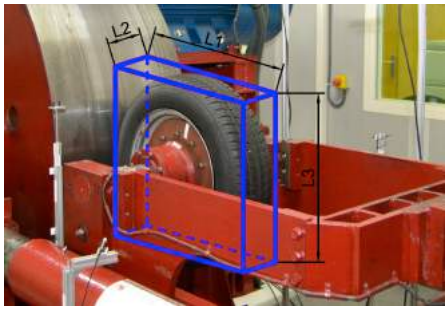


Fig. 2. Reference box

The microphones are then placed on a hemispherical measurement surface that has to be centred in the middle of the reference box. The radius r of the hemisphere should fulfil the following condition: $r > 2 \cdot d_0$ (2)

As prescribed by the standard, microphones are distributed according to the coordinates shown in Table 1 and the microphone array on the hemisphere shown in Fig. 3 (left).

Table 1. Microphone position coordinates

Microphone Position	x/r	y/r	z/r
1	-0.99	0	0.15
2	0.50	-0.86	0.15
3	0.50	0.86	0.15
4	-0.45	0.77	0.45
5	-0.45	-0.77	0.45
6	0.89	0	0.45
7	0.33	0.57	0.75
8	-0.66	0	0.75
9	0.33	-0.57	0.75
10	0	0	1.0

However, microphones 1 and 6 have a greater contribution to the averaged sound level because of the tyre's directivity noise emission [13]. For this reason and so as to be able to carry out future comparisons with the results obtained by means of the experimental procedure to obtain sound power level of tyre/road noise under (CB)conditions [14], the aforementioned microphone distribution was rotated 90º in an anticlockwise direction resulting in a distribution as shown in Fig. 3 (right).

Different microphone stands were designed and positioned using CAD software according to ISO 3744 to fulfil the previous microphone array requirements for a 1 m. radius hemisphere (see Fig. 4 left). Afterwards, aluminium Bosch profiles were assembled to build the stands. The stands were placed around the tyre as seen in Fig. 4 (right)

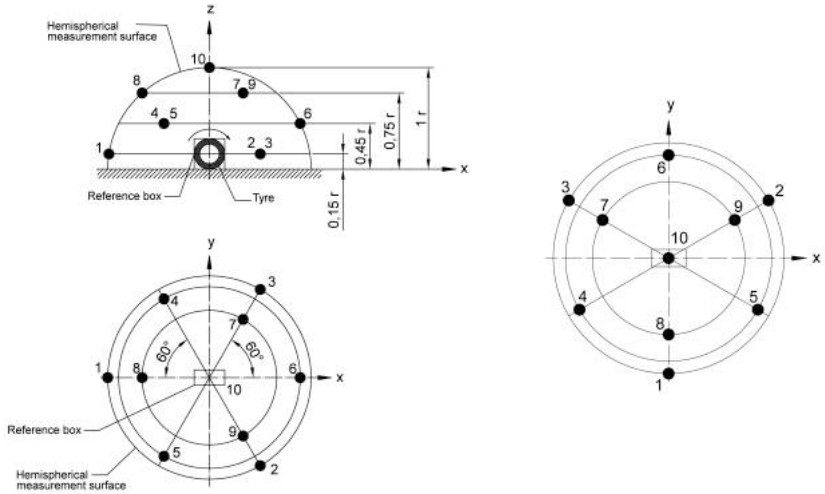


Fig. 3. Microphone array on the hemisphere (left) and new microphone array after rotating 90º (right)



Fig. 4. Designed stands for microphones using a CAD software (left) and microphone array around the tyre (right)

Additionally, 3 microphones were added as established in ISO/CD 11819-2 CPX-Method [15]. This was also done to compare track with drum results as stated before (see Fig. 5).



Fig. 5. Microphone positions according to ISO/CD 11819-2 CPX-Method

The drum tyre test laboratory has been characterized in order to see if the acoustic environment satisfied both the criterion for background noise and adequacy of the test environment. Additionally, it was necessary to measure and record the background noise while the whole drum equipment was working at the interest test speeds range with no tyre rotating against the drum, in order to characterize the drum tyre test laboratory.

2.1. Corrections for background noise K1

The ISO 3744 prescribes 3 grades of accuracy depending on the test environment and the limitation for background noise mainly. These are Precision method Grade 1, Engineering method Grade 2 and Survey method Grade 3. Given our test environment and background noise, where ISO 3744 Engineering method grade 2 applies, the average background noise level should be at least 6 dB below the sound pressure level to be measured when the tyre is spinning. The background noise correction K1 is calculated with the following equation (3):

$$K_1 = -10 \cdot \log(1 - 10^{-0.1\Delta L}) \quad \text{dB} \tag{3}$$

where

$$\Delta L = \overline{L'_p} - \overline{L''_p} \tag{4}$$

$$\overline{L'_P} = 10 \cdot \log\left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} 10^{0.1 L'_{pi}}\right] \quad \text{dB} \tag{5}$$

$$\overline{L''_P} = 10 \cdot \log\left[\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} 10^{0.1 L''_{pi}}\right] \quad \text{dB} \tag{6}$$

being

L'_{pi} the average sound pressure level over the measurement surface with the tyre spinning at the test speed;

L''_{pi} the average sound pressure level of the background noise over the measurement surface (drum rotating but no tyre spinning).

When it is accomplished that ΔL is between 6 and 15 dB, correction shall be made using equation (3) whereas if ΔL is higher that 15 dB no correction is made. If it happens that ΔL is lower than 6 dB, the accuracy of the results is reduced and the background noise requirements established in ISO 3744 are not fulfilled.

2.2. Corrections for the test environment K_2

The environmental correction K_2 must be lower than 2 dB in order to fulfil the standard requirement. It can be calculated by means of three different methods. The first one is a theoretical method, which only takes into account the dimensions of the test room and the acoustic properties of the walls and ceiling. The second one, called the reverberation method, is empirical and calculates the equivalent absorption area of the room from the measured reverberation time. In spite of being much more accurate than the first one, this method is not suitable for laboratory hemi-anechoic rooms. The last one, the two-surface method, is an experimental approach that can be used only if the length and width of the room are each less than three times the ceiling height.

To obtain the environmental correction K_2 with this method, there must be two surfaces that surround the sound source. The first one is the same hemispherical measurement surface explained at the beginning of this section 2 for determination of sound power level (see Figs. 3 and 4). The second surface is geometrically identical to the first one while it is positioned further away and symmetrical with respect to the noise source. Besides, the microphone locations on the second surface must match those on the first surface. The following requirement must be satisfied: $S_2 / S > 2$, where S is the area of the first surface and S_2 is the area of the second surface. For that reason, a 2 m. radius hemispherical measurement surface was designed and the required stands were assembled analogously to the one explained before.

K_2 was therefore calculated using the following equation (7):

$$K_2 = 10 \cdot \log\left[1 + 4 \cdot \left(\frac{S}{A}\right)\right] \quad \text{dB} \tag{7}$$

Where A is the equivalent sound absorption area of the room, in m^2 and S is the area of the measurement surface

The ratio A/S is calculated by:

$$\frac{A}{S} = \frac{4 \cdot (M - 1)}{1 - \frac{M \cdot S}{S_2}} \tag{8}$$

While the quantity M can be obtained with:

$$M = 10^{0.1\left(\overline{L'_{p1}} - \overline{L'_{p2}}\right)} \tag{9}$$

being $\overline{L'_{p1}}$ the sound pressure level on S in dB and $\overline{L'_{p2}}$ the sound pressure level on S_2 (see equation (5)) in dB.

2.3. Calculation of sound power level from sound pressure level

The average sound pressure level $\overline{L'_p}$ over the measurement surface can be calculated from the A-weighted sound pressure level measured by each microphone using equation (5). Next, the surface sound pressure level $\overline{L_{pf}}$ can be obtained by correcting $\overline{L'_p}$ using the background noise and test environment corrections K_1 and K_2 by equation (10)

$$\overline{L_{pf}} = \overline{L'_p} - K_1 - K_2 \tag{10}$$

Finally, the sound power level L_w can be calculated with equation (11)

$$L_w = \overline{L_{pf}} + 10 \cdot \log\left(\frac{S}{S_0}\right) \quad \text{dB} \tag{11}$$

being S the area of the measurement surface in m^2 (for an hemisphere $S=2\cdot\pi\cdot r^2$) and S_0=1 m^2

3. Drum test facilities and instrumentation, test configuration and tested tyres and characterising drum tyre test facilities

As seen in the previous section, both the background noise and the test environment must surpass the minimum requirements for determination of sound power levels established in ISO 3744. This section explains in detail how these requirements can be fulfilled as well as defining the test configuration and parameters.

3.1. Drum test facilities and instrumentation

The drum tyre test facilities comprise a 1700 mm. diameter steel drum which is spun by a 110 kW electric motor. Tyres are mounted on slightly modified commercial rims which are, at the same time, bolted to the test shaft which spins freely around its position. The tyre-rim-shaft assembly is pushed against the drum by means of a hydraulic ram. The drum facility can carry out load-speed tests as well as tyre rolling resistance and tyre noise emission tests.

Both ceiling and walls of the test room are made of sound absorbing materials. For that reason and given the dimensions of the test room (h: 3920 mm, l: 9350 mm, w: 4840 mm) the conditions in section 2.2 are satisfied.

Measuring instruments such as the tachometer, the load cell, microphones, the pressure gauge or the thermometer, are metrologically inspected and calibrated regularly by external laboratories. Furthermore, the whole laboratory facilities and its activities are audited yearly and are accredited by an International Accreditation Body as complying with the standards ISO 17020 [16] for inspection bodies and ISO 17025 [17] for test laboratories since 2011.

3.2. Test configuration and tested tyres

The microphones were accurately placed around the tyre using a calibrated Bosch GLM80 laser distance meter according to the microphone array for the 1 m. radius hemispherical measurement surface and the CPX method explained in 2. In order to look for repeatability in future tests, the position of the stands around the floor was set by means of drilled holes and labelled to avoid any possibility of mixing up the stands in subsequent tests.

As the aim of this research is to develop and validate an alternative methodology to measure tyre/road noise sound power level in drum test facilities, different tyres had to be tested while other factors such as surface, temperature or tyre load remained constant [18]. The major advantage of the proposed method is to obtain a parameter, sound power level, that is not affected by external factors such as attenuations, distances or measurement environment. For this reason eight different tyres of two different sizes were tested from 40 to 120 km/h at steps of 10 km/h. A total of 144 tests were carried out with the tyres and 18 additional tests registered the background noise at the same speeds. The tyres were inflated to the nominal pressure of 2 bar and the load applied to them was 80% of the load index as prescribed in the corresponding Regulation 117. The tyres chosen to perform the tests were two retreaded Insa Turbo tyres with opposite specifications (eco vs. sport), a standard quality Nexxen tyre and a premium Michelin tyre. All the information regarding the tyres can be seen in Table 3.

Table 3. Tested tyre models, dimensions and test loads.

TYRE MAKE AND MODEL	TYRE SIZE	LOAD INDEX	TEST LOAD
InsaEco, InsaSport, NexxenCP461, Michelin Energy	185/65R15 88H	88 (560 kg.)	439 daN
InsaEco, InsaSport, NexxenCP461, Michelin Energy	205/55R16 91V	91 (615 kg.)	482 daN

As the test room is air conditioned, the temperature was set to 25ºC while the registered temperature was kept between 24.2 and 24.9ºC. The LMS Scadas Mobile acquisition system recorded signals of 5 s. between 100 Hz and 10 kHz at an integration time of 125 ms. All these data was processed in 1/3 octave bands.

3.3. Characterising drum tyre test facilities

A series of tests were carried out using 1 and 2 m. radius hemispherical measurement surfaces as well as the CPX microphone array. The drum speed was set to 80 km/h as established in track tests by Regulation 117. A Michelin Energy Saver 185/65R15 88H tyre was used.

Table 4. Correction for background noise test results

MICROPHONE POSITION	L'_p (dB)	L''_p (dB)	ΔL (dB)	K_1 (dB)
1 m.	91.01	77.93	13.08	0.219
2 m.	87.38	77.04	10.35	0.4205
CPX	99.14	76.93	22.22	No corr.

The results showed that $\Delta L > 10\ dB$ in all microphone positions. This means that ΔL exceeds the minimum limitation for background noise that ISO 3745 [19] Precision method Grade 1 for hemi-anechoic rooms prescribes, which gives an idea of the optimum test environment we are working in. The test results can be seen in Table 4.

With all considerations described in 2.2, after performing several tests, K_2 was calculated as:

$$M = 10^{0.1\left(\overline{L'_{p1}} - \overline{L'_{p2}}\right)} = 10^{0.1(91.20-86.78)} = 2.766 \text{ dB}$$

$$\frac{A}{S} = \frac{4 \cdot (2.766 - 1)}{1 - \frac{2.766 \cdot 6.28}{25.12}} = 22.89$$

$$K_2 = 10 \cdot \log\left[1 + 4 \cdot \left(\frac{1}{22.89}\right)\right] = 0.699 \text{ dB}$$

Once again, the results showed that the criterion for suitability of test environment was widely achieved as $K_2 < 2$ dB. Not only did it fulfil this requirement but it was also very close to that of the ISO 3745 Precision method Grade 1 for hemi-anechoic rooms which establishes a maximum value for K_2 of 0.5 dB.

4. Test results

The results shown in this section are A-weighted sound power level for both the background noise and the tyre noise. One of the key aspects to consider while evaluating the results was to analyse and compare the behaviour of the different microphones in order to see whether their noise reception was affected by the test machine or not. The frame or the protection grid, for example, could have caused noise reflection or screening. However, none of these phenomenons occurred as can be seen in Fig. 7, where tyre noise spectra for each of the 1 m. radius hemisphere microphone positions explained in section 2 is illustrated (Figs. 3 & 4).

Figure 6 shows typical tyre noise spectra with a noise increment around 315 Hz due to the tyre tread pattern and the characteristic peak around 1 kHz. An unusual noise increment, at about 5 kHz appears because of the electric motor's high frequency noise emission. However, the behaviour of all the microphones has proved to be fairly stable, as there is not much difference between them.

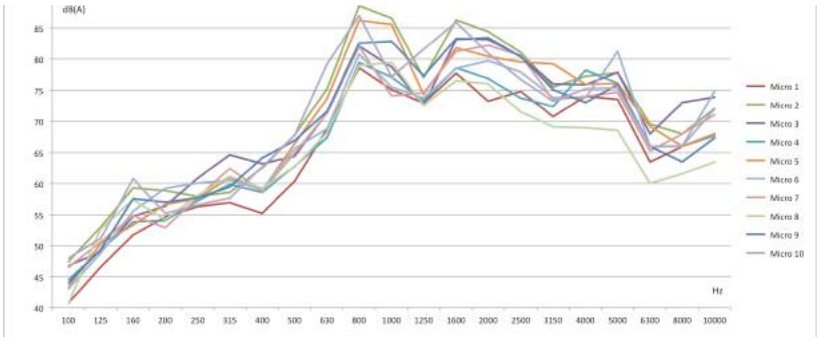


Fig. 6. Microphone comparison for a Nexxen Class Premiere CP461 185/65R15-88H tyre at 80 km/h

An example of the A-weighted sound power level in 1/3 octave bands spectra for an 185/65R15-88H Michelin Energy Saver tyre at a speed of 80 km/h is shown in Fig. 7

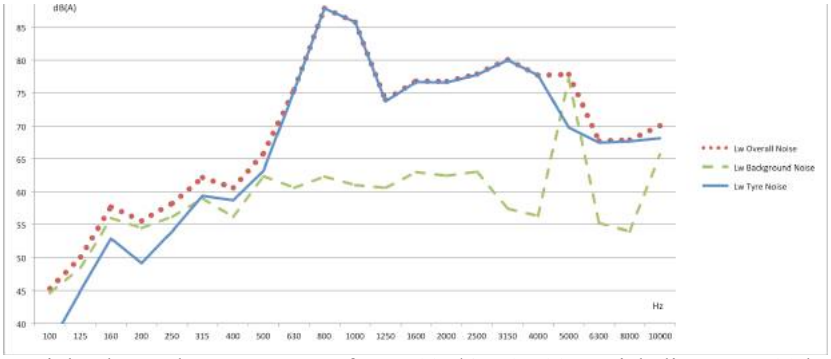


Fig. 7. A-weighted sound power spectra for an 185/65R15-88H Michelin tyre at 80 km/h

The red dotted line shows the overall sound power level, which includes the tyre noise and the drum noise when the drum is spinning at 250 rpm (80 km/h for the tyre). The green dashed line shows the background noise, which means that the complete drum machinery is working and the noise is recorded while the drum is rotating at the same speed

of 250 rpm. Finally, the blue line is the sound power level emitted by the tyre itself, obtained by means of a logarithmic subtraction of the background noise from the overall sound power level.

These results are similar to those shown in the literature [1] and in some recent research [14] and [20]. Fig. 8 shows a typical spectrum of rolling tyre noise in the range from 315 Hz to 4 kHz, where the highest energy is contained. The peak around the frequency of 1000 Hz is also characteristic. Though the range between 5 kHz differs from the characteristic tyre/road noise spectrum because of the drum influence. However, this behaviour is not a problem because the ISO 11819 CPX Method recommends studying the tyre noise in the range between 315 and 4 kHz and the main tyre noise emission is placed between 800 and 1600 Hz.

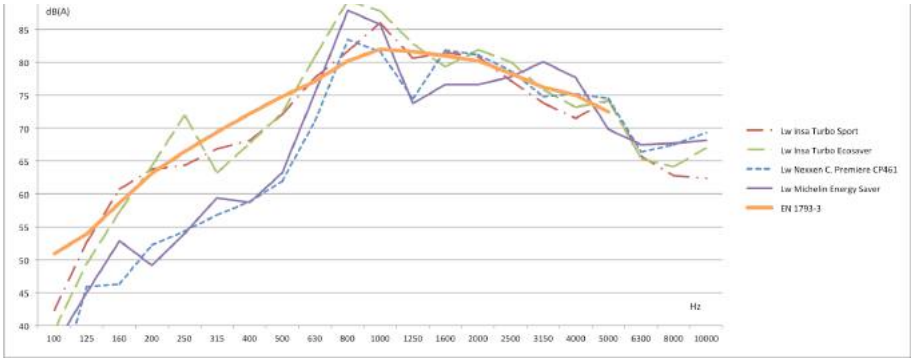


Fig. 8. Comparison between the different 185/65R15-88H size tyres at 80 km/h. and the Standardised European traffic noise spectrum EN 1793-3

Figure 8 shows a comparison between the different 185/65R15-88H size tyres spectra at 80 km/h. and the Standardised European traffic noise spectrum EN 1793-3 [21]. It shows the tyres' sound power level isolated from the drum. Results have shown that both Insa Turbo retreaded tyres are the noisiest while Michelin and Nexxen both have similar sound power level spectra. This is caused, among other factors, by the kind of tyres –retreaded vs. new–

On the other hand, a noise peak occurs about 250 Hz in the Insa Turbo Ecosaver tyre. It is caused due to the tread blocks and it also happens in tyres with similar tread patterns. As can be seen, the noise spectra of all four tyres is quite similar to the Standardised European traffic noise spectrum EN1793-3.

Finally, figure 9 shows the relation between sound power level and tyre speed for different 205/55R16-91V size tyres at speeds between 40 and 120 km/h. As expected, the increase of tyre/road noise with speed is considerable and similar to that shown in other research carried out with the CB, SPB or CPX methods, where the variation of tyre/road noise with speed has been demonstrated to be greater than the variations with any other parameters [1].

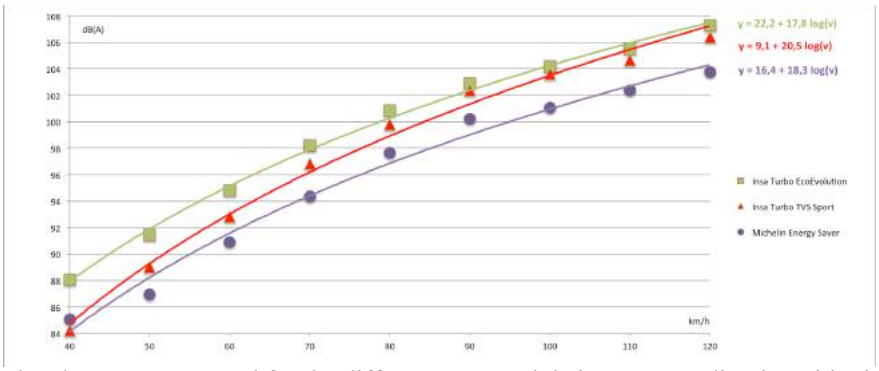


Fig. 9. Sound power level versus tyre speed for the different tyres and their corresponding logarithmic regressions.

It is widely known that sound levels of tyre/road noise are proportional to the logarithm of the speed. The levels are well modelled by the following simple equation:

$$L = A + B \cdot \log(v) \tag{12}$$

being A and B speed coefficients (constants) and v the speed in km/h.

A logarithmic regression has been plotted for each tyre while their corresponding equations are shown in figure 10. The speed influence coefficients A and B on tyre/road noise for CB, CPX and SPB conventional methods have been widely reported in the technical literature [1] and are similar to those shown in figure 10.

5. Conclusions

As stated in the introduction, it is more important to measure sound power rather than sound pressure. The research explained in this paper evaluates not the sound pressure but the sound power a rolling tyre emits using a new

methodology which combines international standards ISO 3744 and CPX with a drum tyre test facility in order to improve the results obtained by means of the standard UNECE regulation 117 and other conventional methods.

When the sound power is known, the sound pressure level can be obtained at any receiver position by means of sound propagation models. For this reason, further studies in tyre/road sound power emission should be carried in order to deepen this area of knowledge. These studies should consider carrying out further comparisons of this new method with conventional methods in future stages of the research.

The results have demonstrated that rolling against a steel drum is not the same as rolling over asphalt. This has already been proved and published before [1]. Some solutions such as replica road surface segments mounted on the drum have been tested. However, one of the main problems with drum segments is the effect of centrifugal forces which cause an important parasitic noise. Hence, the study of sound power using steel drums with this methodology, which has not yet been done, should not be ruled out.

As seen from the results, the study of a rolling tyre against the drum should be focused on the range from 315 Hz to 4000 Hz, as it contains the most important information of noise emission while avoiding noise disturbances that occur at high frequencies which, on the other hand, contain little sound energy and can be left out.

The proposed methodology, even when it needs to be developed widely, should be taken into consideration for type approval of tyres as it is much more repeatable than current tests. The final purpose of these tests is to reduce tyre/road noise emission. Consequently, a high repeatability much more precise method, which does not depend on external factors, should be employed.

References

[1] U. Sandberg, J.A. Ejsmont, Tyre/road noise reference book, Informex, Kisa, Sweden, 2002.

[2] UNECE Regulation 117. Uniform provisions concerning the approval of tyres with regard to rolling sound emissions. 2007.

[3] ISO 13325:2003 Tyres Coast-by methods for measurement of tyre-to-road sound emission

[4] Regulation (EC) No 661/2009 of the European Parliament and of the Council of 13 July 2009 concerning type-approval requirements for the general safety of motor vehicles, their trailers and systems, components and separate technical units.

[5] Regulation (EC) No 1222/2009 of the European Parliament and of the Council of 25 November 2009 on the labelling of tyres with respect to fuel efficiency and other essential parameters.

[6] G. van Blokland, J. Kragh, 30 Different tyres on 4 surface types – How do truck tyre noise levels relate to the test surface, Euro-Noise 2015, Maastrich, (2015) 2147-2152.

[7] FEHRL Report. Estimating the influence of vehicle body design on the test result – A theoretical approach, Final Report SI2.408210 Tyre/Road noise - Volume 2. FEHRL 2006 129-132.

[8] Ka-Yee Ho, Wing-Tat Hung, et al., The effects of road surface and tyre deterioration on tyre/road noise emission, Applied Acoustics 74 (2013) 921-925

[9] B. Peeters, G. v. Blokland, The noise emission model for European road traffic. Deliverable 11 of the IMAGINE project, IMA55TR-060821-MP10. January 11th. 2007

[10] F. Anfosso-Lédée, A Former LCPC Experimental Campaign about Repeatability and Reproducibility of SPB and CPB Measurement Methods. SILVIA project. Report SILVIA-LCPC-002-00-WP2-170403

[11] International Organization for Standardization ISO 3744, Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Engineering method in an essentially free field over a reflecting plane, 1994.

[12] U. Sandberg, Possibilities to Replace Outdoor Coast-by Tyre/Road Noise Measurements with Laboratory Drum Measurements, Swedish Road and Transport Research Institute (VTI), Silence Consortium (2005).

[13] Hamet, J, Measurement of Power and Directivity of Tyre/Road Surface Noise, Proceedings Inter-Noise 88, Avignon, France.

[14] N. Campillo Davo, R. Peral Orts, E. Velasco Sanchez, An experimental procedure to obtain sound power level of tyre/road noise under Coast-By conditions. Applied Acoustics 74 (2013) 718-727

[15] International Organization for Standardization ISO/CD 11819-2, Acoustics – Method for measuring the influence of road surfaces on traffic noise – Part 2: "The Close Proximity Method", 2000.

[16] International Organization for Standardization ISO/IEC 17020, Conformity assessment. Requirements for the operation of various types of bodies performing inspection, 2012.

[17] ISO/IEC 17025, General requirements for the competence of testing and calibration laboratories, 2005.

[18] P. Donavan, Use of the ASTM Standard Reference Test Tire as a Benchmark for On-Board Tire/Pavement Noise Measurement, SAE Technical Paper 2009-01-2108, 2009

[19] International Organization for Standardization ISO 3745, Acoustics – Determination of sound power levels of noise sources using sound pressure – Precision methods for anechoic and hemi-anechoic rooms, 2003.

[20] Sandberg, The multi-coincidence peak around 1000Hz in tyre/road noise spectra, Proceedings EuroNoise 2003, Naples Italy.

[21] EN 1793-3:1998 Road traffic noise reducing devices. Test method for determining the acoustic performance. Part 3: Normalized traffic noise spectrum.

Influencia de la variación del diámetro y el ancho de rueda en las medidas de frenada sobre banco de rodillos de ITV

C. Senabre Blanes[1], S. Valero Verdú[1], E. Velasco Sánchez[1]
[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y energía. Universidad Miguel Hernández de Elche.
csenabre@umh.es, svalero@umh.es, emilio.velasco@umh.es

Una de las pruebas que se realizan en las estaciones de ITV es la comprobación de la eficacia de frenada del vehículo sobre un banco de rodillos. En investigaciones anteriores se ha demostrado la variabilidad de resultados de ésta prueba debido a factores extrínsecos al sistema de frenada tales como: la presión de inflado del neumático, los ángulos de la rueda, el peso sobre la misma, la distancia entre los rodillos, el diámetro y la superficie de acabado de los mismos. Pero hasta la fecha no se había analizado la influencia que podía tener la variación del diámetro de la rueda y el ancho de la misma en los resultados de medidas de freno sobre banco de rodillos. En esta investigación de analizan los resultados de medida de freno sobre tres bancos de rodillos de marca Maha con dos tipos de neumáticos homologados para el vehículo experimental utilizado. Finalmente se analiza el frenómetro de rodillos como sistema óptimo de verificación de la frenada de un vehículo.

1. Introducción

El objetivo de ésta investigación es comparar las diferencias en las mediciones de freno obtenidas en estaciones de ITV con un mismo vehículo, con dos tamaños ruedas diferentes, es decir, con diferente diámetro y anchura. Éste estudio se ha llevado a cabo en tres ITVs distintas. Todos los parámetros del vehículo han sido controlados para que permanezcan constantes en todas las pruebas, por lo tanto, las variaciones de mediciones de freno serán debidas al diámetro y la anchura de la rueda utilizada en la misma ITV. Los datos obtenidos en una ITV se compararán con otras dos ITVs de la marca Maha diferentes.

2. Procedimiento

Cuando un vehículo tiene que pasar la inspección de ITV, esto incluye una prueba de frenado realizado en un banco de rodillos o un frenómetro de placas para comprobar el circuito de frenado. Esta investigación analiza hasta qué punto el diámetro del neumático afecta a las medidas realizadas en tres frenómetros de la marca Maha. La pregunta a responder es: cuando un vehículo utiliza un diámetro de rueda superior, cambiará la probabilidad de pasar la prueba?. En resumen, se estudia si el frenómetro de ITV evalúa correctamente el estado de los frenos de forma 100 % eficiente.

3. Demostración Matemática

Para conocer los parámetros que influyen en la medición del freno en cualquier banco de frenos, tenemos que analizar matemáticamente las ecuaciones de freno.

Considerando:

re = radio efectivo de la rueda sobre rodillos,

R2 = R3 radios de rodillos,

M = Suma de momentos,

Mf = Par de frenado aplicado a la rueda del vehículo,

Mt = Par en rodillo rodillo,

Mt2 = Mt3,

F2 = F3 = la fuerza del tractora en los rodillos,

Fr = fuerza de fricción, Fr2 = Fr3

Mr = Momento de rozamiento,

μ = rugosidad Rodillos,

P = Peso de la rueda,

Re = radio efectivo de la rueda,

Cos θ = ángulo entre el eje de simetría y la línea entre la rueda centros -Rodillo.

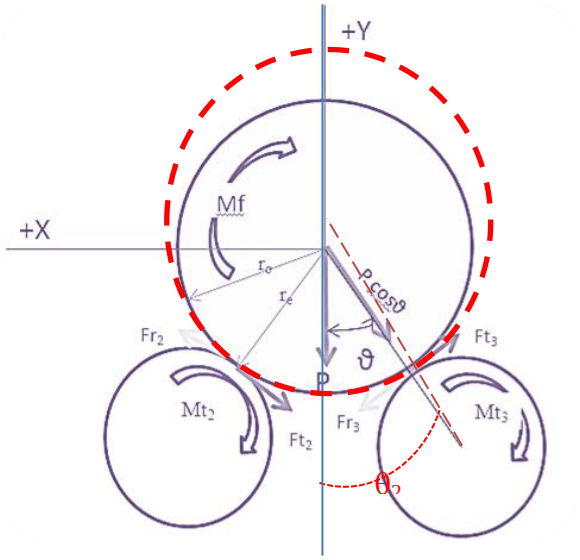


Figura 1. Parámetros de la prueba de frenado sobre rodillos

En el banco de rodillos no hay aceleración por tanto: I.α = 0 (1)

En la Tabla 1, se muestran las ecuaciones del par de frenado en el banco de rodillos:

Tabla 1: Fórmulas en el banco de rodillos

$\Sigma M = Mt - Mf - Mr = I * \alpha$	(2)
$Mf = 2r_e F_3 - I.\alpha - 2Fr_3.r_e$	(3)
$Mf = 2r_e F_3 - I.\alpha - 2r_e.\mu.P\cos\vartheta$	(4)
Si, I.α=0 Mf= 2Mt - 2 *re	(5)

El Par de frenado dependerá principalmente de factores tales como [5-8] :

- El radio efectivo de la rueda sobre rodillos.
- Presión de la rueda
- Aceleración durante la prueba

- La separación de los rodillos, el ángulo entre el eje de simetría de la rueda y la línea entre el centro de la ruda y del rodillo lo que varía el cos de la fórmula.

- El peso de la rueda

- La adherencia de las ruedas sobre los rodillos y la resistencia a la rodadura .

- La adherencia dependerá de la superficie de rodadura del neumático sobre el rodillo

4. Experimentación

El vehículo utilizado en la investigación fue un Volkswagen Passat, diésel. Está equipado con el Programa de Estabilización Electrónica Avanzada (ESP) y el sistema de frenos antibloqueo (ABS). El ESP detecta situaciones críticas y actúa rápidamente para evitar el deslizamiento antes de que comience. El ABS evita el bloqueo de las ruedas.

La prueba en el frenómetro de rodillo de ITV se lleva a cabo colocando el vehículo sobre rodillos. El freno de emergencia no debe ser accionado. La rueda del vehículo debe situarse entre los dos rodillo y se detiene en el banco [1] . A continuación, los rodillos giran a 3-5km / h de velocidad. Esta velocidad se indica en el "Manual de procedimientos de ITV" [2] según las normativas del Ministerio de Industria , Turismo y Comercio de España (2006) [3] . El pedal del freno se presiona hasta que se obtiene el 100% de deslizamiento.



Figura 2. Vehículo en el frenómetro de rodillos de la estación ITV de Elche, España.

Cada una de estas mediciones se obtuvo tomando la media de diez conjuntos de datos de frenado con las mismas condiciones; la dispersión de cada grupo de mediciones de freno fue inferior a un 3 %.

El estado de frenado se comprueba mediante la medición de la eficacia de los frenos. La eficacia debe superar un umbral de rechazo de 50% [1-4], que es el mismo para todos los frenómetros de ITV españoles independientemente de las características del frenómetro que se utilice.

La *Eficacia* es [2] - [4] :

$$E = \frac{F_{total}}{m * g} 100 \qquad (6)$$

Dónde: E = % de eficacia, mínimo 50 % , F = Suma de las fuerzas de frenado de todas las ruedas, es decir, las fuerzas de frenado en las ruedas delanteras Fd+ fuerzas de frenado en las ruedas traseras (Ft), m = masa máxima admisible del vehículo en kg = 1550 kg / vehículo + 70 Kg / controlador = 1620kg , g = aceleración de la gravedad 9.8 m / s2 .

En el reparto de frenada el vehículo frena 60 % con las ruedas delanteras y 40 % con ruedas traseras. Entonces, la fuerza mínima aplicada sobre la rueda delantera para pasar la prueba de ITV es:

Fd=(E*m*g)/100 (60%)/2= 50%/100* 1620kg*9.8m/s2*0.3= 2234.4 N= 238,14 daN (7)

Ft=(E*m*g)/100 (40%)/2 = 50/100* 1620kg*9.8m/s2*0.2= 1587.6 N= 158.7 daN (8)

Se ha demostrado en las investigaciones anteriores, que la distancia de separación entre los rodillos puede variar la fuerza de frenada necesaria para detener la rueda. Por lo tanto, se han utilizado tres frenómetros de ITV para analizar la influencia de la variación de la radio de la rueda en comparación con la variación de la distancia entre rodillos [8], [9].

Como puede verse en la Tabla II y las siguientes imágenes, las frenómetros utilizados tienen características diferentes.

Tabla 2. Frenómetros de la estación de Elche.

-MAHA IW2 RS2 MBT 4000		
Diámetro de Rodillo (mm)	Distancia entre rodillos (mm)	Velocidad de la prueba (km/h)
202	430	2,3 - 4,6 km/h
-MAHA IW7 Serie MBT 7000		
Diámetro de Rodillo (mm)	Distancia entre rodillos (mm)	Velocidad de la prueba (km/h)
265	475	3 - 6 km/h
-MAHA IW2 RS5		
Diámetro de Rodillo (mm)	Distancia entre rodillos (mm)	Velocidad de la prueba (km/h)
202	400	3 - 6 km/h

Los frenómetros de la estación de ITV de la ciudad de Elche se muestran a continuación:

- Frenómetro MAHA IW2 RS2 MBT 5000,
- Frenómetro MAHA IW7 Serie MBT 7000,
- Frenómetro MAHA IW2 RS Eurosystem,



Figura 3 Frenómetro MAHA IW2 Profi. RS2 MBT 5000



Figura 4 Frenómetro MAHA IW7 Serie MBT 7000



Figura 5 Frenómetro MAHA IW2 Eurosystem

Los dos tipos de neumáticos usados durante las mediciones fueron: Dunlop 215 / 55R16, con diámetro nominal de 642.9 mm y ancho de 215 mm:

El primer número 215 se refiere a la anchura del neumático en milímetros. El segundo número 55 se refiere a la altura del perfil, indicándose el porcentaje de altura respecto a la anchura. Esto es en este caso 215x0,55= 118,25 mm. La letra R, se refiere al tipo de construcción radial. Pudiéndose encontrar en algún caso la letra D, siendo en este caso construcción diagonal. A continuación nos encontramos con el número 16 que expresa el diámetro interior del mismo en pulgadas, pudiéndose obtener este valor en milímetros multiplicándolo por 25,4 mm. 16x25,4=406,4mm.

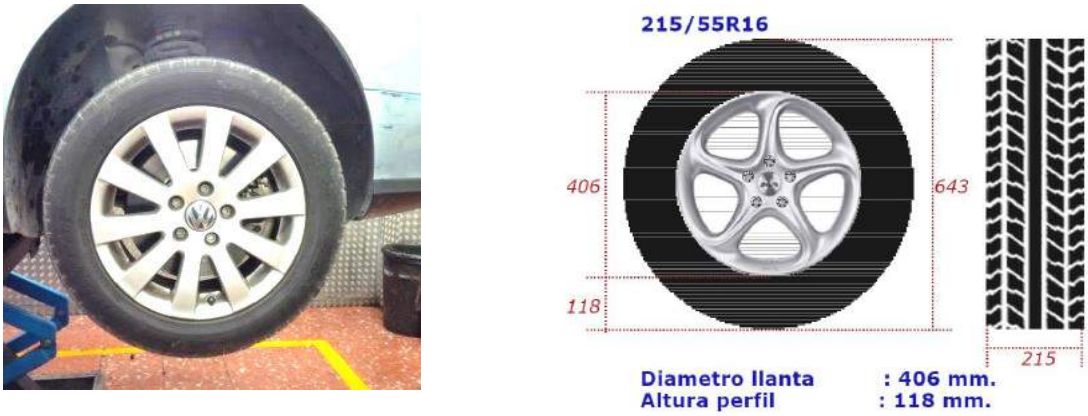


Figura 6 Dunlop 215/55R16

- Evo2 Hankook Ventus V12, 235 / 45ZR17 97Y que tiene un diámetro de: 643.3 milímetros.

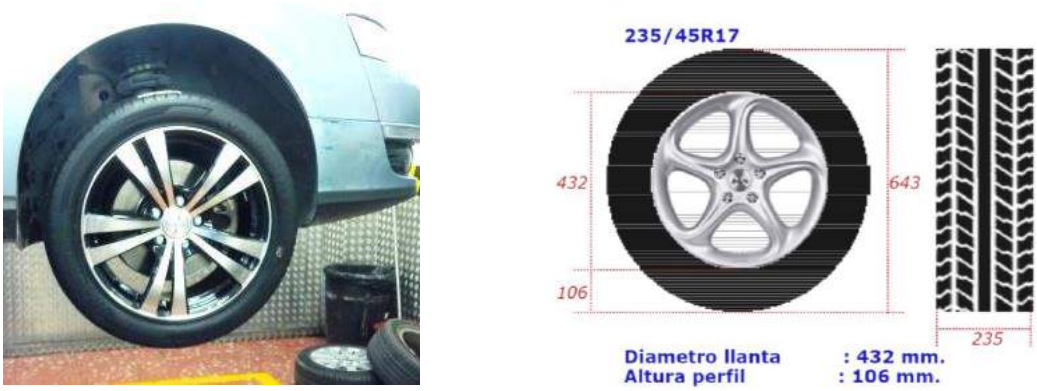


Figura 7. Hankook ventus V12 evo2, 235/45ZR17 97Y

De acuerdo con investigaciones anteriores, la frenada necesaria para parar la rueda varía según aumenta la presión del neumático que se utiliza, por lo tanto, la presión de los neumáticos fue constante en todas las mediciones, (1,7 bar).

En primer lugar, las pruebas de freno se realizaron con el mismo neumático: Dunlop 215 / 55R16, con la misma presión de los neumáticos: 1,7 bar, para saber que las diferencias se obtenían en las medidas en las tres estaciones debido a las diferentes características de cada estación. En segundo lugar, el neumático usado fue Hankook Ventus V12 evo2 , 235 / 45ZR17 97Y que también se utilizó en los mismos tres frenómetros de ITV.
Los resultados de los datos de freno obtenidos en los tres frenómetros se muestran en la Figura 8.

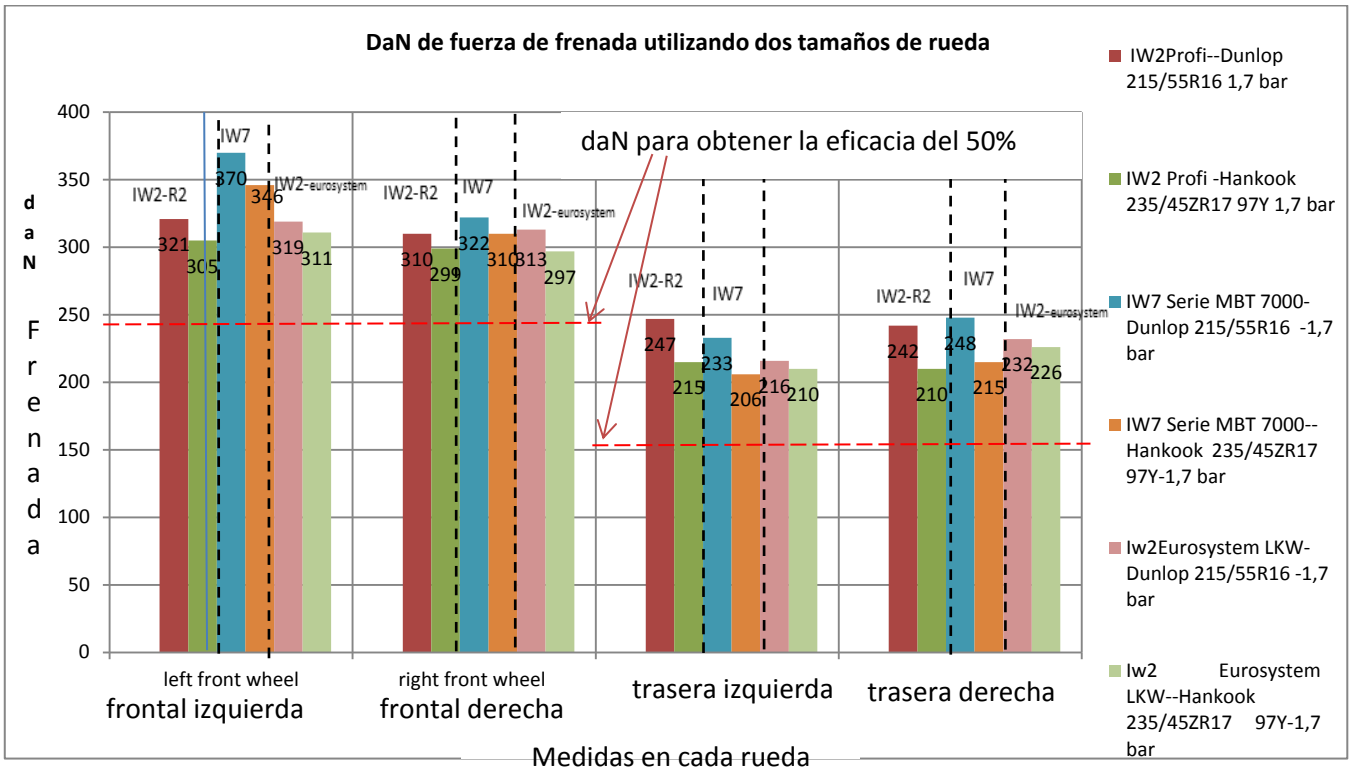


Figura 8. DaN de fuerza de frenada con dos medidas de rueda.

Como se puede ver en el gráfico:

- La diferencia máxima de medida obtenida con la rueda delantera es de un 7 %
- La diferencia máxima de medida obtenida con la rueda trasera es de un 13,2 %

5. Análisis

Cuando la separación entre los rodillos, la superficie del rodillo y la presión de los neumáticos es constante, si θ2 es inferior a θ porque el radio de la rueda es más grande. Entonces, el par de frenado necesario para detener la rueda será más bajo, como se puede ver en la ecuación:

$$Mf = 2Mt - 2\ \mu.P\ \cos\vartheta\ *r_e \quad (9)$$

Cuando el diámetro de las ruedas es mayor:

$$\cos\vartheta_2 > \cos\vartheta \text{ and } r_2 > r_1 \quad (10)$$

Entonces el par de frenada necesario para detener la rueda será inferior,

$$Mf_2 < Mf_1 \quad (11)$$

Además, cuando se utiliza una rueda más grande, el radio efectivo es mayor, por lo que esta parte de la ecuación: $(-2\ \mu.P\ \cos\vartheta * r_e)$ tiene una mayor proporción negativa y el par de frenado resultante será menor. Entonces, el par de frenado necesario para detener la rueda es menor (cuando el diámetro de la rueda aumenta), siempre con la misma presión en los neumáticos y el mismo par tractor (Mt) .

$$Mf = 2Mt - 2\ \mu.P\ \cos\vartheta * r_e \quad (12)$$

Por otra parte, una anchura mayor de la rueda de aumentar el valor del par de fricción, por lo tanto, se necesita un valor de frenado inferior para detener la rueda. En otras palabras, si hay una mayor superficie de contacto entre la rueda y el rodillo, y la adherencia es mayor, se necesita un par de frenado inferior para detener la rueda.

Por lo tanto, se ha demostrado que la medida de freno obtenido en los frenómetros de ITV depende de la condición de los frenos, pero también el radio de los neumáticos, el ancho y la distancia entre los rodillos. Manteniendo constantes las variables: presión de los neumáticos , la rugosidad de los rodillos y el peso de la rueda . Las influencias de estos parámetros se han demostrado en estudios previos [8-11].

6. Conclusiones

Cabría esperar que una prueba de frenado fuera una prueba objetiva que diera los mismos resultados en cualquier estación ITV y que la medición de freno no estuviera influenciada por cualquier otro parámetro. Sólo se necesita saber si los frenos están en buen estado o no.

Los datos experimentales y las ecuaciones matemáticas demuestran que las mediciones de freno varían cuando se utiliza una rueda más grande, es decir con un mayor diámetro y mayor ancho.

Con este estudio y otras investigaciones previas se ha demostrado que las mediciones de freno dependen de otros factores, extrínsecos al sistema de freno. Aunque en este caso, el vehículo pasa el examen en los tres frenómetros de ITV utilizados, en otros casos, los datos del freno medidos se encuentran alrededor del umbral de rechazo, y el vehículo podría pasar o no el examen en función de la variación debida al diámetro y ancho del neumático.

En otras palabras, podemos concluir que el mismo vehículo con el sistema de frenos en perfecto estado puede pasar o no la prueba de frenado, en función del radio de la rueda, y también, en función del frenómetro que se utiliza.

Dado que en estudios anteriores se ha demostrado la influencia de la variación de los parámetros de valores tales como: la distancia entre los rodillos, la rugosidad de los rodillos y las presiones de los neumáticos y el peso de la rueda es la misma en ésta investigación estos parámetros se han mantenido constantes [8-11].

Dado que el diámetro de la rueda ha variado menos de un 1% (dado que hay un número limitado de neumáticos aceptables para cada vehículo por las estaciones de ITV) se considera que el parámetro que ha influido mayoritariamente en la variación de resultados es el del ancho de la rueda que ha variado un 9.3%.

En definitiva, se puede concluir que el diámetro de la rueda y el ancho de la misma afectan a las mediciones de freno en los centros de ITV y que distorsionan los resultados de la prueba de frenos.

De esta manera, podemos poner en duda la idoneidad de los frenómetros de rodillos para determinar si el sistema de frenos está en buenas condiciones o no.

Con el fin de obtener mejores resultados en los frenómetros de ITV se recomienda que todas las estaciones españolas tengan las mismas características, tales como: la distancia entre los rodillos, la misma superficie del rodillo, y el mismo diámetro del rodillo y además controlar la presión de los neumáticos y el peso de la rueda, pero es imposible que todos los vehículos realizan la prueba con los mismos neumáticos, con el mismo diámetro y ancho, por lo tanto, la variación debida a éstos parámetros del neumático nunca será controlada.

La mejor solución sería utilizar un comprobador del sistema de frenos de un vehículo en ITV y sin contacto de las ruedas del vehículo con los rodillos, midiendo el par de frenado directamente sobre la llanta.

7. Agradecimientos

El autor desea agradecer a la ayuda: “Ayudas para la realización de Proyectos I+D para grupos de investigación emergentes” GV/2015/034.

8. Referencias

[1] CITA (2014) Standardization of criteria for evaluation of defects diagnosed during the inspection of vehicles.

[2] European Community (2002) Directive 2002/78/EC Official Journal of the European Communities, L 267/23, October 4,

[3] Ministry of Industry, Tourism and Trade of Spain (2014) MOT Inspection Procedures Manual station.

[4] Ministry of Industry, Tourism and Trade of Spain (2014) National Regulation Vehicle Inspection in Law No. 29237,

[5] Luque P, Álbarez D, Vera C (2004). Automobile Engineering, Systems and Dynamic Performance. Publisher: Thomson.

[6] F. Aparicio and C. Vera (2001). Theory of vehicles, vol.2.

[7] Dixon J. C. (1996) Tires, Suspension and Handling, Society of Automotive Engineers, Inc. The Open University, Great Britain.

[8] C. Senabre, E. Velasco, S. Valero Analysis of the influence of tire pressure and weight on the measure of braking-slide on a brake tester and on flat ground. Securitas Vialis Volume 2, Number 3, 109-116, DOI: 10.1007/s12615-011-9029-5

[9] C. Senabre et al (2015) Differences in brake data results on Ministry of Transport roller bank testers such as: Maha, Ryme with different distance between rollers and roughness. Journal of mechanics engineering and automation. Vol 5, nº 10 pp: 5567-572.

[10] C. Senabre, E. Velasco, S. Valero (2012). Comparative analysis of brake data of vehicles on two different ministry of transport brake roller testers. Journal of testing and evaluation 40, No. 4.

[11] C. Senabre, E. Velasco, S. Valero (2012). Comparative analysis of vehicle brake data in the Ministry of Transport test on the roller brake tester and on flat ground. International journal of automotive technology, 13, No. 5, pp 735-742.

Guiado de un vehículo autónomo mediante la detección de los límites del carril usando un escáner láser

F. Jiménez Alonso[1], M. Clavijo Jiménez[2], J. E. Naranjo Hernández[3], O. Gómez Casado[4]

[1]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. felipe.jimenez@upm.es*

[2]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. miguel.clavijo@ upm.es*

[3]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. joseeugenio.naranjo@upm.es*

[4]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. labie.insia@upm.es*

Los vehículos autónomos están cada vez cobrando mayor repercusión, tanto con funciones de semiautomatización como de automatización completa. Se han explorado diferentes herramientas y tecnologías para realizar el control automático. En cuanto a tecnologías, el escáner láser 3D está cobrando gran ventaja dadas sus prestaciones. Cuando se plantea la estrategia de control en el caso de un vehículo totalmente autónomo, se pueden distinguir diversas soluciones: seguimiento de una trayectoria dada por waypoints definidos por sus coordenadas GPS, seguimiento de líneas, seguimiento del vehículo precedente, etc. Este artículo se centra en una solución para permitir el guiado autónomo de un vehículo en condiciones de pérdida de la señal GPS basándose en un escáner láser. De esta forma, se propone un algoritmo que permite la obtención de las variables necesarias para el control a partir del seguimiento de un elemento de referencia (muro, barreras laterales o líneas del carril). Con el fin de evitar la colocación del sensor en el techo del vehículo como es habitual en otros prototipos de vehículos autónomos peor que no resulta muy práctico en vehículos comerciales, se ha implementado un algoritmo basado en la simulación de la dinámica vehicular que permite mantener la robustez en las estimaciones del elemento de referencia. Se han realziado pruebas en el carril bus-VAO de la autovía A6 en la entrada a Madrid con resutados muy satisfactorios.

1. Introducción

Los vehículos autónomos están cada vez cobrando mayor repercusión, tanto con funciones de semiautomatización como de automatización completa [1]. En este sentido, debe definirse cómo realizar el control autónomo y la detección de potenciales obstáculos. Se han explorado diferentes herramientas y tecnologías para realizar el control automático. En cuanto a tecnologías, las que mayor auge han cobrado son la visión artificial, que puede proporcionar gran información pero con un alto coste computacional [2], y los escáneres láser, sobre todo cuando éstos han pasado de la configuración 2D a 3D con mucha más información [3]. En muchos casos, se opta por una fusión sensorial para paliar las carencias de cada una de las soluciones [4, 5].

Cuando se plantea la estrategia de control en el caso de un vehículo totalmente autónomo, se pueden distinguir diversas soluciones: seguimiento de una trayectoria dada por waypoints definidos por sus coordenadas GPS, seguimiento de líneas, seguimiento del vehículo precedente, etc. Por lo general, el uso del posicionamiento GPS es una solución muy extendida, si bien se encuentran dificultades claras cuando se producen deterioros o pérdidas de su señal [6]. En el primer caso, se puede recurrir a considerar también la información de sistemas inerciales de medida [7] y su integración mediante filtros de Kalman [8]. Sin embargo, esta solución no es viable si las pérdidas de la señal GPS se prolongan en el tiempo, como en el caso de un túnel de gran longitud [9].

Este artículo se centra en una solución para permitir el guiado autónomo de un vehículo en condiciones de pérdida de la señal GPS basándose en un escáner láser, cuyo tratamiento de datos es mucho más simple que el caso de visión artificial y no tiene las limitaciones ante cambios de luminosidad o ante condiciones ambientales adversas. De esta forma, se propone un algoritmo que permite la obtención de las variables necesarias para el control a partir del seguimiento de un elemento de referencia (muro, barreras laterales o líneas del carril). En dicho algoritmo se tiene en cuenta que la posición más apropiada para el sensor puede ser, como lo están siendo hasta ahora todos los sensores que se incorporan en vehículos comerciales, en la parte frontal (paragolpes o parabrisas), pero no encima del techo como se considera en otros vehículos autónomos [10].

2. Vehículo, equipamiento y aplicación

INSIA cuenta con 2 vehículos autónomos, un Citroen Pluriel y un Mitsubishi iMiev eléctrico, siguiendo éste último las prescripciones técnicas marcadas por la instrucción de DGT para realización de ensayos en circulación abierta [11]. La automatización implica tanto la velocidad como la dirección [12], estando dividida en una capa de bajo control y otra de alto que permite el guiado por diferentes medios como el telecontrol, el seguimiento de trayectorias o la realización de maniobras evasivas ante situaciones de riesgo [13].

Como sensor para identificar obstáculos y para la navegación autónoma, se ha utilizado un Velodyne VLP-16 3D LiDAR que mide distancias en tiempo real mediante la medición del tiempo de vuelo (Time of Flight). Es posible adquirir datos de 5 a 20 Hz, con un campo de visión horizontal de 360º y 30º distribuidos verticalmente en 16 capas, que proporciona hasta 300.000 puntos por segundo. Estos sensores se desarrollaron originalmente para las competiciones de vehículos autónomos de DARPA (Defense Advanced Research Projects Agency) [14] y actualmente se usan en una gran variedad de aplicaciones.

Como se ha comentado anteriormente, el sensor se monta en la parte delantera del vehículo, si bien, para la realización de pruebas y comparación de resultados, también se contempla su colocación en el techo del mismo. En concreto, en la Figura 1 se puede apreciar el escáner láser VLP-16 ubicado en el frontal del Citroen Pluriel y en el techo.



Figura 1. Ubicación del sensor Velodyne VLP 16 en el vehículo autónomo de INSIA

La aplicación planteada con este vehículo autónomo consiste en la supervisión del carril Bus-VAO de la entrada a Madrid por la autovía A6 con el fin de establecer que se encuentra libre de vehículos tras el momento de cierre del carril y antes de la apertura del mismo en sentido contrario. Esta tarea es realizada actualmente con un vehículo conducido manualmente. Sin embargo, al tratarse de un entorno controlado, la automatización de esta tarea resulta sencilla en los estados actuales de automatización de vehículos (niveles de automatización 3-4 según SAE).

El carril bus-VAO es una calzada separada de las principales de la A6, que funciona de forma reversible en función del sentido del tráfico más denso y que tiene 2 carriles, con una longitud de 11 km. Está separado de las otras calzadas mediante barreras New Jersey. Por otra parte, cuenta con un número limitado de accesos con la particularidad de que una de las barreras no tiene interrupción en todo el recorrido por lo que podría ser tomada como referencia.

En la aplicación planteada, el vehículo recorre el carril de forma autónoma detectando si existe algún otro vehículo u obstáculo en el mismo y deteniéndose en caso de que así sea.

3. Algoritmo

Para el movimiento del vehículo de forma autónoma basado en la información del escáner láser, se plantean 2 submódulos: seguimiento de elemento de referencia y detección de obstáculos para su esquiva o detención del

vehículo. En este artículo nos centraremos específicamente en el primer problema ya que el segundo ya ha sido tratado en publicaciones previas [15].

Para hacer el seguimiento de un elemento de referencia como es el caso de la aplicación prevista, el controlador requiere conocer los errores angulares y laterales del vehículo respecto de la referencia y se ha comprobado experimentalmente que la robustez de estos datos se incrementa si es posible obtener datos del elemento de referencia delante y detrás del vehículo. Sin embargo, esta condición obliga a colocar el sensor sobre el techo del vehículo, lo que resulta una ubicación de difícil integración en los vehículos actuales. Otra alternativa consiste en emplear más de un sensor y recurrir a fusión sensorial, con el coste asociado que ello tiene. Como se ha indicado anteriormente, se busca con el algoritmo desarrollado el poder colocar el sensor en la parte frontal del vehículo sin reducción significativa en la calidad y robustez de los datos capturados.

Por otra parte, cabe indicarse que, como elemento de referencia pueden adoptarse 2 en este entorno: las líneas que delimitan los carriles y, referentemente, las líneas continuas que delimitan los laterales, ya que la línea central entre los carriles es línea discontinua, o las barreras New Jersey que separan el carril bus-VAO de las calzadas principales de la autovía A6. Se ha escogido la segunda opción ya que la información captada de la referencia es más fiable y no es tan sensible a la pérdida de algunos puntos o la distorsión de los mismos. En caso de escoger la primera opción, para la que también sería válida el algoritmo que se plantea a continuación, habría que tener en cuenta los siguientes aspectos:

- La detección de las líneas de carril mediante un escáner láser se realiza en base a la medición de la reflectividad de la señal. Esta medida es mucho más sensible que la detección de un objeto por lo que tiene una mayor incertidumbre y puede estar sujeta a mayores errores
- Un elemento de pequeñas dimensiones puede no ser detectado de forma continua por un escáner láser en cuanto la distancia entre ambos sea superior a un cierto umbral ya que la divergencia de los rayos hace que dicho elemento se encuentre entre dos rayos consecutivos y no sea percibido. En el caso de las líneas de la carretera esto es fácil que ocurra desde distancias relativamente cortas dada la poca anchura de la línea. Este hecho hace que la percepción de la línea se prolongue sólo unos pocos metros por delante del vehículo.

A partir de la información que es posible obtener por los sensores LiDAR 3D en el reconocimiento del entorno de los AV, se han logrado avances en el problema de la Localización y Modelado Simultáneos (SLAM) [16], lo cual es de aplicación fundamental en este trabajo. En general, las técnicas de SLAM van construyendo incrementalmente el mapa virtual del entorno por el que circula el AV para que éste pueda ser situado en el mapa. Por ello, la detección de obstáculos en entornos urbanizados y las técnicas de SLAM son hoy los campos de investigación más importantes en cuanto a navegación autónoma se refiere.

Para mantener la carga computacional baja en todo el sistema, y cuando las caracteristicas del objeto y su detección hacen irrelevante su altura, se puede abordar el problema construyendo el modelo 2D a partir de la información 3D de la nube de puntos, tal y como se hace en los algoritmos del estado del arte [17]. En dicho artículo basan sus cálculos en la tecnología LiDAR, realizando el modelo 2D para el seguimiento de los obstáculos obtenidos de datos 3D.

Como se menciona en [17], el procedimiento general seguido para la detección de obstaculos se divide en tres etapas: 1) Segmentación de datos, 2) Asociación de datos y 3) Filtro Bayesiano. En la primera etapa, los datos son obtenidos directamente del sensor y son divididos en clusters, asociando estos posibles obstáculos con características parecidas [18,19], y es en la segunda etapa donde estos clusters son asignados al tipo de obstáculo para poder realizar el tracking del mismo. El tercer paso se suele llevar a cabo mediante un filtro de Kalman para mejorar la adaptación de los datos a los objetivos.

Teniendo en cuenta lo anterior, el algoritmo realizado para la navegación autónoma del vehículo consta de siete pasos:

Paso 1, se selecciona la región de interés (ROI). Esta región se define en función de la velocidad del vehículo y las distancias de anticipación mínima y máxima. Se han calculado estos parámetros para garantizar una conducción segura y un control robusto. Descartando los puntos que quedan fuera de esta zona de interés, la carga computacional del sistema se reduce drásticamente.

Paso 2, se realiza una triangulación de Delaunay con la nube de puntos restante en función de la distancia entre ellos. Agrupando los puntos, formando triángulos, es posible crear superficies que caracterizan el entorno para el análisis y clasificación.

Paso 3, una vez que se obtiene el mallado de la superficie, es posible calcular la ecuación de cada triangulo, y por tanto la de su vector normal. De esta forma, es posible comparar la orientación de cada cara con el cálculo del ángulo formado entre la vertical y el vector normal a la superficie.

Paso 4, se establece un filtro para detectar todos los posibles obstáculos, muros y/o barreras. Según la geometría de las barreras New Jersey, la orientación de sus caras laterales se encuentra entre 75º y 90º grados, por tanto, se fija dichos umbrales para el filtrado de cada uno de los triángulos de la malla anteriormente calculada. Si la condición resulta positiva, las coordenadas de los vértices del triángulo, pasan a formar parte de la lista de candidatos de pertenecer al muro de referencia.

Paso 5, cuando se realiza la operación de segmentación. Una vez que se tiene la lista de todos los puntos candidatos a pertenecer a un obstáculo, se realiza el cálculo de la segmentación únicamente con sus coordenadas "x y", ya que la coordenada "z" ha sido utilizada para calcular la orientación de la superficie y no tiene mayor importancia a partir de este punto. De esta manera el algoritmo de clustering, trabaja en 2D, reduciendo su complejidad. En este caso se ha utilizado un algoritmo basado en la distancia euclídea entre los puntos y su densidad llamado DBSCAN (Density-based spatial clustering of applications with noise). Tras el cálculo de la segmentación, la lista de puntos de candidatos queda clasificada en los muros, barreras y obstáculos detectados por el sensor. Con el fin de poder realizar la navegación y el posicionamiento del vehículo autónomo, se selecciona aquel conjunto que comparte las características con el elemento de referencia al guiado. En este caso, la barrera New Jersey utilizada como referencia, se sitúa a un lateral del vehículo y longitudinalmente a éste.

Paso 6, una vez seleccionado el conjunto correcto, es posible calcular la ecuación que satisfaga la geometría de la barrera utilizando una regresión de segundo grado.

Paso 7, obtenida esta ecuación, se procede al cálculo de las dos variables necesarias para el control de la navegación del vehículo que, como se ha mencionado anteriormente, son el error lateral y el error angular. Para calcular dichos errores, en primer lugar se calcula el punto $P(x^*_0, y^*_0)$, perteneciente a la regresión y cuyo vector normal pasa por la localización del sensor. Y por tanto, el error lateral y el error angular son obtenidos según:

$$\begin{aligned} Lateral\ error\ (LE) &= \sqrt{x^{*2}_0 + y^{*2}_0} \\ Angular\ error\ (AE) &= a\sin\left(\frac{y^*_0}{Lateral\ error}\right) \end{aligned} \tag{1}$$

En caso de que el sensor se sitúe en la parte frontal del vehículo, no se recibirá información de los puntos pertenecientes a la barrera New Jersey en la parte trasera del AV, debido a la sombra producida por el propio vehículo. Esto hace que el comportamiento del algoritmo para la navegación sea menos estable y que el cálculo de las variables de control no sea tan preciso. Esta falta de precisión en los cálculos es compensada cuando sí se dispone de la información completa del entorno, es decir, al detectar los puntos pertenecientes a la barrera tanto hacia delante como hacia atrás del AV. Por tanto, se propone reconstruir el entorno por donde ha circulado el vehículo haciendo uso de técnicas de SLAM. De esta manera, es posible utilizar la trayectoria seguida por el vehículo como referencia de los puntos detectados en instantes anteriores y completar la información carente. Debido a que el uso de puntos GPS no es fiable, aún utilizando corrección diferencial [20], o por pérdidas de señal en algunos entornos, el método propuesto estima la trayectoria del vehículo a partir del estudio de las variables de conducción, como el giro del volante y la velocidad, ambas obtenidas a través de la información proporcionada por el BUS-CAN del vehículo, pero sin recurrir a sensores inerciales de ángulo por el error que éstos pueden tener si el sensor es de bajas prestaciones [20].

Para poder extrapolar los datos del elemento de referencia hacía el área donde no se tiene información, se debe reconstruir fielmente la trayectoria del vehículo. Para realizar dicha extrapolación mediante la simulación de la dinámica del vehículo, se ha utilizado el modelo de 14 grados de libertad (gdl) [21]. Implementar este modelo no requiere un alto coste computacional, pero se puede simplificar para asegurar la ejecución en tiempo real. A tal fin, en lugar de utilizar el modelo simplificado de 3 gdl. (modelo de dos ruedas), se ha optado por realizar una tabla off-line. Esta tabla ha sido generada con el modelo completo de 14 gdl. utilizando como parámetros de entrada la velocidad y el giro de las ruedas directrices. Como parámetro de salida, se obtiene la variación del ángulo de guiñada. De esta forma se posible determinar la evolución de la trayectoria en coordenadas locales:

$$\begin{aligned} \Delta x^* &= v \cdot \Delta t \cdot \cos(\varphi'_z \cdot \Delta t) \\ \Delta y^* &= v \cdot \Delta t \cdot \sin(\varphi'_z \cdot \Delta t) \end{aligned} \tag{2}$$

donde Δt es el tiempo discreto entre dos iteraciones.

Sin embargo, un factor que no se tiene en cuenta en el anterior modelo matemático y que puede tener una influencia significativa en el cálculo de la trayectoria es el peralte de la carretera. El peralte puede resultar en una desviación importante en la estimación de la trayectoria del vehículo, más cuando dicho error se integra en el tiempo al estimar trayectorias de largas distancias. Para no incrementar la carga de las variables utilizadas como entrada en la tabla del modelo matemático, se ha optado por corregir el ángulo de las ruedas directrices en función del peralte. Para ello, a partir del conocimiento del peralte de la calzada por donde circula el AV y a través del modelo simplificado de comportamiento virador es posible calcular la corrección en el ángulo de las ruedas directrices necesario. Dicha corrección realimenta la información obtenida del giro real de las ruedas, para obtener el parámetro de entrada corregido y reconstruir finalmente la trayectoria tal y cómo se muestra en el diagrama descriptivo de la figura 2.

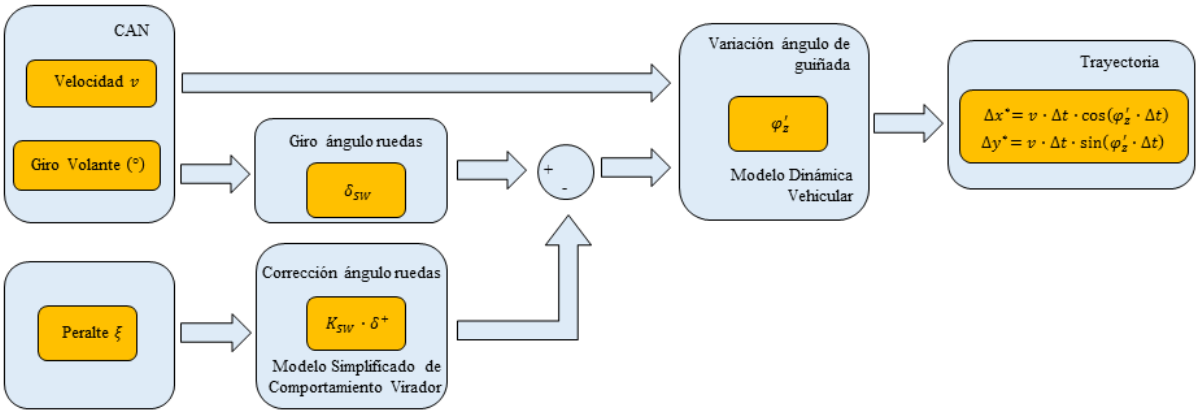


Figura 2. Diagrama descriptivo de la técnica de SLAM utilizada

Analizamos a continuación cómo corregir el efecto del peralte. Cómo muestra la Figura 3, la fuerza gravitacional F_y actúa transversalmente al vehículo debido al peralte de la calzada, sin haber ninguna otra fuerza aplicada en esa dirección en el centro de gravedad. Teniendo,

$$F_y = P \cdot \sin \xi \tag{3}$$

donde P es el peso de vehículo y ξ el ángulo de peralte.

Esta fuerza provoca esfuerzos en las ruedas para alcanzar el equilibrio, que son dados por:

$$F_{y\alpha f} = \frac{F_y}{\cos \delta^+} \frac{l_2}{l_1 + l_2} \tag{4}$$
$$F_{y\alpha r} = F_y \frac{l_1}{l_1 + l_2}$$

donde δ^+ es el ángulo de giro de las ruedas delanteras y l_1 y l_2 son las distancias entre el eje delantero y el trasero y el centro de gravedad, respectivamente.

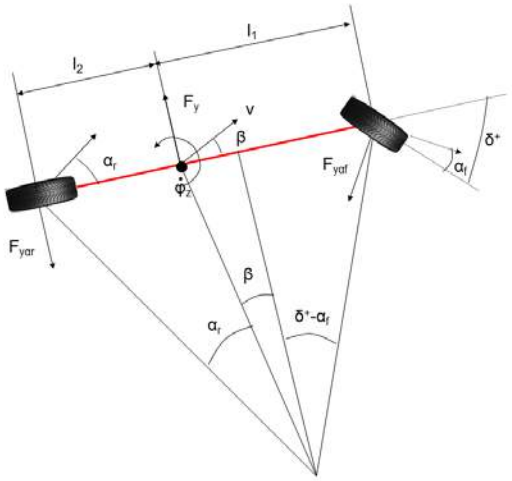


Figura 3. Esquema del modelo de vehículo simplificado

Suponiendo que el comportamiento es lineal entre las fuerzas laterales en los neumáticos y sus ángulos de deriva y que la rigidez de deriva es constante, entonces dichos ángulos pueden ser calculados.

Para mantener una trayectoria rectilínea, el ángulo de deriva del vehículo debe ser nulo. Considerando la figura 3, esta condición sólo se satisface cuando se cumple que la proyección ortogonal del centro instantáneo de rotación cae en el centro de gravedad, es decir:

$$\frac{\tan\left(\delta^{+}-\alpha_{f}\right)}{l_{1}}=\frac{\tan\left(\alpha_{r}\right)}{l_{2}} \tag{5}$$

Por tanto, el ángulo de giro es dado por:

$$\frac{\tan\left(\delta^{+}-\frac{P}{K_{\alpha f}}\frac{\sin\xi}{\cos\delta^{+}}\frac{l_{2}}{l_{1}+l_{2}}\right)}{l_{1}}=\frac{\tan\left(\frac{P}{K_{\alpha r}}\sin\xi\frac{l_{1}}{l_{1}+l_{2}}\right)}{l_{2}} \tag{6}$$

Así, conociendo el ángulo de peralte en cada instante es posible, por tanto, calcular la corrección sobre el ángulo de giro medido en el vehículo. Restando este valor de corrección al valor medido en el vehículo, obtenemos el parámetro de entrada de la tabla del modelo matemático.

4. Resultados experimentales

El algoritmo desarrollado es válido para el seguimiento de cualquier elemento de referencia evitando el uso de receptores GPS con los problemas asociados que tiene dicha señal. De esta forma, permite el guiado en túneles sin cobertura GPS. También puede ser empleado en cualquier otro entorno aplicado al seguimiento de líneas blancas de la carretera, donde el algoritmos aumenta su potencial ya que la distancia máxima a la que son percibidas las líneas de la carretera es bastante limitada dada la divergencia de los rayos y el escaso espesor de las líneas. En ese caso, se plantea como un uso redundante con la señal GPS con el fin de evitar saltos en la señal de éste.

Se ha planteado y realizado una aplicación en un entorno concreto de carretera real en el que se han realizado pruebas de funcionamiento del algoritmo. Para ambas funciones, guiado y detección de obstáculos, es suficiente el empleo de un único sensor: el escáner láser tridimensional. Puesto que la detección de obstáculos ha sido ampliamente probada con anterioridad [15], se muestran a continuación únicamente los resultados de los ensayos realizados para comprobar la fiabilidad de las señales empleadas para el guiado. La tabla 1 muestra los resultados de dos situaciones respecto a la de referencia que consiste en colocar el sensor en el techo del vehículo y obtener datos delante y detrás del mismo. Las dos situaciones comparadas son: estimación de variables de control considerando únicamente los puntos delante del vehículo (equivalente a la colocación del sensor en la parte frontal) y estimación empleando dichos puntos y extrapolando los puntos detrás del vehículo mediante el algoritmo propuesto. Como se puede observar, la segunda solución es mucho más satisfactoria que la primera, llegando a resultados muy próximos a la situación ideal de percepción del entorno completo con el sensor mientras que la percepción únicamente de la parte delante del vehículo implica fuertes desviaciones que prueden redundar en problemas e inestabilidades para el controlador

Tabla 1. Comparación errores del algoritmo.

	Sensor situado en la parte delantera	**Sensor situado en la parte delantera con extrapolación**
Error lateral (%)	11,88	1,65
Error angular (%)	331,25	32,39
Curvatura (%)	736,78	4,89
Radio de curvatura (%)	88,05	4,62

El sistema final no confía únicamente en el sensor láser sino que se considera la fusión de su información con la señal de GPS. Sin embargo, la potencia del método permite que no sea necesaria corrección diferencial en la señal de GPS ya que las perturbaciones de su señal son absorbidas por la detección que se realiza con el láser que se ha comprobado que es suficiente para el guiado autónomo y la detección de obstáculos. En este sentido cabe indicarse que, en entornos como el descrito, aunque no hay la presencia de árboles o edificios altos cerca de la carretera que distorsionen la calidad de la señal del GPS, sí es cierto que los pasos elevados e, incluso, los paneles de información variable, pueden incidir en ella. Además, la solución de recurrir a correcciones diferenciales de GPS tampoco ofrece una fiabilidad total si se emplean bases de referencia que estén alejadas de la zona de ensayo, con lo que, con la infraestructura actual en este sentido, quedaría muy limitada su aplicabilidad a la red de carreteras.

5. Conclusiones

En este artículo se ha propuesto una solución que permite la colocación de un único sensor en la parte frontal del vehículo para el guiado autónomo del mismo, válido también para la detección de obstáculos, y estimar los puntos del elemento de referencia que se está siguiendo en base a la dinámica del vehículo. Los resultados experimentales han demostrado una clara mejoría de la estabilidad de los parámetros de guiado cuando se obtienen datos del elemento de referencia delante y detrás del vehículo. Aunque existen algoritmos potentes de reconstrucción del entorno, éstos suelen implicar una alta carga computacional y, en muchos casos, no pueden ser ejecutados en tiempo real. Por ello, la propuesta de este artículo supera dichos algoritmos en cuanto a tiempo de cómputo, ofreciendo una fiabilidd suficiente para el guiado.

El algoritmo planteado, basado en la simulación de la dinámica vehicular, permite reconstruir el elemento de referencia cuando éste ya ha dejado de ser percibido. Esta solución es válida para el caso de que el elemento de referencia para el guiado sea un muro lateral (por ejemplo, en un túnel), si bien su uso es mucho más crítico cuando se realiza el seguimiento de las líneas de la carretera mediante un escáner láser. Para este seguimiento, la visión artificial tiene un alcance mayor, pero el láser detecta las líneas por cambios en la reflectividad en los puntos detectados y, dado el reducido ancho de dichas líneas, éstas dejan de ser detectadas a una corta distancia por delante del vehículo ya que el sensor emite rayos que divergen con la distancia como ya se ha indicado. En este sentido, el disponer sólo de la información de las líneas delante del vehículo no permite una distancia d anticipación para el control suficiente y puede dar lugar a fluctuaciones en las señales de control por malas estimaciones de la geometría de la línea, por lo que la reconstrucción de las líneas en los puntos que el vehículo ha recorrido aumenta bastante fiabilidad a los resultados. Por otra parte, el algoritmo propuesto no requiere de posicionamiento GPS por lo que no está condicionado por la calidad de esta señal. Se han realizado pruebas del algoritmo en entornos reales con resultados muy satisfactorios de estimación estable y robusta de las variables necesarias para el guiado.

6. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad (proyecto TRA2013-48314-C3-2-R) y la Red de Excelencia de la Comunidad de Madrid SEGVAUTO-TRIES.

7. Referencias

[1] Aranda, M. B. La conducción automatizada. De la conducción asistida a la conducción automatizada. En “Sistemas de asistencia al conductor y de gestión inteligente del tráfico”, ASEPA, 2014

[2] Caraffi, C., Cattani, S., Grisleri, P., 2007. Off-road path and obstacle detection using decision networks and stereo vision. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems 8 (4), 607–618.

[3] Fuerstenberg, K.Ch., Dietmayer, K.C.J., Eisenlauer, S., Multilayer laserscanner for robust object tracking and classification in urban traffic scenes. In: 9th World Congress on Intelligent Transport Systems, Chicago, November 2002.

[4] Aufrère, R. et al., 2003. Perception for collision avoidance and autonomous driving. Mechatronics, 13, pp. 1149–1161

[5] Shimonura, N. et al., 2002. An algorithm for distinguishing the types of objects on the road using laser radar and vision. IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 3 (3), pp. 189–195

[6] Naranjo, J. E., Jiménez, F., Aparicio, F., Zato, J. GPS and inertial systems for high precision positioning on motorways. The Journal of Navigation. Vol 62, nº 2, pp 351–363, 2009

[7] Jiménez, F., Naranjo, J. E. Nuevos requerimientos de precisión en el posicionamiento de vehículos para aplicaciones ADAS. Dyna Ingeniería e Industria. Vol 84, nº 3, pp 245 – 250 (2009)

[8] Zhang, P., Gu, J., Milios, E., Huynh, P. Navigation with IMU/GPS/digital compass with unscented kalman filter, in: Proceedings of IEEE International Conference on Mechatronics Automation, Niagara Falls, ON, Canada, July 2005, pp. 1497–1502.

[9] Jiménez, F. Evaluación a priori de la precisión de mapas electrónicos. Dyna Ingeniería e Industria. Volumen 85, nº 3, pp 255 – 262, 2010

[10] Liu, J., Liang, H., Wang, Z., Chen, X. A Framework for Applying Point Clouds Grabbed by Multi-Beam LIDAR in Perceiving the Driving Environment. Sensors 15, 21931-21956, 2015

[11] DGT. Instrucción 15/V-113. Autorización de pruebas o ensayos de investigación realizados con vehículos de conducción automatizada en vías abiertas al tráfico en general. Ministerio del Interior

[12] Naranjo, J. E., Jiménez, F., Gómez, O., Zato, J. G. Low level control layer definition for autonomous vehicles based on fuzzy logic. Intelligent Automation and Soft Computing. Volumen 18, nº 4, pp 333-348, 2012

[13] Jiménez, F., Naranjo, J. E., Gómez, O. Autonomous collision avoidance system based on an accurate knowledge of the vehicle surroundings. IET Intelligent Transport Systems. Volumen 9, nº 1, pp 105 – 117, 2015

[14] Buehler, M. et al., 2009. The DARPA Urban Challenge: Autonomous Vehicles in City Traffic, Springer Tracts in Advanced Robotics, 56.

[15] Jiménez, F., Naranjo, J. E. Improving the obstacle detection and identification algorithms of a laserscanner-based collision avoidance system. Transportation Research Part C: Emerging Technologies. Vol 19, nº 4, pp 658-672, 2011

[16] Cheein, F.A.A. et al., 2010. SLAM-based turning strategy in restricted environments for car-like mobile robots. 2010 IEEE International Conference on Industrial Technology, pp.602–607.

[17] Petrovskaya, A. & Thrun, S., 2009. Model based vehicle detection and tracking for autonomous urban driving. Autonomous Robots, 26(2-3), pp.123–139.

[18] Wender, S. & Dietmayer, K. 2008. 3d vehicle detection using a laser scanner and a video camera. Intelligent Transport Systems, IET, 2(2), pp.105–112.

[19] Leonard, J. et al., 2008. A perception-driven autonomous urban vehicle. Journal of Field Robotics, 25(10), pp.727–774.

[20] Jiménez, F. et al., 2011. Can low-cost road vehicles positioning systems fulfil accuracy specifications of new ADAS applications?. Journal of Navigation, 64(2), pp. 251–264,.

[21] Vera, C. & Félez, J. 1994. Dinámica vehicular basada en la técnica del BOND GRAPH. Madrid: Publications Section of the ETSII.

Mejora del posicionamiento de vehículos de carretera en áreas de mala cobertura GPS

F. Jiménez Alonso[1], S. Monzón del Olmo[2], J. E. Naranjo Hernández[3]

[1]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. felipe.jimenez@upm.es*

[2]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. sergio.monzon3@gmail.com*

[3]*INSIA. Universidad Politécnica de Madrid. joseeugenio.naranjo@upm.*

En este artículo se propone un algoritmo de map-matching que emplea las medidas de un sistema GNSS y de un sistema inercial fusionándolas mediante el empleo de un filtro de Kalman, lo que permite que se tenga posicionamiento del vehículo en el mapa digital de forma constante y precisa a pesar de encontrarse en entornos complejos. El algoritmo ha sido diseñado para funcionar en entornos agresivos para la señal GNSS, fundamentalmente entornos urbanos, donde se tienen frecuentes pérdidas o grandes deterioros de la señal GNSS. Además, el funcionamiento del filtro de Kalman ha sido pensado para intentar solucionar situaciones en las que la pérdida de señal GNSS es larga, durante las cuales se debe posicionar el vehículo únicamente con el sistema inercial, y también para intentar minimizar los errores que aparecen cuando, tras un largo tiempo sin señal GNSS, ésta se recupera y sus coordenadas se encuentran alejadas de la posición obtenida mediante el sistema inercial. Para conseguir datos más precisos del sistema inercial, se ha estudiado su comportamiento y su deriva y se corrigen, por tanto, las medidas de éste de forma variable durante su funcionamiento para obtener un posicionamiento más preciso del vehículo.

1. Introducción

El posicionamiento de los vehículos es un elemento clave para numerosos sistemas de asistencia al conductor y seguridad. En función de las aplicaciones concretas, se requieren mayores o menores niveles de precisión en dicho posicionamiento [1]. Aún en el caso de aplicaciones menos exigentes en cuanto a precisión como los sistemas de navegación, se observa que existen situaciones en las que se producen errores en el posicionamiento de un vehículo en el mapa digital.

En este artículo se abordan dos aspectos con el fin de mejorar dicho posicionamiento en entornos especialmente agresivos para la señal GPS.

En primer lugar, se analiza la combinación de las señales de GPS y sensores inerciales y se proponen mejoras sobre las soluciones convencionales de filtros de Kalman más habituales, adaptándose los algoritmos según un estudio en detalle del comportamiento de los sensores. La solución planteada pretende dar respuesta a las desviaciones que aparecen en el posicionamiento tras una pérdida de señal GPS larga, ya que las soluciones convencionales están más orientadas a pérdidas más cortas o deterioros de la señal durante intervalos breves.

Por otra parte, se presenta un algoritmo de map-matching que se ejecuta en tiempo real con el que se asigna un posicionamiento del vehículo a un punto del mapa electrónico. Está orientado a entornos especialmente agresivos para la cobertura de un GPS como, por ejemplo, entornos urbanos de calles estrechas. Además, requiere escasa información en el mapa digital y puede trabajar sin necesidad de sensores inerciales adicionales en el vehículo con lo que podría ser implementado en un navegador after-market, si bien el empleo de tales sensores, en caso de estar disponibles, mejoraría sus prestaciones. El algoritmo se prueba en un entorno urbano donde la señal de posicionamiento por satélite es muy pobre y se tienen frecuentes pérdidas. Los resultados resultan muy satisfactorios, alcanzando tasas de éxito elevadas, por encima o similares a las de otros métodos propuestos y que tienen mayor complejidad y carga computacional.

2. Mejora de la localización del vehículo

2.1. Definición del filtro de Kalman

El filtro de Kalman (FK) es una herramienta matemática que permite predecir los futuros estados de un sistema basándose en la información conocida de los estados previos del mismo y en las medidas de los instrumentos

empleados durante el ensayo, comparando los estados conocidos con éstas últimas. Por último, el filtro de Kalman permite realizar una estimación del estado actual del sistema mediante la corrección del valor predicho en un principio [2, 3].

A través del filtro de Kalman se modelizará el movimiento del vehículo mediante un vector de estados, que describe el comportamiento del vehículo mediante los parámetros contenidos en él, y que llamaremos el estado del sistema; y unas ecuaciones que denominaremos el modelo del sistema. El vector de estados elegido es el siguiente:

$$X = [x\ y\ \Psi\ v\ a\ \omega]^T \tag{1}$$

donde x e y son las coordenadas del vehículo en el sistema de referencia UTM, Ψ es el ángulo de guiñada del vehículo, v su velocidad, a su aceleración y ω su velocidad angular.

Dado que el tiempo de adquisición durante el ensayo es pequeño, es posible discretizar el modelo del sistema de la siguiente forma:

$$X_k^- = \Phi_{k-1} \cdot X_{k-1} \tag{2}$$

donde $\mathbf{X_k^-}$ es la estimación a priori del vector de estados para el instante **k**, $\mathbf{X_{k-1}}$ es la estimación a posteriori del vector de estados para el instante **k-1** y $\mathbf{\Phi_{k-1}}$ es la matriz de transición entre el estado **k-1** y el estado **k.**

Es preciso mencionar que la matriz Φ_{k-1} es aquella que relaciona el estado k-1, para cada parámetro del vector de estados, con el estado k del mismo. Nótese que la matriz Φ lleva también el subíndice k-1, lo que implica que, aunque las ecuaciones de comportamiento del sistema en su interior no varíen, los valores obtenidos de estas ecuaciones sí pueden a variar a cada instante.

Por otro lado, antes de continuar con el siguiente paso del FK, es conveniente fijarse en que aparecen dos estimaciones diferentes. La estimación a priori corresponde con una estimación del estado actual del sistema teniendo en cuenta únicamente el estado del sistema en el instante anterior, denominada estimación a posteriori.

Una vez se ha calculado la estimación a priori del sistema, se recibe, de los instrumentos de medida, el denominado modelo de medida Este vector de medidas se relaciona con el vector de estados mediante una matriz H, llamada matriz de medidas, al igual que anteriormente se han relacionado los estados del sistema a priori y a posteriori mediante la matriz Φ.

Una vez obtenido el vector de medidas, el FK evalúa las diferencias entre la estimación a priori y la medida real del sistema.

$$valor\ residual \equiv z_k - H \cdot X_k^- \tag{3}$$

El último paso del FK es realizar una estimación definitiva, o a posteriori, del estado del sistema para el instante k. Para ello, tendrá en cuenta la estimación a priori y el valor residual y modificará la primera teniendo en cuenta el segundo y una ganancia, denominada Kk.

$$X_k = X_k^- + K_k \cdot (z_k - H \cdot X_k^-) \tag{4}$$

La matriz K_k, al igual que la matriz Φ, varía para cada iteración. Es una matriz que minimiza la covarianza del error estimado a posteriori. Su cálculo se realiza utilizando la siguiente fórmula [A]:

$$K_k = (P_k^- \cdot H^T)/(H \cdot P_k \cdot H^T + R) \tag{5}$$

donde $\mathbf{P_k^-}$ es la matriz de covarianza del error estimado a priori, $\mathbf{P_k}$ es la matriz de covarianza del error estimado a posteriori y R es la matriz de covarianzas del ruido de la medida.

Como el propósito del FK es fusionar la información generada por el receptor GNSS y por el sistema inercial, es importante saber cómo modificar la ganancia para que el sistema responda correctamente.

En el algoritmo que nos ocupa, el FK es utilizado para dos cosas fundamentalmente: primero, suavizar la trayectoria generada por el GNSS, ya que ésta, por las características inherentes al propio receptor contiene discontinuidades en forma de saltos o de pequeños desplazamientos laterales de las coordenadas, que hacen que la trayectoria forme una línea quebrada aunque el vehículo se desplace describiendo una trayectoria perfectamente rectilínea; y segundo, para ofrecer posicionamiento del vehículo cuando la señal GNSS no existe o se encuentra muy deteriorada. De esta forma se consigue aprovechar las características favorables de ambos sistemas.

A modo de resumen, se muestran las ecuaciones que componen el filtro de Kalman completo, que se repiten, con cada nueva medida, de forma cíclica [4]

Ecuaciones predictoras:

$$X_k^- = \Phi_{k-1} \cdot X_k \quad (6)$$

$$P_k^- = \Phi_{k-1} \cdot P_{k-1} \cdot \Phi_{k-1}^T + Q; \quad (7)$$

Ecuaciones correctoras:

$$K_k = P_k^- \cdot H^T \cdot (H \cdot P_k^- \cdot H^T + R)^{-1} \quad (8)$$

$$X_k = X_k^- + K_k \cdot (z_k - H \cdot X_k^-) \quad (9)$$

$$P_k = (1 - K_k \cdot H) \cdot P_k^- \quad (10)$$

donde Q es la matriz de covarianza del ruido del proceso y tanto ella como R y P_0 se han determinado de forma experimental hasta ajustar el filtro al comportamiento deseado.

En la Figura 1 se puede observar el comportamiento del filtro de Kalman en un tramo en que la cobertura de GNSS se pierde y produce saltos en paralelo respecto de la trayectoria real del vehículo. En ella se observa que la trayectoria estimada no presenta discontinuidades debidas a los saltos de la señal GNSS y tampoco acumula error por la deriva de los sensores inerciales, acercándose con relativa efectividad a la trayectoria marcada por el GNSS cuando éste es fiable.

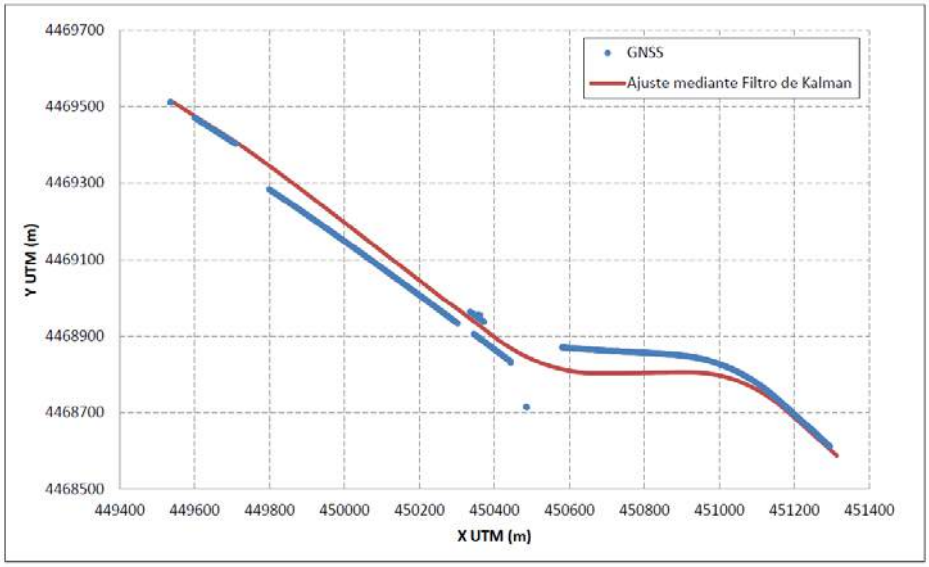


Figura 1. Ajuste mediante FK de la medida del sistema inercial ante pérdidas o deterioros de señal GNSS

2.2. Ajuste variable del ángulo de guiñada del giróscopo

Todo giróscopo empleado en el sistema inercial va acumulando un error de deriva a lo laro del tiempo que se encuentra en funcionamiento. Este error puede llegar a ser muy importante en sensores de bajo coste, pero, aún en los de mejores prestaciones, la deriva es considerable cuando debe ser integrada su señal para calcular la trayectoria [5]. Por ello, se ha estudiado una manera de tratar de corregirlo parcialmente, para mejorar el funcionamiento del filtro de Kalman cuando el sistema GNSS no se encuentra disponible durante un período largo de tiempo.

Se han realizado diferentes ensayos en pista cerrada para tratar de determinar los factores que afectan a la deriva del giróscopo, dado que ésta no se produce cuando el vehículo circula en línea recta sino al realizar giros. En los ensayos, por tanto, se han hecho trayectorias circulares, recorriéndolas en uno y otro sentido y se han analizado posteriormente los ángulos que estas trayectorias divergen, vuelta por vuelta, para hacerlas coincidir con la trayectoria obtenida por el sistema GNSS, siguiendo los mismos pasos que en [6].

Se han realizado ensayos en círculos de diferentes radios y a distintas velocidades, de forma que también se ha variado la aceleración lateral del vehículo y el giro de volante. Se muestra en la Tabla 1 los resultados, con el

promedio de desviación del ángulo de guiñada del giróscopo, que es la corrección que se ha tomado como válida. Los resultados finales indican que la deriva del giróscopo se puede estimar en radianes por radián girado por el vehículo, independientemente del radio de la curva o de la aceleración lateral del vehículo. Como ya se ha dicho, esta deriva varía cuando se gira en sentido antihorario u horario, por lo que habrá que ajustarla en consecuencia.

Tabla 1: Datos de corrección de las medidas del giróscopo para diferentes ensayos.

Ensayo	Radio (m)	Ac lateral (g)	rad/vuelta	rad/rad
Radio01_Lento	13.3	0.235	0.00505	8.04 E-04
Radio01_Rápido	13.3	0.766	0.00530	8.44 E-04
Radio02_Lento	21.4	0.259	0.00445	7.08 E-04
Radio02_Rápido	21.6	0.566	0.00420	6.68 E-04
Pista_Izquierdas	21.2	0.278	0.00595	9.48 E-04
Pista_Derechas	21.5	0.243	-0.00539	-8.57 E-04

De esta forma, cuando el vehículo gire, se aplicará la corrección propuesta en función del sentido en que realice el giro. Se ha observado experimentalmente que los resultados mejoran ligeramente la obtención de la trayectoria del vehículo mediante el sistema inercial, pero no es suficiente para garantizar altos niveles de precisión cuando la distancia recorrida sin corrección del posicionamiento por satélite es importante.

3. Algoritmo de Map-matching

3.1 Descripción

El map-matching es una solución muy interesante a la hora de conseguir el posicionamiento de vehículos sobre mapas digitales previamente almacenados [7]. Existen diferentes tipologías de algoritmos [8-10] incluyendo los geométricos, los topológicos, los probabilísticos y aquellos basados en herramientas avanzadas como lógica difusa.

El algoritmo propuesto es capaz de ser implementado en tiempo real, sin la necesidad de emplear sensores inerciales de medida, si bien es verdad que incorporando la información de la velocidad del vehículo se consiguen eliminar la mayoría de los errores que aparecen durante los ensayos. Esta información no necesariamente debe obtenerse de un sistema inercial, pudiéndose utilizar el odómetro del coche, ya que más que precisión lo que se busca es diferenciar cuándo el vehículo se encuentra parado o en movimiento.

Como se ha comentado, el algoritmo está pensado para funcionar en entornos agresivos para la señal GNSS, asumiendo que habrá constantes pérdidas. Esto provoca, evidentemente, que cuando la señal GNSS está muy deteriorada, el posicionamiento del vehículo resulte muy complicado y, en ocasiones, imposible. Por esta razón el filtro de kalman antes desarrollado resulta muy útil, ya que al integrar las medidas del receptor GNSS con las del sistema inercial genera una serie de puntos continuos de posicionamiento del vehículo. En los ensayos realizados, donde aproximadamente durante la mitad del tiempo de ensayo no se tiene señal GNSS, utilizar el FK supone una mejora considerable, ya que se pasa de localizar el vehículo unos breves segundos para después perder la señal otros tantos, a tener localización constante del vehículo.

El algoritmo de map-matching parte de las coordenadas de posición generadas por el FK y su función es asignar, para cada punto, una localización dentro del mapa digital, donde se estimará que se encuentra el vehículo. Para la localización se utiliza información topológica de la carretera e información histórica del recorrido anterior del vehículo. El mapa digital debe ser previamente creado y caracterizado. En él, cada calle está formada por distintos segmentos, que empiezan y acaban en sus intersecciones con otras calles y que, a su vez, se dividen en sub-segmentos formados por cada dos puntos consecutivos del mapa digital. El funcionamiento del algoritmo podría dividirse en cuatro pasos:

1. Definición de segmentos candidatos y de sus correspondientes sub-segmentos: Para cada posición generada por el FK, se crea una circunferencia de probabilidad, de radio definido por el usuario y con centro en la posición dada y se estudia qué segmentos del mapa digital se encuentran dentro de la circunferencia o la cruzan. Se estima, con una alta probabilidad que el vehículo se encuentra efectivamente dentro de esa circunferencia de probabilidad.

2. Selección previa del segmento en que se localiza el vehículo: Para todos los sub-segmentos candidatos a contener al vehículo se calculan una serie de parámetros que generan una puntuación final para cada segmento. El segmento con mayor puntuación será elegido como aquél en que se encuentra el vehículo.

   Los parámetros que se evalúan para la puntuación de los sub-segmentos son los siguientes:

   - Distancia perpendicular entre cada sub-segmento y el punto generado por el FK.
   - Ángulo formado entre la trayectoria de puntos generada por el FK anteriormente y las rectas formadas por cada sub-segmento.
   - Segmento en que se localizó el vehículo en los puntos anteriores y su relación con los sub-segmentos candidatos (si pertenecen a la misma calle, distinta calle con giro permitido, distinta calle con giro no permitido o físicamente inaccesible, etc.)
   - Se añade una pequeña valoración si la proyección perpendicular del punto generado por el FK sobre un sub-segmento se encuentra dentro de dicho sub-segmento.

3. Localización definitiva del vehículo: Para evitar ciertos errores inherentes a la utilización de algoritmos de map-matching, se proponen algunas soluciones que los corrijan de forma rápida en caso de que ocurran. Primero, dado que la puntuación que recibe un sub-segmento sólo por el hecho de pertenecer al mismo segmento por el que se venía circulando es muy grande, en ocasiones el algoritmo tarda en reconocer un cambio de segmento (giros en intersecciones). Para reducir este intervalo de tiempo, se calculan las puntuaciones de cada sub-segmento sin tener en cuenta esta relación entre segmentos, utilizando únicamente el resto de parámetros. De esta forma, si los parámetros de dirección y distancia indican que el vehículo se encuentra en un segmento diferente al que se ha seleccionado en el paso 2 se comienza a almacenar una variable de incertidumbre y pasados unos puntos en los que esto siga ocurriendo el algoritmo entiende que efectivamente se ha producido un cambio de segmento y la localización del vehículo se corrige.

   Por otro lado, para solucionar algunos problemas que pueden producir las intersecciones en forma de Y, se permite al programa que durante algunos puntos después de haber efectuado un cambio de segmento rectifique su localización a otro segmento si considera que ha podido equivocarse. Para ello, pese a haber cambiado de segmento, la puntuación que reciben los sub-segmentos en función del recorrido previo del vehículo se sigue calculando con los valores que se tenían aguas arriba de la intersección (además de con los nuevos valores). Si de esta forma los resultados indican que el algoritmo se ha equivocado al elegir el nuevo segmento, empezará a almacenarse una variable de incertidumbre que acabará por corregir el error en la elección del segmento correcto. Esto es importante hacerlo ya que si al pasar la intersección el vehículo comienza a circular por un segmento, y el algoritmo se confunde asignando otro, le será muy difícil solucionar el problema, ya que el segmento real de circulación del vehículo pasará a ser un segmento inaccesible desde el segmento en que el algoritmo está estimando la posición del vehículo. Con este proceso se soluciona el problema de forma rápida sin que suponga un inconveniente para el usuario.

4. Localización del vehículo sobre el sub-segmento seleccionado: Para ello, si la proyección perpendicular del punto sobre los sub-segmentos candidatos pertenecientes al segmento elegido se encuentra dentro de alguno de ellos se escoge ese punto como estimación de la posición del vehículo. Si esto no ocurre, se elige el punto más cercano del mapa digital al punto del FK, siempre y cuando pertenezca al segmento elegido.

3.2 Resultados

En la Figura 2 se puede observar la diferencia entre utilizar sensores inerciales y el filtro de Kalman o no hacerlo a la hora de llevar a cabo el map-matching. En la primera gráfica se observan claras discontinuidades durante el trayecto, mientras que gracias al FK, en la segunda gráfica la información de posicionamiento es constante.

Para este último ensayo, el posicionamiento mediante el algoritmo de map-matching arroja mejores resultados que si el posicionamiento se realiza únicamente mediante GNSS. El porcentaje de acierto a la hora de posicionar el vehículo asciende a un 99.456% de los puntos analizados, mejorando el 99.291% (con información de la velocidad) y el 98.083% (sin información de la velocidad) que se obtenía antes de incorporar el filtro de Kalman [11].

Además, cabe destacar, como ya se ha comentado, que el número de puntos analizados cuando se integran las medidas GNSS con el sistema inercial mediante el FK (100% del trayecto) es muy superior al analizado si sólo

se tiene información del sistema GNSS (61.186% del trayecto) con lo que los valores absolutos de aciertos son considerablemente superiores con la incorporación del FK.

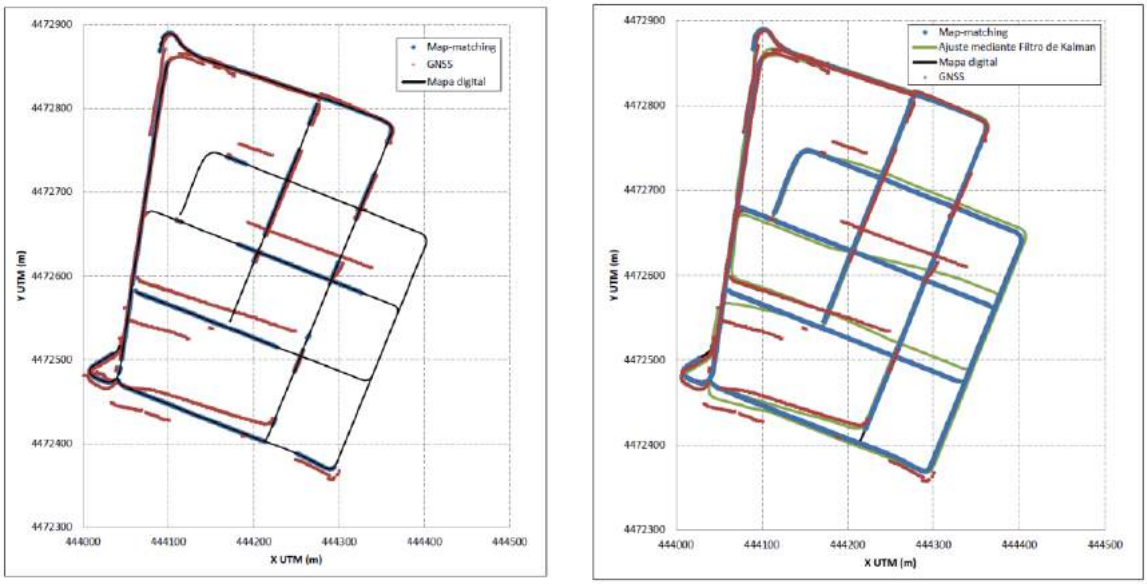


Figura 2. a) Map-matching usando sólo el receptor GNSS; b) Map-matching implementando el FK

3.3 Errores

Si bien el uso aislado de la señal GNSS producía más errores en la asignación del posicionamiento al mapa electrónico como se presenta en [11], el uso del sistema inercial complementado por las correcciones de su deriva y el filtro de Kalman reducen notablemente la frecuencia de errores. En concreto, en un ensayo en la zona ilustrada en el apartado anterior, el único error que se produce durante la ejecución del algoritmo proviene de unos puntos bastante degradados del FK en una intersección en Y, que están consideradas como zonas conflictivas para los algoritmos de map-matching. Esto provoca un error de 5.3s hasta que el algoritmo posiciona correctamente el vehículo en el sub-segmento correcto. Es cierto que 5s ya es un tiempo que puede resultar molesto para el usuario pero también es cierto que el error se soluciona antes de alcanzar la siguiente intersección.

Dicho error se ilustra en la Figura 3. El sentido de circulación se ha indicado con una flecha azul. Al llegar a la intersección se realizó un giro a la derecha pero los puntos del filtro de Kalman parecen indicar que el coche continuó recto. Por esta razón, aunque los primeros puntos tras pasar la intersección sí están bien situados, el algoritmo cambia de segmento y empieza a posicionar el vehículo de forma incorrecta. Una vez que la trayectoria del filtro de Kalman ya toma la misma dirección que la del segmento correcto, y además se aleja del segmento incorrecto, el programa corrige una vez más su posición y a partir de aquí funciona correctamente de nuevo.

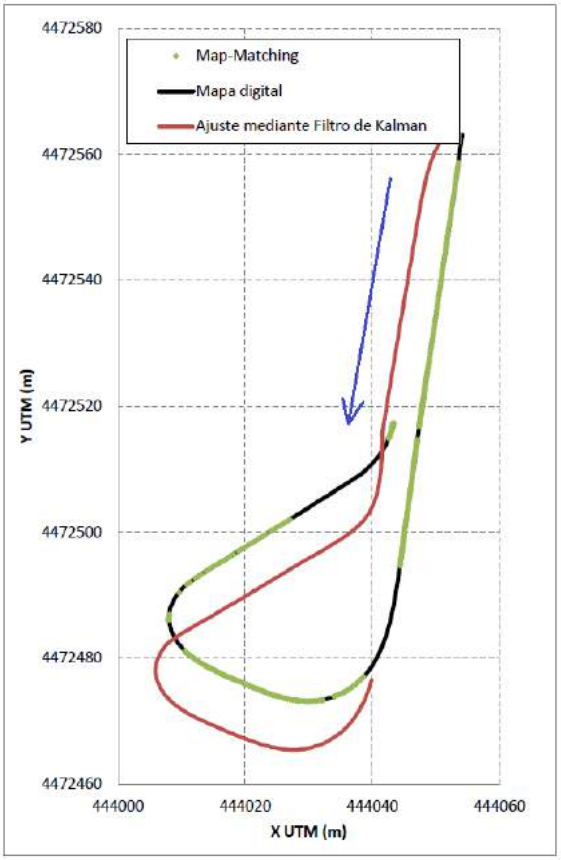


Figura 3. Error detectado en el posicionamiento

4. Conclusiones

La incorporación del FK para integrar las medidas del receptor GNSS junto a un sistema inercial mejoran sustancialmente los resultados a la hora de llevar a cabo un proceso de map-matching para la localización de un vehículo en un mapa electrónico. No sólo disminuyen el número de errores al generar puntos más precisos de localización del vehículo, que generan posteriormente mejores posicionamientos mediante map-matching, sino que permiten al usuario conocer su posición durante el 100% del tiempo de trayecto, mientras que en entornos urbanos especialmente agresivos para la señal GNSS, el usuario puede no conocer su posición durante un elevado intervalo de tiempo de trayecto, lo que aparte de no resultar práctico puede resultar molesto.

Se consigue de esta forma integrar los dos sistemas de medida para conseguir un posicionamiento mejor que el que se obtendría sólo con uno de ellos. Además, se consigue corregir ligeramente la trayectoria generada por el sistema inercial tras estudiar su funcionamiento en diferentes situaciones lo que repercute en menores incertidumbres en el proceso posterior de map-matching, sobre todo cuando las pérdidas de la señal GNSS son relevantes.

5. Agradecimientos

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad (proyecto TRA2013-48314-C3-2-R) y la Red de Excelencia de la Comunidad de Madrid SEGVAUTO-TRIES.

6. Referencias

[1] F. Jiménez, J. E. Naranjo. Nuevos requerimientos de precisión en el posicionamiento de vehículos para aplicaciones ADAS. Dyna Ingeniería e Industria. Vol 84, nº 3, pp 245 – 250 (2009)

[2] G. Welch, G. Bishop. An introduction to the Kalman filter; EEUU: University of North Carolina at Chapel Hill (2001)

[3] E. Trucco, A. Verri. Introductory Techniques for 3-D Computer Vision', Prentice Hall (1998)

[4] A. Kelly. A 3D State Space Formulation of a Navigation Kalman Filter for Autonomous Vehicles; The Robotics Institute. Carnegie Mellon University, Pittsburgh (1994)

[5] F. Jiménez, J. E. Naranjo, F. García, J. G. Zato, J. M. Armingol, A. de la Escalera, F. Aparício. Limitations of positioning systems for developing digital maps and locating vehicles according to the specifications of future driver assistance systems. IET Intelligent Transport Systems. Volumen 5, nº 1, pp 60-69 (2011)

[6] F. Jiménez, F. Aparicio, G. Estrada. Measurement uncertainty determination and curve fitting algorithms for development of accurate digital maps for Advanced Driver Assistance Systems. Transportation Research Part C: Emerging Technologies. Vol 17, nº 3, pp 225-239 (2009)

[7] M. A. Quddus, W. Y. Ochieng, L. Zhao, R. B. Noland. A general map-matching algorithm for transport telematics applications. GPS Solutions Vol 7, nº 3, (2003), pp 157–167.

[8] White, C.E.; Bernstein, D.;Kornhauser, A.L. Some map-matching algorithms for personal navigation assistants. Transport. Res. C Emer.2000, 8, 91–108.

[9] J. S. Greenfeld, Matching GPS observations to locations on a digital map. In Proceedings of the 81st Annual Meeting of the Transportation Research Board, Washington, WA, USA, 13–17January 2002.

[10] W. Chen, M. Yu, Z. Li, Y. Q. Chen. Integrated vehicle navigation system for urban applications. In Proceedings of the 7th International Conference on Global Navigation Satellite Systems (GNSS), Graz, Austria, 22–25 April 2003.

[11] F. Jiménez, S. Monzón, J. E. Naranjo. Definition of an Enhanced Map-Matching Algorithm for Urban Environments with Poor GNSS Signal Quality. Sensors. Vol 16, nº 2, pp 193 (2016)

Estudio del comportamiento del cuerpo de válvulas de un amortiguador de alto rendimiento

J. L. Chacón[1], V. Díaz[2], B.L. Boada[3], M.J.L. Boada[4]
[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. jlchacon@ing.uc3m.es*
[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. vdiaz@ing.uc3m.es*
[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. bboada@ing.uc3m.es*
[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mjboada@ing.uc3m.es*

El sistema de suspensión es una parte esencial del automóvil. Los fabricantes de automóviles han estado trabajando durante años en el conjunto de elementos que integran a este sistema para mejorar su seguridad. El objetivo es mejorar el rendimiento del vehículo durante la conducción y reducir el riesgo de colisiones causadas por la pérdida de control [1]. Sin embargo debido a la complejidad del funcionamiento del sistema de suspensión, en particular del amortiguador y debido a la amplia variedad de configuraciones internas que este último puede tener, es difícil evaluar el comportamiento de la suspensión durante la conducción. En este trabajo se estudia el comportamiento del cuerpo de válvulas de un amortiguador hidráulico, monotubo de alto rendimiento (este tipo de amortiguador se puede montar y desmontar cuantas veces se desee para cambiar la configuración interna).Específicamente se analiza la influencia de la rigidez característica del cuerpo de válvulas para las diferentes configuraciones de puesta a punto y funcionamiento del amortiguador.

1. Introducción

El sistema de suspensión es una parte esencial del automóvil. Los fabricantes de automóviles han estado trabajando durante años en el conjunto de elementos que integran a este sistema para mejorar su seguridad. El objetivo es mejorar el rendimiento del vehículo durante la conducción y reducir el riesgo de colisiones causadas por la pérdida de control [1]. Sin embargo debido a la complejidad del funcionamiento del sistema de suspensión, en particular del amortiguador y debido a la amplia variedad de configuraciones internas que este último puede tener, es difícil evaluar el comportamiento de la suspensión durante la conducción.

Los amortiguadores son dispositivos complejos no lineales cuya dinámica interna se han modelado para una variedad de aplicaciones. En relación a esto, son muchos los autores de diversos estudios realizados sobre el tema de amortiguadores que coinciden en considerar el trabajo realizado por L. Segel y H. H. Lang [2] como la investigación más amplia publicada hasta el momento. Ambos autores desarrollaron un modelo fisico de amortiguador. Sin embargo, este modelo incluye aproximadamente 80 parámetros, siendo poco práctico para múltiples estudios o simulaciones paramétricas. Por su parte Reybrouck [3] creó un modelo físico que tiene en consideración sólo 20 parámetros relacionados con la dinámica del amortiguador. Su modelo se basó en determinar coeficientes semi-empíricos. Talbott [4] desarrolló un modelo de amortiguador de alto rendimiento marca Öhlins, en donde evaluó el efecto que tiene la modificación de diferentes parámetros en el amortiguador, tales como la rigidez del cuerpo de válvulas, la precarga del cuerpo de válvulas y el área del orificio de paso permanente. Talbott contempla los caudales de aceite a través del orificio de descarga, la holgura existente entre el pistón y el tubo del amortiguador, y el flujo que pasa a través del cuerpo de válvulas.

No obstante a pesar de estos estudios, son pocas las investigaciones que analizan el comportamiento de los amortiguadores a partir de la variación en las configuraciones internas de los mismos [2-6]. En su mayoria, estos estudios dedican atención al análisis del cuerpo de válvulas del amortiguador, sin embargo basan sus análisis en configuraciones de válvulas previamente definidas o establecidas por el fabricante, con pocas variaciones o simplifican el comportamiento del cuerpo de válvulas como si tratase de una única lámina de rigidez constante, criterio que hasta ahora no ha permitido obtener resultados satisfactorios, cuando se tiene el caso en que la configuración del cuerpo de válvulas es mas compleja.

Por este motivo, durante esta investigación se analiza la rigidez característica del cuerpo de válvulas y el comportamiento del mismo ante distintas variaciones en su configuración. Para ello, se utiliza el cuerpo de válvulas de un amortiguador hidráulico, monotubo de alto rendimiento, marca Öhlins tipo S46WR1C1 como se muestra en la figura 1. La principal ventaja que tiene este tipo de amortiguadores es que se puede montar y desmontar cuantas veces se desee para cambiar su configuración interna.

2. Esquema interno del amortiguador

Durante este estudio se utiliza el cuerpo de válvulas de un amortiguador hidráulico de alto rendimiento marca Öhlins tipo S46WR1C1 tal como se muestra en la figura 1. Para conocer los elementos que se tendrán en consideración durante el estudio, es necesario describir en detalle la estructura interna de la que se compone el amortiguador.



Figura 1: Amortiguador mono-tubo Öhlins

El amortiguador consta de tres partes (ver figura 2); la primera sección (a) es el tubo, este elemento en su interior tiene como principal componente el pistón de amortiguamiento el cual durante este trabajo es llamado como pistón. El tubo se divide en la cámara de tracción y la cámara de compresión. La segunda sección (b) esta compuesta por una botella de reserva externa que contiene internamente una cámara de gas, ésta se encuentra unida mediante un latiguillo a la parte superior del tubo, dentro de la botella se encuentra un pistón flotante que separa la cámara de compresión del gas. Así mismo la cámara de compresión se encuentra entre el pistón flotante de la cámara de gas y el pistón. Por otro lado, la cámara de tracción está enfrente de la cámara de compresión en el otro lado del pistón y en el extremo inferior del tubo. Tanto la cámara de compresión como la cámara de tracción están llenas completamente de aceite mineral. Por último, el vástago (c) está conectado con el pistón en el interior del tubo. El vástago pasa a través de la cámara de tracción y la parte inferior del tubo, tambien pasa a través de un sello que mantiene el aceite en el interior y la suciedad afuera. En el extremo del vástago que está fuera del tubo del amortiguador se encuentra un selector para el ajuste del área de paso del fluido de aceite, el mismo se gradua mediante clicks que van de 1 a 21 posiciones.

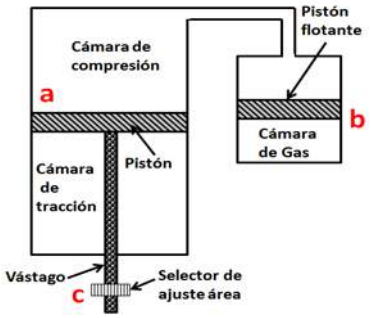


Figura 2: Descripción componentes de un amortiguador mono-tubo Öhlins. (a) Tubo amortiguador, (b) botella de reserva, (c) vástago.

Durante su funcionamiento, el amortiguador puede tener dos movimientos. El movimiento de compresión (velocidad positiva) y el de tracción (velocidad negativa). En la carrera de compresión el vástago se introduce en el tubo y el aceite fluye a través del pistón de la cámara de compresión a la cámara de tracción. La carrera de tracción es el proceso inverso en el que se extrae el vástago fuera del tubo y el fluido fluye desde la cámara de tracción a la cámara de compresión.

El fenómeno que genera la mayor fuerza de amortiguación es la resistencia del fluido hidráulico a pasar por una serie de trayectorias. Este disipa la energía generando de calor en el fluido, que a su vez tiene contacto con el tubo interior del amortiguador y luego a la atmósfera. Dado que la amortiguación es directamente proporcional a la resistencia que ofrece el fluido al pasar por las diferentes trayectorias que conectan las cámaras de compresión y tracción, se evidencia la necesidad de analizar esta resistencia para comprender el comportamiento del amortiguador. Por otro lado, el flujo total de aceite se divide entre tres trayectorias posibles. La primera es la que circula a través del orificio de paso permanente situado en el extremo de la vástago (ver la etiqueta 3 en las figuras 3a y 3b), el fluido pasa a través de este orificio desde la cámara de compresión a la cámara de tracción y viceversa, mientras que su magnitud depende de la velocidad. Este orificio tiene la caracteristica de que su área puede ser ajustada mediante la graduación de una válvula de aguja hacia adentro o hacia fuera.

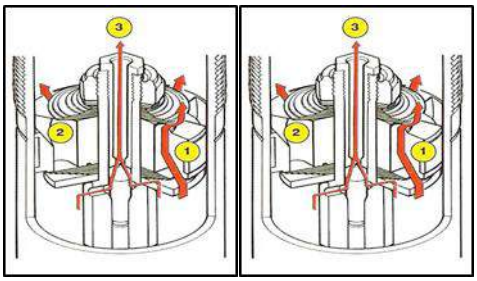


Figura 3: Corte del tubo de un amortiguador, se muestra la trayectoria de flujo a traves la válvula de tracción y compresión (1)-(2), y a traves de el orificio de paso permanente (3), durante la carrera de tracción (a) y compresión (b).

El segundo paso de flujo en el pistón es a través del cuerpo de válvulas de tracción o compresión. La etiqueta (1) y (2) en las figuras 3a y 3b respectivamente, representan el flujo de fluido a través de la válvula de tracción y de la válvula de compresión respectivamente. Cada válvula se compone de un orificio en el pistón y un conjunto de láminas delgadas, circulares normalmente de acero y apiladas según el diámetro, estas láminas poseen una fuerza de precarga, que impide que la válvula disco abra hasta alcanzar un nivel de presion deseado. Las figuras 3a y 3b muestran el cuerpo de válvula y el orificio del pistón de tracción y compresión recpectivamente. La combinación entre el orificio del pistón y el recorrido de flujo anular creado por la deformación de las láminas, genera dos resistencias de flujo puestas en serie. La velocidad a la que se desplaza el pistón determina la fuerza de amortiguamiento, por tanto para velocidades del pistón muy altas, los orificios de este son quienes generan la mayor resistencia de flujo, por tanto esta característica debe ser tomada en consideración durante el diseño del amortiguador. El funcionamiento del amortiguador durante de la carrera de compresión es el mismo al de la carrera de tracción, la válvula actuante es la que se encuentra en el lado de tracción del pistón. Sin embargo el diámetro del orificio del pistón y la configuración del cuerpo de válvulas suele ser diferente de la válvula de tracción debido a la presencia del vastago del amortiguador.

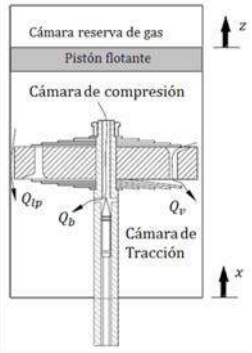


Figura 4: Flujo de Caudales a traves del pistón y cuerpo de válvulas dentro del tubo del amortiguador.

La tercera y última trayectoria de flujo se encuentra entre el sello alrededor del pistón y la pared del tubo del amortiguador. Su presencia es indeseable y a menos que represente un volumen de caudal representativo en comparación a los otros caudales, su efecto en el rendimiento del amortiguador es mínimo.

El amortiguador presenta una botella externa la cual en su interior contiene un piston flotante que separa las cámaras de reserva de gas y la cámara de compresión. La cámara de gas contiene nitrogeno presurizado y su función radica en mantener el aceite a presión en el interior del amortiguador con la finalidad de evitar el fenómeno de la cavitación.

2.1 Cuerpo de válvulas

Como se ha comentado anteriormente, la mayor parte de la fuerza de amortiguación es producida por la resistencia que ofrece el fluido hidráulico al pasar por una serie de trayectorias. Uno de estos recorridos es el que pasa de la cámara de compresión a la cámara de tracción (o viceversa según sea la carrera del amortiguador) a traves del conjunto pistón - cuerpo de válvulas del amortiguador (ver figura 5).

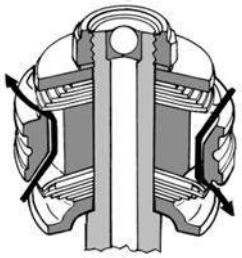


Figura 5: Flujo de Caudales a traves del pistón y cuerpo de válvulas.

Diversas investigaciones [4-6] han demostrado, que a regímenes de altas velocidades el comportamiento del amortiguador se ve afectado al realizar modificaciones en el conjunto pistón - cuerpo de válvulas. De igual manera, estos estudios indican que aun cuando no se cambie la geometria del pistón, el comportamiento del amortiguador puede variar, esto es posible ya que el cuerpo de válvulas se configura de forma independiente al piston, según sean las caracteristicas de amortiguación deseadas en el vehiculo. Sin embargo, es en este aspecto donde se complica el analisis del amortiguador, debido a que existen diferentes configuraciones de cuerpos de válvulas que van desde una distribución de arandelas uniformes hasta modelos complejos. Cada configuración posee unas características únicas que pueden ser empleadas para ajustar varias funciones de la suspensión; este hecho unido al tipo de amortiguador del que se dispone, trae como consecuencia que sea necesario evaluar experimentalmente el comportamiento del amortiguador ante cualquier cambio del cuerpo de válvulas. En la figura 6 se muestra en detalle la constitución del cuerpo de válvulas del amortiguador Öhlins.

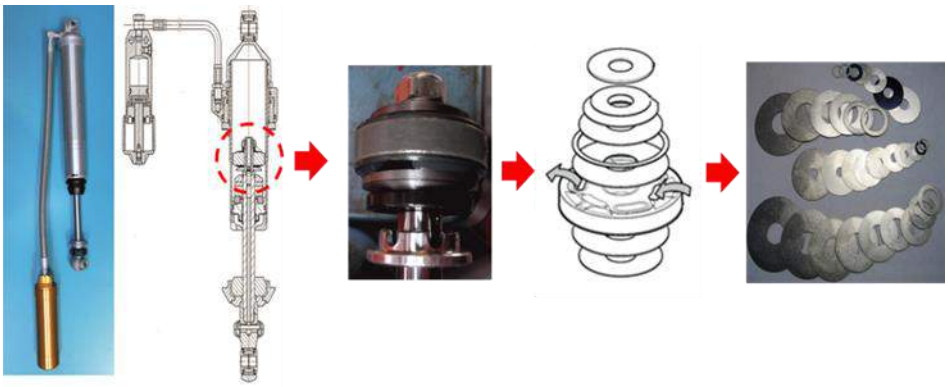


Figura 6: Descripción del cuerpo de válvulas en el amortiguador Öhlins modelo S46WR1C1.

Ante la problemática de disponer de un amplio numero de configuraciones del cuerpo de válvulas y que cada una de estos arreglos genere un comportamiento diferente en el armotiguador, se evidencia la necesidad de estudiar el cuerpo de válvulas del amortiguador, para ello se debe analizar la resistencia a la flexión que ofrece este conjunto al paso del fluido de una cámara a otra.

3. Análisis del cuerpo de válvulas

Como se ha comentado en el apartado anterior, conocer de antemano el comportamiento que tendrá una configuración dada del cuerpo de válvulas antes de su instalación en el amortiguador, es un hecho que ningún fabricante de amortiguadores es capaz de realizar, esta situación se debe a que para cada configuración que se tenga en el cuerpo de válvulas, éste tendrá unas características únicas que pueden ser empleadas según los requerimientos del fabricante. Es por este motivo que actualmente una vez instalado el cuerpo de válvulas es necesario evaluar experimentalmente el comportamiento del amortiguador a fin de conocer la influencia que han tenido los cambios en los parámetros que rigen a este conjunto: Con el fin de desarrollar un modelo que sea capaz de modelar el comportamiento del cuerpo de válvulas para una configuración conocida, se parte de los estudios realizados por Talbott [4] y Fajoud [5]. Ambas investigaciones analizan el cuerpo de válvulas de un amortiguador de alto rendimiento, sin embargo debido a la complejidad de sus modelos ambos trabajos establecen configuraciones en el cuerpo de válvulas relativamente simples, esta situación no corresponde con la realidad debido a que existe un gran número de configuraciones que pueden ser instaladas en el amortiguador. A continuación se analiza mediante un diagrama de cuerpo libre el cuerpo de válvulas del amortiguador, para ello se asume que todo el conjunto se comporta como una válvula simple, siendo este caso en particular, durante la carrera de compresión tal como se muestra en la figura 7.

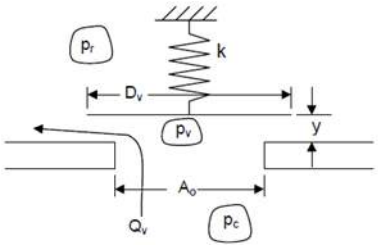


Figura 7: Diagrama de cuerpo libre en el cuerpo de válvulas.[4]

La caída de presión entre las cámaras de compresión (p_c) y tracción (p_r) del amortiguador, es la pérdida de presión través de la válvula; esta presión es quien define el flujo que pasa a través de la válvula (Q_v). La presión actúa sobre el área de la válvula y a su vez genera una fuerza que flecta las arandelas de la válvula representadas por la rigidez (k). El área de flujo de la válvula es la circunferencia anular definida por la zona πD_v veces la deflexión (y) de las arandelas de la válvula, así mismo el diámetro D_v es el diámetro del disco más grande de la válvula.

Durante su investigación, Talbott [4] establece que la rigidez característica del cuerpo de válvulas se obtiene a través de la ecuación 1. En su modelo asume el comportamiento lineal de todo el conjunto, donde el valor de la deflexión dependerá del número de arandelas que constituyan la configuración instalada en el cuerpo de válvulas, teniendo finalmente un sistema de 5(S-1) ecuaciones.

$$k_i = \frac{\Delta P A_v}{y} \tag{1}$$

A diferencia de lo establecido por Talbott, en esta investigación, para el modelado del comportamiento del cuerpo de válvulas, se parte de las siguientes premisas: la primera es que se tomará como referencia configuraciones con una sola arandela de cada tipo, esto permitirá analizar los parámetros afectan al cuerpo de válvulas ya que se analizaran los esfuerzos sobre una sola arandela. La segunda premisa, se refiere a la deflexión a la que está sometida la arandela, la cual será mucho mayor que su espesor. Esto generará la aparición de un tipo de tensión denominada tensión diafragmática, que aparece cuando sobre una placa plana circular, la deflexión es mayor que la mitad del espesor de dicha placa. Este hecho trae como consecuencia que la placa sea más rígida de lo esperado. Dicho fenómeno ha sido estudiado en los trabajos de Roark [7] y Timoshenko [8], ambas publicaciones definen expresiones capaces de determinar la tensión aplicada sobre la válvula en función de la deformación a la que esta se vea sometida:

$$\frac{qa^4}{Et^4} = K_1 \frac{y}{t} + K_2 \left(\frac{y}{t}\right)^3 \tag{2}$$

Donde (q) es la presión aplicada sobre la arandela, (a) representa el radio exterior de la válvula, (E) es el módulo de Young del material sobre el cual está hecha la arandela, durante este estudio se tomara el valor correspondiente al acero, (t) es el espesor de la placa, por último (y) es la deflexión máxima que tendrá la arandela. Los valores correspondientes a K_1 y K_2 son constantes de la ecuación 2. Por su parte Roark [7] establece que estos valores dependen de las condiciones de contorno, el área de aplicación de la carga y de si la placa es anular o no, sin embargo, ninguno de estos criterios corresponde al análisis de un cuerpo de válvulas de un amortiguador. Por este motivo, es necesario hallar los valores de estos coeficientes para cada configuración del cuerpo de válvulas del amortiguador, la determinación de estas constantes se realiza mediante el uso de algoritmos genéticos a través de Matlab, por lo que una vez obtenidos los valores de K_1 y K_2, se comparan los resultados del modelo con los resultados del comportamiento del cuerpo de válvulas ensayado.

4. Validación del modelo

La validación del modelo se realiza mediante el uso del cuerpo de válvulas de un amortiguador Ohlins modelo S46WR1C1. El motivo principal por la que se eligió este tipo de amortiguador es que permite la modificación de la configuración interna, situación deseada en este trabajo ya que permite disponer de una gran variedad de configuraciones. Por otra parte los ensayos se llevan a cabo simulando las condiciones de funcionamiento del cuerpo de válvulas, utilizando una máquina de ensayos universal de funcionamiento electromecánico marca Microtest tal como se observa en la figura 8, equipada con una célula de carga de 10 KN.



Figura 8: Máquina de ensayos electromecánica.

Las pruebas consisten en someter a una configuración de válvulas previamente instaladas en un útil, a un desplazamiento controlado. El objetivo del ensayo es flectar una o varias arandelas, dependiendo de la configuración que se desee estudiar, simulando así el movimiento que tiene el cuerpo de válvulas dentro del amortiguador. Durante el ensayo se producirá una flexión de la o las arandelas debido a la acción de un cabezal circular que desciende actuando sobre un área de la arandela exterior, mientras que la zona interior de la misma permanece inmóvil, restringiendo todos sus grados de libertad gracias a la geometría propia del útil. Es necesario asegurar que la zona interior del cuerpo de arandelas permanezca empotrada, ya que de otra manera al aplicar la carga se producirá un desplazamiento vertical y hacia arriba sobre la zona interior obteniendo así una lectura errónea del ensayo.

El pistón del amortiguador tiene orificios a través de los que pasa el aceite, el cual ejerce presión sobre el cuerpo de válvulas, dichos orificios se encuentran repartidos de manera radial en el pistón. Debido a este hecho, para la aplicación de la carga se ha utilizado un casquillo de diámetro exterior de 38 mm, y espesor 2 mm. Se emplea este tipo de elemento para ejercer la presión debido a la geometría del pistón del amortiguador en donde se sitúan las válvulas. Además a mayor diámetro del casquillo, mayor deflexión se producirá en el cuerpo de válvulas para una misma fuerza aplicada. En la figura 8 se observa el principio de funcionamiento del ensayo.

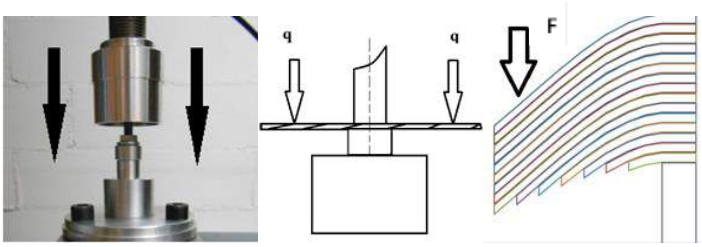


Figura 9: Instalación del cuerpo de válvulas en el util de la maquina de ensayos.

La deflexión máxima ejercida sobre cada una de las configuraciones ha sido de 0.5 mm. Esto es debido a que es un rango en el que se encuentra comprendido el rango de funcionamiento del cuerpo de válvulas del amortiguador, este dato se obtiene a través de las simulaciones utilizando el modelo de Talbott, además este rango es lo suficientemente amplio como para permitir observar y analizar con claridad la no linealidad de los resultados, y lo suficientemente ajustado como para evitar la rotura de las arandelas.

Los ensayos se realizan utilizando dos tipos de arandelas las cuales representan la configuración base del cuerpo de válvulas debido a que tienen el mismo diametro del piston del amortiguador, asi mismo se denomina a las arandelas de tipo “A” las que tienen dimensiones de 40 mm de diámetro y 0.25 mm de espesor y de tipo “B” las de 40x0.2 mm. En los ensayos mostrados en la tabla 1, se utiliza esta metodologia para referirse a las diferentes configuraciones del cuerpo de válvulas analizadas.

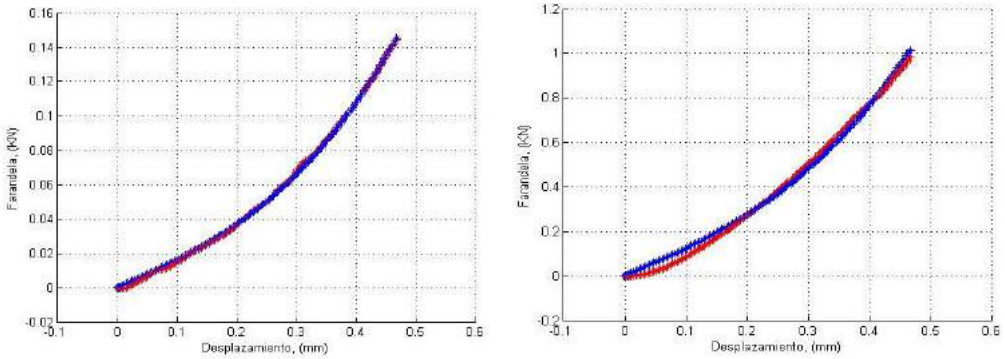
Tabla 1: Tabla de ensayos realizados y configuración del cuerpo de válvulas

Serie de Ensayo	Numero Arandelas	Dimension Arandela (mm)	Codigo ensayo	Serie de Ensayo	Numero Arandelas	Dimension Arandela (mm)	Codigo ensayo	Serie de Ensayo	Numero Arandelas	Dimension Arandela (mm)	Codigo ensayo
1	1	40x0.25	1A	6	1	40x0.20	1B	11	2	40x0.20 40x0.25	1A1B
2	2	40x0.25	2A	7	2	40x0.20	2B	12	3	40x0.20 40x0.25	2A1B
3	3	40x0.25	3A	8	3	40x0.20	3B	13	4	40x0.20 40x0.25	3A1B
4	4	40x0.25	4A	9	4	40x0.20	4B	14	5	40x0.20 40x0.25	4A1B
5	5	40x0.25	5A	10	5	40x0.20	5B	15	6	40x0.20 40x0.25	5A1B

A continuación se muestra los resultados de los ensayos realizados y comportamiento que presenta el modelo para diferentes configuraciones del cuerpo de válvula, modificando el área de paso variando los clicks del selector del vástago. Durante los ensayos se aseguró de que los mismos fuesen realizados en igualdad condiciones de operación, teniendo en cuenta parametros de funcionamiento como el par de apriete del cuerpo de válvulas y la temperatura ambiental al inicio y final del ensayo.

Las configuraciones utilizadas para la realización de los ensayos mostrados en la tabla 1, tienen como objetivo analizar el comportamiento que tiene el cuerpo de válvulas del amortiguador, es por este motivo que se parte desde un arreglo de válvulas simple donde se analiza una configuración de una sola arandela tanto para las de tipo A (40x0.25mm) como para las de tipo B (40x0.20), la caracterización de estas arandelas permite modelar el diagrama de cuerpo libre mostrado en la figura 7. En este diagrama se asume que el diferencial de presion entre (p_c) y (p_r) corresponde a la presion que ejerce el cabezal de la máquina de ensayos sobre el cuerpo de válvulas. Por otro lado, con el fin de verificar la respuesta del conjunto a medida que se añaden mas arandelas, se incrementa hasta un máximo de cinco, el número de arandelas que conforman el cuerpo de válvulas.

En las figuras 10a y 10b, se muestran los resultados de los ensayos realizados, donde se toman como muestra los ensayos para una sola arandela y para cinco arandelas. Se evidencia como en ambas configuraciones el comportamiento del cuerpo de válvula es de tipo no-lineal, siendo mas evidente a medida que aumenta la deflexión de la válvula y tambien conforme se añaden más arandelas al cojunto.



a **b**

Figura 10: Comparativa de resultados experimentales vs estimados para un cuerpo de válvulas con configuración 1A (a), 5A (b).

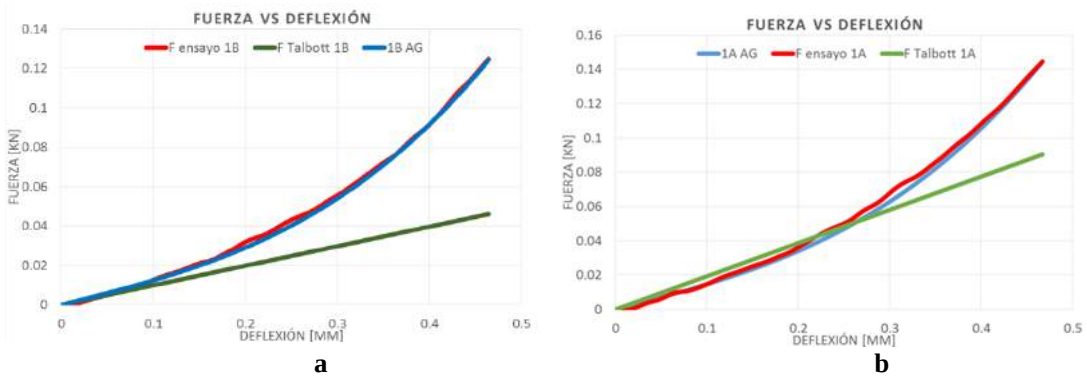
Se puede apreciar en las gráficas 10a y 10b, como el modelo se ajusta durante todo el recorrido del cuerpo de válvulas del amortiguador tanto para las configuraciones de 1A y 5A. El modelo es capaz de simular la fuerza que se necesita para flectar el conjunto de arandelas. Como se he mencionado anteriormente el modelo se realiza combinando la ecuación 2 con los algoritmos genéticos para la determinación de las K_1 y K_2 correspondiente a cada configuración, los valores de estas constantes obtenidos para cada uno de los ensayos se muestran en la tabla 2.

Tabla 2: Tabla de ensayos realizados y configuración del cuerpo de válvulas

Codigo ensayo	Valor Promedio k1	Valor Promedio k2	Codigo ensayo	Valor Promedio k1	Valor Promedio k2	Codigo ensayo	Valor Promedio k1	Valor Promedio k2
1A	30,09	10,49	1B	49,41	11,76	1A1B	15,08	18,07
2A	16,20	14,87	2B	25,25	16,24	2A1B	7,28	14,10
3A	6,04	14,34	3B	9,80	14,84	3A1B	3,45	13,85
4A	3,18	13,74	4B	4,79	13,93	4A1B	1,94	12,70
5A	2,09	12,10	5B	3,06	13,22	5A1B	1,34	11,54

A partir de los resultados obtenidos en la tabla 2, se puede concluir que para cada configuración del cuerpo de válvulas, se define un valor de K_1 y K_2 correspondiente a dicho reglaje. Asi mismo, estos valores disminuyen a medida de que se van añadiendo más arandelas al conjunto para aumentar la rigidez del mismo.

Los resultados demuestran que las magnitudes de K_1 y K_2, depende principalmente del espesor de las arandelas y de la posición que se encuentre la misma en el cuerpo de válvulas. Realizando una comparativa entre los valores de los ensayos 1A y 1B, se evidencia que cada válvula tiene una rigidez característica. Por otra parte, se destaca el hecho de que los valores de fuerza obtenidos para una configuración de 5A (5 arandelas de 40x0,25 mm), difieren de la suma de los valores obtenidos para cada una de estas arandelas por separado.



a **b**

Figura 11: Comparativa de resultados experimentales, propuesto en este trabajo y propuesto por Talbott para un cuerpo de válvulas con configuración 1B (a), 1A1B (b).

Debido a que este trabajo plantea un modelo que permite determinar el comportamiento del cuerpo de válvulas, de forma alternativa a los modelos propuestos actualmente, es necesario comparar los resultados obtenidos experimentalmente con los obtenidos utilizando el modelo propuesto, además ambas curvas se comparan con el modelo lineal propuesto por Talbott. En las figuras 11a y 11b, se observa como inicialmente las curvas presentan una similitud en los datos, sin embargo a medida que aumenta la deflexión, la diferencia entre los resultados del modelo propuesto y el modelo de Talbott tienden a ser cada vez mayor.

5. Conclusiones

El objetivo principal de esta investigación fue modelar el comportamiento del cuerpo de válvulas de un amortiguador de alto redimiento considerando los cambios en su configuración. Este resultado ha sido posible mediante la propuesta de un modelo que tiene en consideración las caracteristicas de arandelas que constituyen el cuerpo de válvulas y posteriormente tras una validación experimental de los resultados.

Los resultados demuestran que para diferentes configuraciones en el cuerpo de válvulas, es posible predecir el comportamiento que tendrá el mismo durante el funcionamiento del amortiguador. Siendo la fuerza proporcional a la deflexión, presentando para cada caso un comportamiento no lineal.

El comportamiento que presenta el cuerpo de válvulas del amortiguador esta influenciado principalmente por el número y caracteristicas de las arandelas que constituen el conjunto del conjunto, la posición o arreglo de las mismas en el cuerpo de válvulas y de la deflexión a la que se somete al conjunto.

6. Referencias

[1] M.J.L Boada, “Modeling of a Magnetorheological Damper by Recursive Lazy Learning”, Int. J. Non-Linear Mech, (2009).
[2] H. Lang, “A study of the Characteristics of Automotive Hydraulic Dampers at High Strocking Frecuencies”, Phd Disesertation, The University of Michigan, (1977).
[3] K. Reybrouck, “Physical Characterization of Nonlinear Shock Absorber Dynamics”, European Journal Mech. Eng. Vol. 43, No. 4, pp. 181-188, (1998).
[4] M.S Talbott, “An Experimentally Validated Physical Model of a High Performance Mono-tube damper”, SAE Technical Paper, 2002-01-3337, (2002).
[5] A. Farjoud, “Nonlinear Modeling and Experimental Characterization of Hydraulic Dampers: Effects of Shim Stack and Orifice”, Nonlinear Dynamics 67:1437–1456, DOI 10.1007/s11071-011-0079-2, (2012).
[6] C. Yan, “Testing and Modeling of Nonlinear Properties of Shock Absorbers for Vehicle Dynamics Studies” WCECS 2010, October 20-22, (2010).
[7] R.J Roark, “Formulas for Stress and Strain, 7th ed., ISBN 0-07-072542-X, (2002).
[8] S.Timoshenko, “Theory of plates and shells” 2nd ed., ISBN 0-07-064779-8, (1959).

Sistema de control antivuelco para furgoneta utilizando lógica difusa y suspensión activa

Andrés Riofrío[1], Beatriz L. Boada[2], María Jesús L. Boada[3], Vicente Díaz[4]
[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. ariofrio@ing.uc3m.es*
[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. bboada @ing.uc3m.es*
[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mjboada @ing.uc3m.es*
[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. vdiaz @ing.uc3m.es*

En este proyecto se ha desarrollado un sistema de control antivuelco utilizando lógica difusa. El sistema esta orientado a trabajar con suspensión activa o semiactiva, de foma que se pueda reducir la transferencia de carga lateral del vehículo cuando éste toma una curva, mejorando así su comportamiento. Para demostrar la eficacia del controlador diseñado se ha hecho uso uso del software de simulación TruckSim.

1. Introducción

En la actualidad, la seguridad en los vehículos es uno de los factores clave a tener en cuenta durante el diseño de los mismos. Los sistemas de control en los vehículos ayudan a mejorar su comportamiento y estabilidad [1][2][3].

Una de las principales causas de accidentes de tráfico en los que se ven involucrados vehículos pesados es el vuelco. La pérdida de estabilidad lateral se produce cuando la fuerza de contacto entre una de las ruedas y el suelo se reduce a cero o cuando todo el peso del vehículo se encuentra soportado por las ruedas de un solo lado. Cuanto mayor sea la transferencia de carga, mayor es la reducción de la suma de las fuerzas laterales en las ruedas interiores y exteriores.

Por tanto, se puede considerar que la estabilidad frente al vuelco deja de estar garantizada si las ruedas de un lado del vehículo despegan del suelo. Esta condición se alcanza si el coeficiente de transferencia de carga normalizado, R, alcanza los valores de ±1 [4]:

$$R = \frac{\Delta F_z}{m \cdot g} \tag{1}$$

donde $\boldsymbol{m}$ es la masa del vehículo y $\boldsymbol{\Delta F_z}$ es la transferencia de carga. El coeficiente de transferencia de carga normalizado, $\boldsymbol{R}$, corresponde al valor de la mayor transferencia de carga posible.

En la literatura se han propuesto sistemas antivuelco que actúan en distintos sistemas del vehículo como son el sistema de frenado, sistema de dirección y sistema de suspensión [5-7]. El problema de actuar sobre los frenos o la dirección de vehículo es que estos no son capaces de controlar la dinámica de vuelco del vehículo directamente, es decir, su función primaria no es alcanzar la estabilidad frente al vuelco.

En este artículo se propone un controlador basado en lógica difusa que actúa sobre la suspensión del vehículo para el control de la transferencia de carga lateral. Entre las principales ventajas de utilizar métodos difusos se encuentran su simplicidad y la posibilidad de describir el controlador de forma cualitativa de acuerdo a la naturaleza subjetiva de la estabilidad y maniobrabilidad de los vehículos. Por otra parte, la lógica difusa permite controlar sistemas fuertemente no lineales. Las metodologías de diseño no lineal permiten alcanzar el comportamiento deseado del vehículo dado que se basan en modelos más reales. Además, este controlador difuso ha mostrado una buena efectividad cuando se trabaja en entornos con carreteras peraltadas con una variación pequeña en el controlador.

En este trabajo, se ha comparado la efectividad del controlador difuso propuesto utilizando tanto suspensión activa como semiactiva. Los actuadores semiactivos ofrecen la adaptabilidad de los sistemas activos sin la necesidad de las grandes fuentes de energía asociadas a estos sistemas [8]. Los sistemas semiactivos se

caracterizan además por disponer de propiedades dinámicamente variables para reducir la respuesta de un sistema estructural sin incrementar la energía mecánica tanto en la propia estructura como en el actuador.

2. Lógica difusa

La lógica difusa es una metodología que permite realizar una toma de decisiones a partir de unos parámetros iniciales. Para el controlador diseñado se han elegido como variables de entrada el ángulo de balanceo y la velocidad de ángulo de balanceo. Estas entradas son analizadas por el controlador fuzzy para determinar la respuesta necesaria del sistema de suspensión del vehículo. Se han utilizado dos variables de salida, una para la suspensión del lado izquierdo y otra para la del lado derecho.

La estructura de un controlador basado en lógica difusa está constituido, básicamente, por 4 componentes: base de conocimiento, codificación (fuzzificación), sistema de inferencia y decodificación (defuzzificación).

Las entradas se codifican utilizando funciones de pertenencia. Se considera *X* como un espacio de puntos y el elemento genérico *X* que se escribe como *x* (*X={x}*). Una función de transferencia *fA(x)* representa un conjunto difuso *A* en *X*, en el que cada punto *X* es un número real en el intervalo [0,1] y en el que los valores de *fA(x)* en x representan el grado de pertenencia de *x* a *A*. Un valor de *fA(x)* cercano a 1 implica una mayor pertenencia al conjunto *A*. Por motivos de simplicidad se han utilizado en este trabajo funciones de pertenencia triangulares, cuya distribución matemática puede expresarse como:

$$\text{triangle}(x;a,b,c)=\begin{cases} 0 & x \le a \\ \dfrac{x-a}{b-a} & a \le x \le b \\ \dfrac{c-x}{c-b} & b \le x \le c \\ 0 & c \le x \end{cases} \tag{2}$$

Una vez definidas las funciones de pertenencia, las entradas codificadas se combinan de acuerdo a una serie de reglas. En este trabajo, se ha utilizado el método de inferencia Mamdani que se puede expresar matemáticamente de la siguiente forma:

$$\boldsymbol{f\left(\mu_A(x), \mu_B(y)\right) = \mu_A(x) \wedge \mu_B(y)} \tag{3}$$

donde $\boldsymbol{\mu_A(x)}$ *y* $\boldsymbol{\mu_B(y)}$ indican las funciones de pertenencia de x y de y respectivamente.
Como cualquier valor, independientemente de su pertenencia al dominio de los valores de entrada o de los valores de salida, tiene un grado de pertenencia asociado a cada una de las categorías, la respuesta se determina automáticamente dependiendo de este valor mediante un proceso denominado decodificación. La salida decodificada se obtiene mediante el método centroide:

$$z^* = \frac{\int \mu_i(z) \cdot z \cdot dz}{\int \mu_i(z) \cdot dz} \tag{4}$$

donde $\mu_i(z)$ es la función de pertenencia y z el valor de salida.

Para este controlador en concreto, las funciones de pertenencia del ángulo de balanceo y la velocidad del ángulo de balanceo se muestran en la Figura 1 y en la Figura 2. Las funciones de pertenencia de las salidas (fuerzas que deben realizar los actuadores en cada lado) se muestran en la Figura 3 y en la Figura 4. El dominio de las entradas y las salidas se ha dividido en cinco niveles, cada uno correspondiente a un conjunto con su correspondiente función de inclusión: Negativo grande (NBig), Negativo medio (NMed), Neutro (Norm),

Positivo medio (PMed) y positivo grande (PBig). Las variables de salida toman valores entre -1 y 1. El signo indica el sentido de la fuerza ejercida y el número su valor normalizado.

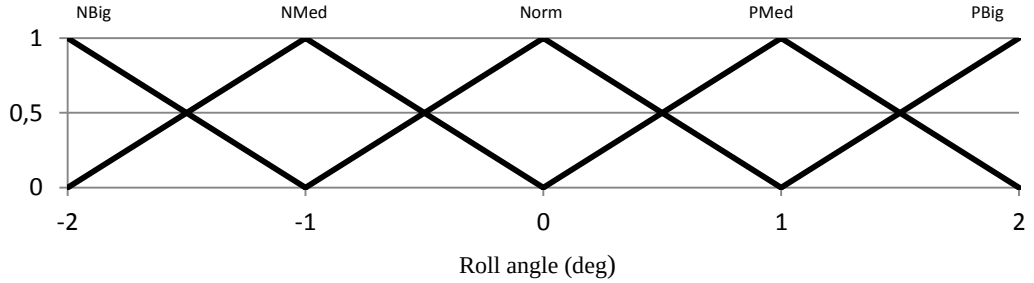


Figura 1. Funciones de inclusión para el ángulo de balanceo.

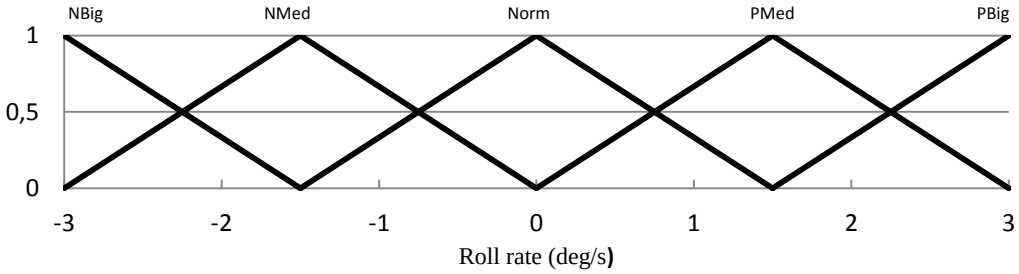


Figura 2. Funciones de inclusión para la velocidad de balanceo.

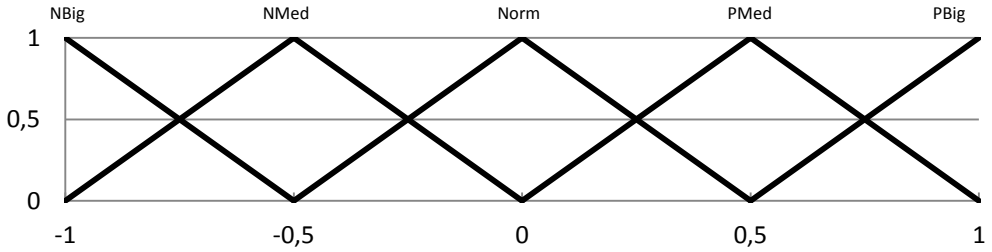


Figura 3. Funciones de inclusión para las fuerzas en la suspensión izquierda.

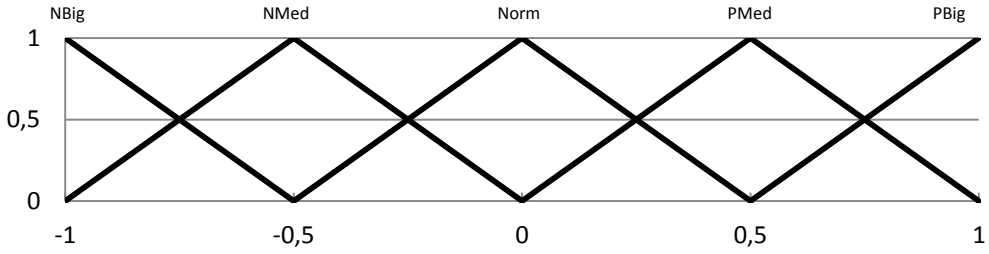


Figura 4. Funciones de inclusión para las fuerzas en la suspensión derecha.

Las reglas difusas utilizadas definen la relación entre las entradas y las salidas del controlador, indicando la forma en la que el sistema de suspensión activa o semiactiva se debe comportar. Se ha considerado que, en condiciones ideales, el vuelco se produce hacia el lado exterior de la curva que toma el vehículo, es decir, que si el vehículo gira hacia la izquierda se produce hacia la derecha y viceversa.

Sin embargo, este criterio no es siempre válido ya que si la carretera cuenta con peralte las condiciones de vuelco cambian. Se ha comprobado que es necesario en este tipo de situaciones un juego de reglas opuesto al considerado en situaciones totalmente planas, dado que el efecto del peralte es mayor que el del resto de fuerzas laterales. A partir del ángulo de giro del volante y el signo del ángulo de balanceo se ha diseñado un sistema capaz de detectar si la maniobra se desarrolla en un entorno plano o con peralte. De esta forma, cuando se da la segunda situación, se aplica una ganancia de -1 a la salida del controlador. El conjunto de reglas utilizadas, del tipo if – then, se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Conjuntos de reglas difusas.

Regla	Ángulo de balanceo	Velocidad de balanceo	Fuerza Izq	Fuerza Dcha
1	NBig	NBig	PBig	NBig
2	NBig	NMed	PBig	NBig
3	NBig	Norm	PBig	NBig
4	NBig	PMed	PMed	NMed
5	NBig	NBig	PMed	NMed
6	NBig	NBig	PBig	NBig
7	NMed	NMed	PMed	NMed
8	NMed	Norm	PMed	NMed
9	NMed	PMed	PMed	NMed
10	NMed	NBig	PMed	NMed
11	Norm	NBig	PBig	NBig
12	Norm	NMed	PMed	NMed
13	Norm	Norm	Norm	Norm
14	Norm	PMed	NMed	PMed

Regla	Ángulo de balanceo	Velocidad de balanceo	Fuerza Izq	Fuerza Dcha
13	Norm	Norm	Norm	Norm
14	Norm	PMed	NMed	PMed
15	Norm	NBig	NBig	PBig
16	PMed	NBig	NMed	PMed
17	PMed	NMed	NMed	PMed
18	PMed	Norm	NMed	PMed
19	PMed	PMed	NMed	PMed
20	PMed	NBig	NBig	PBig
21	PMed	NBig	NMed	PMed
22	PBig	NMed	NMed	PMed
23	PBig	Norm	NBig	PBig
24	PBig	PMed	NBig	PBig
25	PBig	NBig	NBig	PBig

El conjunto de operaciones descrito se realiza en Simulink utilizando la herramienta "Fuzzy logic toolbox". Las 2 señales de salida obtenidas del bloque de lógica difusa, que están normalizadas, se multiplican por un coeficiente de valor constante que indica la fuerza máxima ejercida por los actuadores cuando la señal normalizada alcanza el valor ±1. Este coeficiente será menor para los actuadores delanteros que para los traseros, ya que el vuelco de un vehículo comienza siempre en la parte trasera. De esta forma, se obtienen cuatro señales a partir de las dos salidas originales normalizadas.

3. Modelo de vehículo

La eficacia del controlador diseñado se ha probado en un modelo de simulación implementado en el software TruckSim. TruckSim es un programa que permite la simulación dinámica vehicular de test con diferentes modelos de vehículo en distintos entornos, sometiéndolos a distintos tipos de maniobra. TruckSim permite además obtener información en tiempo real de todos los parámetros requeridos como si de sensores instalados en un vehículo real se tratase.

El modelo de furgoneta implementado en TruckSim ha sido validado experimentalmente empleando una furgoneta Mercedes Benz Sprinter (ver Figura 5). Esta furgoneta se equipó con un sensor de medida de ángulo de volante MSW 250 Nm de Kistler, un sensor Vbox 3i dual antenna, un sensor IMU (sistema inercial) y dos antenas GPS de Raceologic. El IMU se instaló en el suelo del vehículo, cerca de su centro de gravedad. Las dos antenas se montaron formando 90º con respecto al sentido de avance del vehículo para medir los ángulos de deriva y de balanceo.



Figura 5. Vehículo real equipado con los distintos sensores.

Se han realizado diferentes ensayos con la furgoneta real para poder validar el modelo de TruckSim, entre los que se incluyen un cambio de carril y un doble cambio de carril. Estos tests se han simulado en TruckSim con el fin de comparar el comportamiento del vehículo real y el modelo. En la Figura 6 y en la Figura 7 se muestra el ángulo de balanceo obtenido experimentalmente y el obtenido del programa TruckSim para las maniobras de cambio de carril y doble cambio de carril, respectivamente.

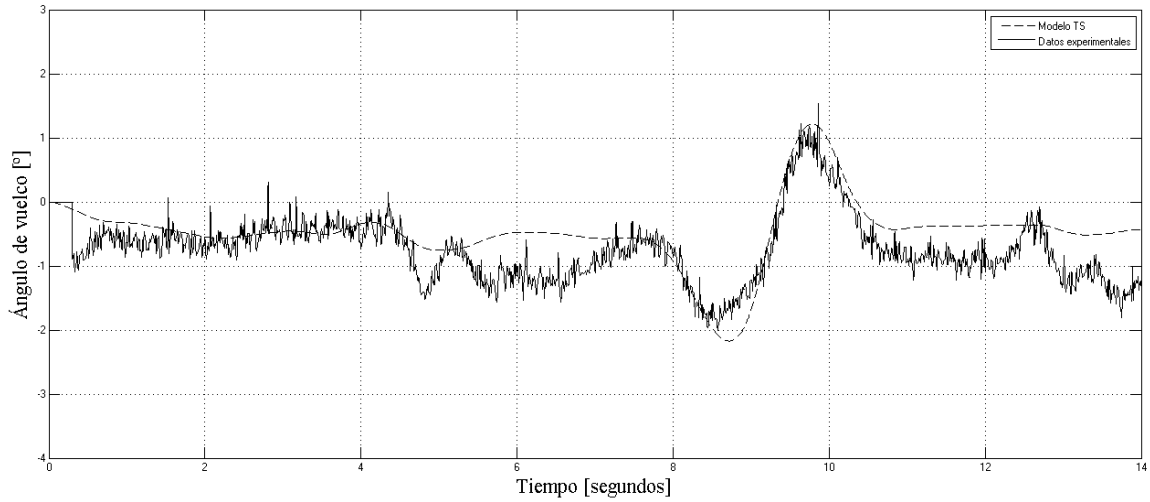


Figura 6. Resultados de validación para la maniobra de cambio de carril.

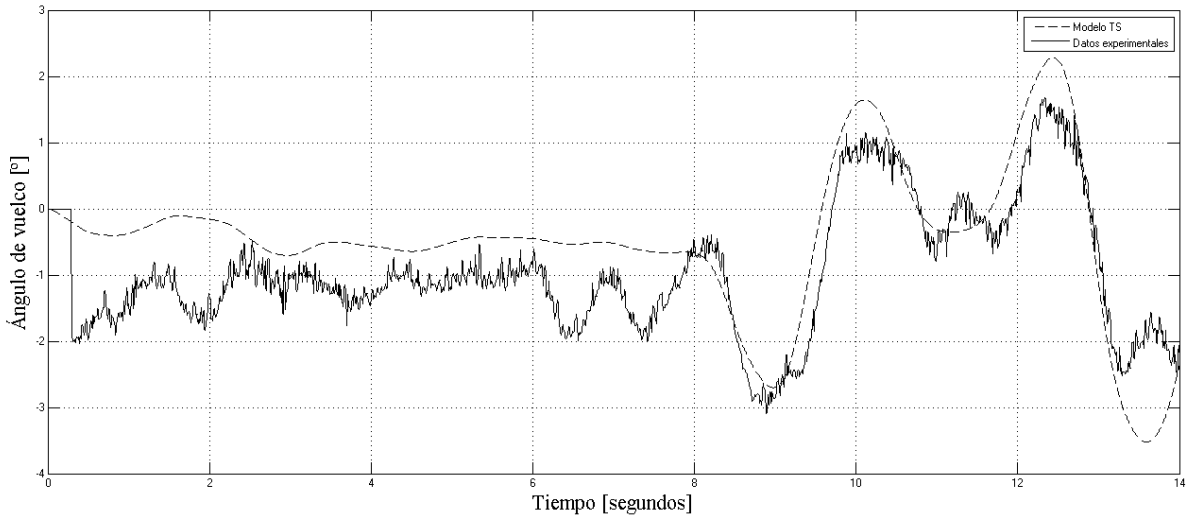


Figura 7. Resultados de validación para la maniobra de doble cambio de carril.

4. Resultados

Con el fin de comparar la efectividad del sistema de control se calcula el coeficiente de transferencia de carga normalizado mencionado en la Sección 1. "Introducción". Este parámetro se puede calcular utilizando el valor de las fuerzas verticales de cada una de las ruedas del vehículo obtenidas del TruckSim.

En los siguientes párrafos se muestra la evolución del coeficiente de transferencia de carga normalizado para tres de las simulaciones más representativas. Además, se muestra la diferencia entre el comportamiento del vehículo cuando éste se equipa con un sistema de suspensión activa y cuando el sistema de suspensión es semiactivo. Los sistemas de suspensión activos pueden actuar en cualquier cuadrante de la característica fuerza – velocidad mientras que los sistemas semiactivos solo pueden hacerlo en el primer y tercer cuadrante de la característica del amortiguador, es decir, cuando la fuerza y la velocidad tienen el mismo sentido. Para obtener la señal de actuación para el sistema semiactivo se analizan los valores de la señal del sistema activo y se toman aquellos que cumplen el criterio anterior.

El primer test llevado a cabo es un giro de 180º de volante en un intervalo de 2 segundos. Esta simulación se realiza en un entorno plano, como puede ser un aeródromo, en el que el vehículo circula a una velocidad constante de 38 km/h.

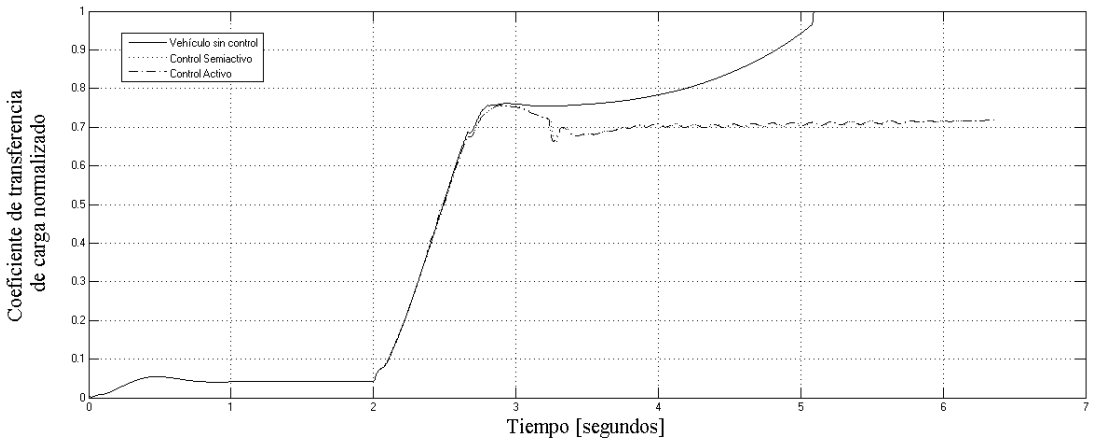


Figura 8. Evolución del coeficiente de transferencia de carga para giro de 180º.

Como se muestra en la Figura 8, el valor del coeficiente de transferencia de carga para el vehículo sin control antivuelco alcanza el valor de 1 y finalmente se produce el vuelco. En cambio, tanto para el sistema activo como el semiactivo, el controlador diseñado con lógica difusa permite reducir la transferencia de carga en un 30%. Los dos vehículos además pueden completar el test sin que se produzca el vuelco.

El siguiente test se ha realizado en un circuito con forma de 8, con un peralte máximo del 30% a una velocidad de 70 km/h.

Cuando el vehículo empieza a girar, se observa en la Figura 9 que el coeficiente de transferencia de carga se reduce con cualquiera de los dos sistemas de actuación. En este test no se alcanzan en ningún momento las condiciones críticas de vuelco, siendo el valor máximo para el coeficiente de transferencia de carga de -0.6.

El sistema de suspensión activa consigue en este caso una mayor reducción de la transferencia que el sistema semiactivo aunque la diferencia es pequeña, del orden del 5%.

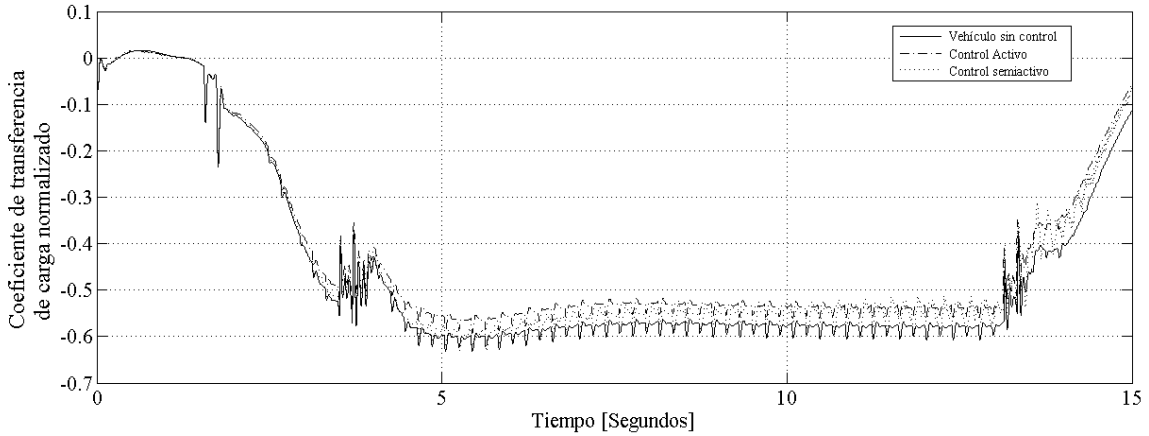


Figura 9. Evolución del coeficiente de transferencia de carga para el circuito en forma de 8.

El último test tiene lugar en un entorno que reproduce las condiciones de circulación en una carretera real de doble sentido. La superficie no es perfectamente plana, aunque los peraltes no son tan acusados como en el ejemplo anterior. El vehículo se mueve con una velocidad de 80 km/h. Este test incluye dos curvas a izquierdas y una a derechas que tiene lugar entre ellas.

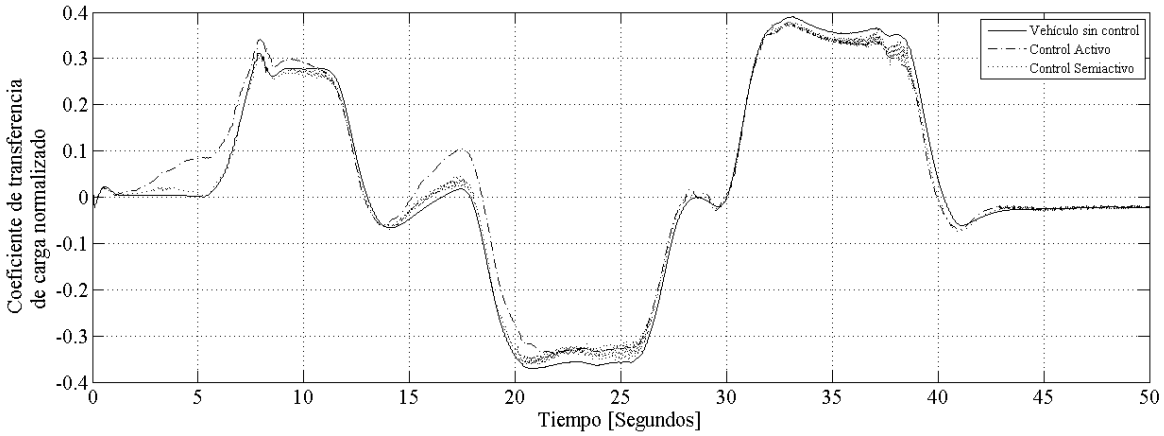


Figura 10. Evolución del coeficiente de transferencia de carga para carretera real.

Como se puede apreciar en la Figura 10, el sistema de suspensión activa provoca una transferencia de carga adicional en la primera curva, aunque su efecto es despreciable, y una reducción de la misma en las dos últimas curvas.

El sistema de suspensión semiactiva muestra un buen comportamiento durante toda la simulación, reduciendo la transferencia de carga de forma similar al sistema activo en la segunda y tercera curva.

5. Conclusión

Como se ha podido comprobar, es posible desarrollar un sistema de control antivuelco utilizando lógica difusa, resolviendo un problema fuertemente no lineal mediante un proceso intuitivo.

Se han encontrado diferencias importantes en el caso de utilizar suspensión activa o suspensión semiactiva. El sistema de control antivuelco ha mostrado un buen comportamiento cuando se llevan a cabo maniobras con poco carácter transitorio, reduciendo la transferencia de carga en mayor medida que el sistema semiactivo. El segundo sistema ha resultado ser menos intrusivo que el sistema activo. Esta característica es particularmente beneficiosa en las situaciones en las que el sistema activo no ha trabajado correctamente.

Se han ensayado múltiples configuraciones para el sistema de control antivuelco. En este caso se muestran únicamente tests en los que el sistema actúa tanto en el eje delantero como el trasero. La posibilidad de utilizar el controlador únicamente en la parte trasera ofrece posibilidades de desarrollo del mismo con el fin de reducir los costes de implementación de un sistema de suspensión complejo.

6. Agradecimientos

Este trabajo no podría haber sido posible sin los fondos proporcionados por el Gobierno de España a través del proyecto del CICYT TRA2013-48030-C2-1-R.

7. Referencias

[1] M. J. L. Boada, B. L. Boada, A. Gauchia, J. A. Calvo, and V. Diaz, "Active roll control using reinforcement learning for a single unit heavy vehicle," Int. J. of Heavy Vehicle Systems, vol. 16, no. 4, pp. 412–430,2009.

[2] N. C. Parida, S. Raha, and A. Ramani, "Rollover-preventive force synthesis at active suspensions in a vehicle performing a severe maneuver with wheels lifted off," Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on, vol. 15, no. 6, pp. 2583–2594, 2014.

[3] H. Dahmani, O. Pages, A. E. Hajjaji, and N. Daraoui, "Observer-based robust control of vehicle dynamics for rollover mitigation in critical situations," Intelligent Transportation Systems, IEEE Transactions on, vol. 15, no. 1, pp. 274–284, 2014.

[4] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, D. Lechner , "Lateral load transfer and normal forces estimation for vehicle safety: experimental test", Vehicle System Dynamics, Vol. 47, No. 12, December 2009, 1511–1533. 2009

[5]Furleigh DD, Van der ploeg MJ and Oh CY. Multiple steered axles for reducing the rollover risks of heavy articulated trucks. SAE paper 881866, 1988

[6] Yim S. Design of a robust controller for rollover prevention with active suspension and differential braking. J Mech Sci Technol 2012; 26: 213–222

[7] Zhu, B ; Piao, Q; Zhao, J; Guo, LT. Integrated chassis control for vehicle rollover prevention with neural network time-to-rollover warning metrics. Advances in Mechanical Engineering.Vol. 8 (2). pp. 1-13. 2016

[8]H.H. Tsang, R.K.L. Su, A.M. Chandler. Simplified inverse dynamics models for MR fluid dampers. Engineering Structures.Vol. 28. pp. 327-341. 2006.

Caracterización teórico-experimental de un atenuador de impacto de estructura de panel de abeja de aluminio para un vehículo tipo formula

E. Capdepon Carvajal[1], B. Valles Fernandez[1], E. Alcalá Fazio[1]
[1]Instituto Universitario de Investigación del Automóvil. INSIA. Universidad Politécnica de Madrid.
ernesto.capdepon@upm.es

Este trabajo aborda el estudio de un dispositivo de absorción de energía en caso de impacto enfocado a un vehículo tipo formula. La finalidad es estudiar y caracterizar su comportamiento mediante modelos de simulación por ordenador así como ensayos físicos cuasi-estáticos de compresión y de caída de impacto, para por ultimo estudiar la realización de un modelo parametrizado simplificado del dispositivo, que permita trabajar con él minimizando los recursos necesarios. Presenta especial dificultad la caracterización del material mediante los parámetros que otorgan al material su comportamiento, y que tomando como base los obtenidos en los ensayos, han debido modificarse para obtener un resultado satisfactorio. Además, con este trabajo, el atenuador final ha sido validado mediante el ensayo dinámico siguiendo la normativa específica de la competición de la que el vehículo formula toma parte, contribuyendo a garantizar la seguridad de los pilotos, así como obteniendo la aprobación por parte del comité técnico de competición.

1. Objetivos

La finalidad de este proyecto es el estudio y la validación de un modelo de atenuador de impacto mediante su estudio previo con elementos finitos con LS-DYNA y ensayo dinámico de impacto.

Trata de abordar la creacion de un modelo simplificado mediante un estudio previo, que permita trabajar con el de forma sencilla y asentar asi la base para futuros desarrollos de este tipo de dispositivos.

Ademas, se persigue obtener la validacion por parte del comité tecnico de competicion de la formula student, del dispositivo estudiado, permitiendo asi participar al vehiculo tipo formula al que esta destinado en los mitin que forman parte de esta competicion.

2. Modelado en LS-Dyna del atenuador de impacto en panel de abeja de aluminio.

La primera parte del estudio comienza con la creación de un modelo paramétrico detallado en ANSYS Ls-Dyna mediante elementos placa; formado por el bloque atenuador, y un bloque lanzador solido con la forma y dimensiones reales del material para poder estudiar una aproximación del comportamiento del dispositivo bajo las condiciones de carga requeridas.

La parte interesante en la creación de este modelo es la definición de los materiales para cada parte en función de su comportamiento, un material bilineal isotrópico con endurecimiento cinemático para la parte del honeycomb, y modelo de material elástico isotrópico lineal para la parte rígida. Los parámetros del material introducidos son los valores de referencia del aluminio 5052H31, que es el material del cual está hecho el honeycomb del estudio, y acero para la parte del lanzador. Las condiciones de la simulación se definen en la normativa de la Formula Student, la cual define el ensayo de validación del dispositivo como un ensayo dinámico de impacto en el que este dispositivo debe ser capaz de frenar una masa de 300 kg. a una velocidad mínima de 7m/s, con una deceleración media de $20 m/s^{2.}$. Estas condiciones se aplican el modelo otorgándole la dicha velocidad al lanzador definido anteriormente, y haciéndolo impactar de forma frontal con una pared rígida.

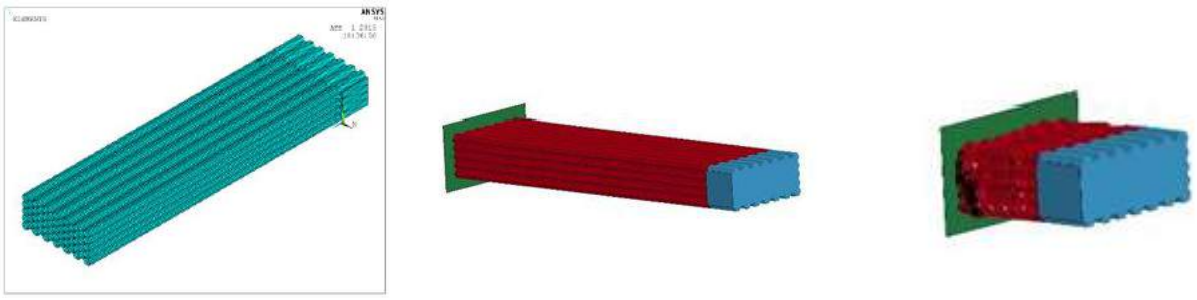


Figura 1: Modelo inicial de panal de abeja de aluminio y su simulacion.

Como se puede apreciar en la gráfica de aceleración tras un pico de 50g's debido al choque, la aceleración cae a medida que el material frena al impactador mediante la deformación hasta mantenerse en un valor medio en torno a los 17 g's. Se observa un comportamiento extraño ya que tras una primera parte en la que la aceleración decae, hasta un mínimo de 9.3 g's, vuelve a crecer para mantenerse en valores de 15 g's. Finalmente frena y rebota debido a que la energía producida en la fase de deformación elástica es devuelta por el material. El aspecto de la gráfica de fuerza es el mismo que el de aceleración, ya que esta se obtiene multiplicando el valor de la fuerza por la masa, sin embargo da una idea del valor necesario para que el material comience a deformarse, apareciendo un valor superior a los 120 kN.

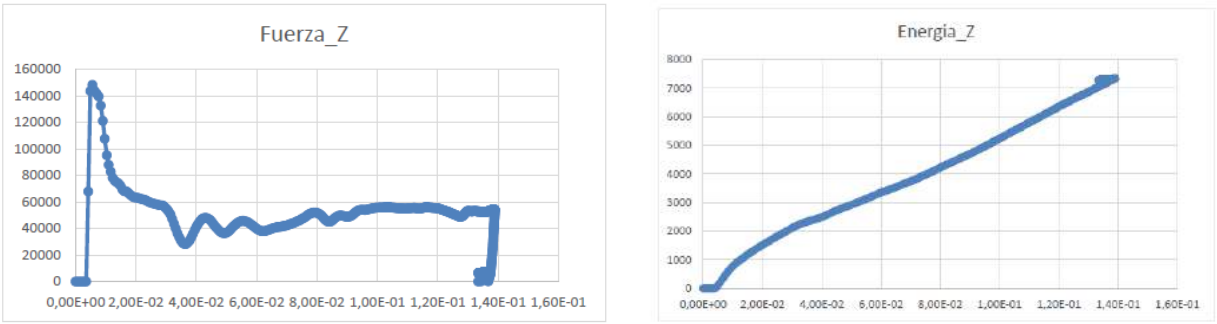


Figura 2: Graficas de fuerza y energia obtenidas

Por los cálculos previos realizados este valor debería estar en torno a los 60 kN, por lo que se aprecia una diferencia de casi el 50%.Esta diferencia puede deberse a que el material está fabricado con micro perforaciones, diseñadas para minimizar ese primer pico que aparece en las gráficas, obteniendo una deformación más controlada.

En último lugar la gráfica de la energía calculada a partir de la fuerza y el desplazamiento del atenuador, muestra que el valor alcanzado de energía de deformación es de 7349.8 J lo que es prácticamente exacto al valor objetivo de 7350J.

3. ENSAYO CUASIESTATICO DE COMPRESION DEL ATENUADOR DE IMPACTO

Para comprobar la validez de los datos obtenidos en la simulación, se realiza un ensayo cuasi-estático de compresión. Para realizar este ensayo se utiliza una máquina de tracción-compresión de un laboratorio de materiales, consta de una célula de carga de 100 kN de valor nominal y de hasta 160 kN de valor en carga límite.

Además se mide el desplazamiento mediante un sensor lvdt, con lo que se puede determinar la gráfica fuerza-desplazamiento de forma inmediata. El valor en el que empieza la deformación son 55kN, bastante cercano al estimado inicialmente, con un ratio final de compresión del 75%, momento a partir del cual el material comienza a comportarse con una rigidez muy elevada en comparación con la rigidez original. Operando la gráfica de fuerza se obtiene la gráfica de energía, que arroja un valor de 7870 J, valor superior a los 7350 J. objetivo.

Mientras que en un sólido, el material plastificaría de forma continua, en el caso del honeycomb, la plastificación ocurre de forma local, el material pandea, en lugar de comprimirse, y es esta energía de pandeo la que se obtiene en la curva.



Figura 3: Ensayo cuasi-estatico de compresion

Para poder extrapolar el material ensayado al modelo hecho por ordenador, necesitamos fundamentalmente 5 parámetros. Como se ha visto, el material utilizado es isotrópico bilineal, y los valores que necesitaba son la densidad, el modulo elástico, el coeficiente de Poisson, el limite elástico, y el modulo tangencial.

Pero para poder usar estos parámetros primero debemos transformar la gráfica a tensión verdadera y deformación verdadera. [2] Con las operaciones necesarias se obtienen los valores de tensión verdadera que aparecen en azul la gráfica de arriba junto con los valores que arrojo el ensayo de tensión ingenieril en naranja.

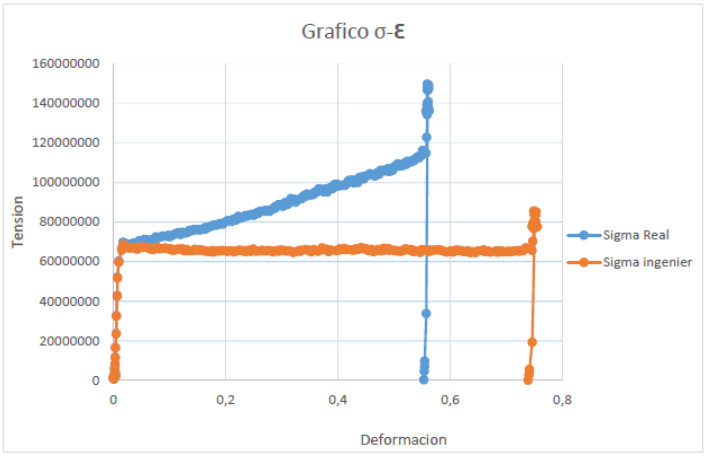
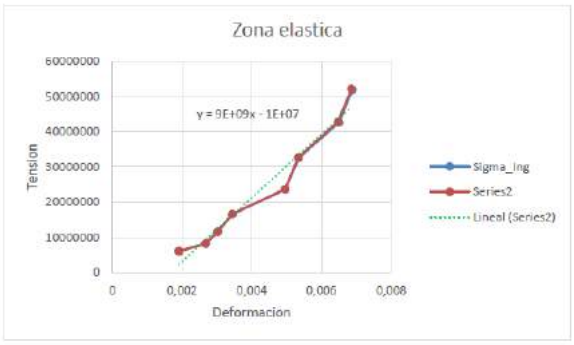


Figura 4: Graficas tension-deformacion ingenieril vs. Verdadera

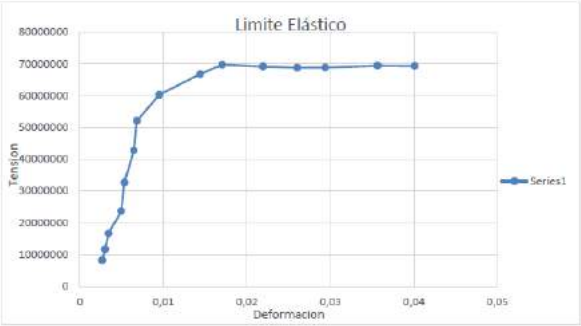
Para hallar los parámetros del material se estudia con detenimiento la grafica:



Modulo Elástico	E (Gpa)
9664627210	9,66462721

Figura 5: Modulo elastico experimental

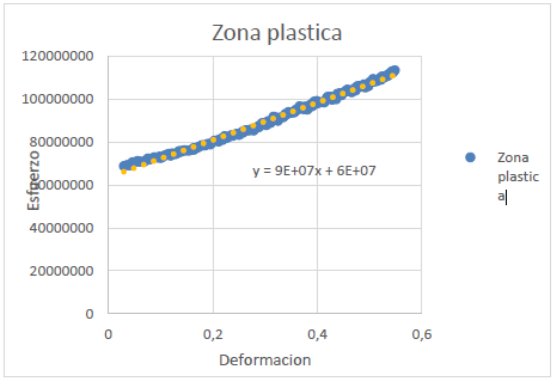
El resultado muestra el valor del módulo elástico para este material, obtenido a partir de la pendiente de la recta de tendencia para la zona lineal de la curva de tensión verdadera.El límite elástico es un punto difícil de definir. Por tanto se tomara un valor aproximado a partir de los daos obtenidos, para el cual la curva muestra un cambio de comportamiento, dando a entender un cambio de zona de forma bastante evidente.



Lim_elastico (Pa)	Lim_E (Mpa)
60294744,96	60,29474496

Figura 6: Limite elastico experimental

El modulo tangente se obtiene de la parte plástica, siendo la pendiente de esta zona:



Modulo tangente (Mpa)	M_Tang (Mpa)
85982735,63	85,98273563

Figura 7: Modulo tangente experimental

Tras analizarlos los datos obtenidos detenidamente, se observa que son mucho más pequeños que los datos para este tipo de aluminio. Estos valores se han dado debido a la falta de rigidez de la estructura soporte del bloque. Otra razón que podría explicar esta diferencia entre los valores obtenidos en el ensayo y los teóricos la ofrecen algunos estudios publicados [1] que afirman que en algunos casos el error entre el comportamiento teórico de un material de honeycomb y su comportamiento practico puede llegar a valores del 19.3%, aunque este valor es lejano al 50% que aparece en este ensayo.En este caso se concluye que debido a que el utillaje utilizado se ha deformado en torno a 1mm, esta deformación si se le resta a la deformación hallada en la parte elástica del material que es de 1,29 mm aproximadamente mm para el valor ultimo obtenido antes de que el material comience la parte en la que plastifica, realiza una ponderación que transforma los 9.66 GPa en un valor aproximado cercano a los 60GPa valores normales para este aluminio. Tomando como punto 1 el valor de 0 para el desplazamiento, y 0 de fuerza y restando 1mm de deformación al punto 2 y tomando 55 kN valor para el que plastifica el material. El valor que resulta se acerca bastante al valor real del módulo elástico para el aluminio para este material, que es de aproximadamente 70 GPa para temperatura ambiente.

Ɛ_ingenieril	0,00125	Sigma_Ing (Pa)	67926267,28
Ɛ_Real	0,001249219	Sigma_Verdaderal(Pa)	68011175,12
Módulo elástico		54442938600	54,4429386

Figura 8: Valores calculados sin error de utillaje

Finalmente las conclusiones sacadas tras el ensayo son igualmente buenas. Si bien sí que se deberían poder usar para un modelo solido hecho con volúmenes, es decir despreciando la geometría del honeycomb [2] [3], no se pueden sustituir directamente para el modelo desarrollado en puntos anteriores.

4. Ensayo dinámico caída de masa de impacto.

Uno de los requisitos fundamentales para la homologación es realizar un ensayo dinámico de caída de masa de impacto. El atenuador solo valdrá si pasa este test, con lo que lo realizado anteriormente no es válido si este test no corrobora los cálculos realizados hasta ahora. Teniendo en cuenta la normativa, se exige que el atenuador debe ser capaz de absorber un impacto a una velocidad de 7 m/s montado en el frontal de un vehículo de 300 kg de masa. Esto equivale a una absorción de energía cinética de 7350 J. Los límites de aceleración son como se ha mencionado anteriormente 40 g's de valor pico y 20 g's de valor medio[5].

Una vez filtrada la aceleración, arroja un valor no superior a 30 g's, mientras que el valor de la aceleración media es de 17,772 g's:

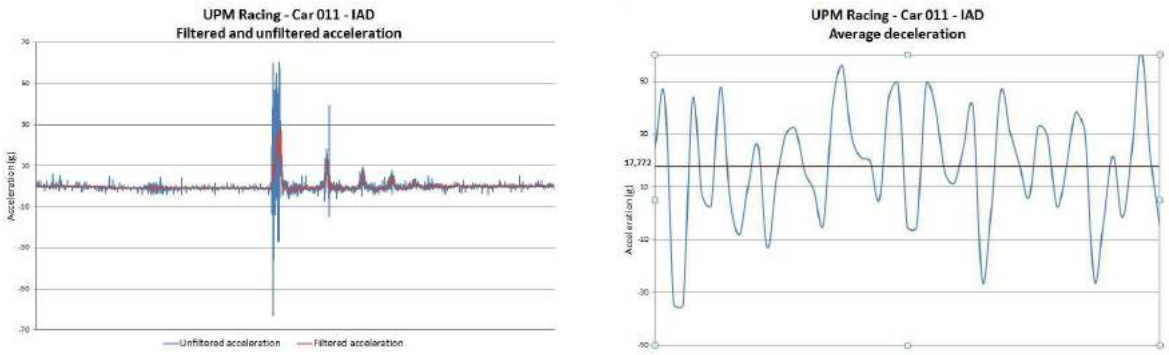


Figura 9: Graficas de aceleraciones del ensayo dinamico de caida

Operando obtenemos la gráfica de fuerza en función del desplazamiento, la cual permite ver que aparecen dos grandes crestas, uno de valor 75 kN y otro debido al endurecimiento del material por el choque y la compresión, alcanza prácticamente los 90 kN.Graficando la energía en función del desplazamiento se obtiene el valor máximo de energía que ha absorbido el atenuador de impacto. El resultado de energía total absorbida es de 7813 J.Este valor, si bien era de esperar que disminuyese debido al endurecimiento del dispositivo por velocidad de deformación, ha resultado prácticamente idéntico al valor obtenido en estática.

5. Diseño del modelo solido con elementos volumen y ajuste de propiedades

La principal diferencia con el primero, reside en que con este modelo se pretende crear un modelo solido de elementos volumen, que simplifica los cálculos y la complejidad del modelo original ara caracterizarlo se toman los valores obtenidos en los ensayos realizados, Estos han sido operados para adaptarlos a las nuevas características del modelo, ya que al tratarse de un bloque sólido, densidad y área sobre la que se va a aplicar la carga son distintas.

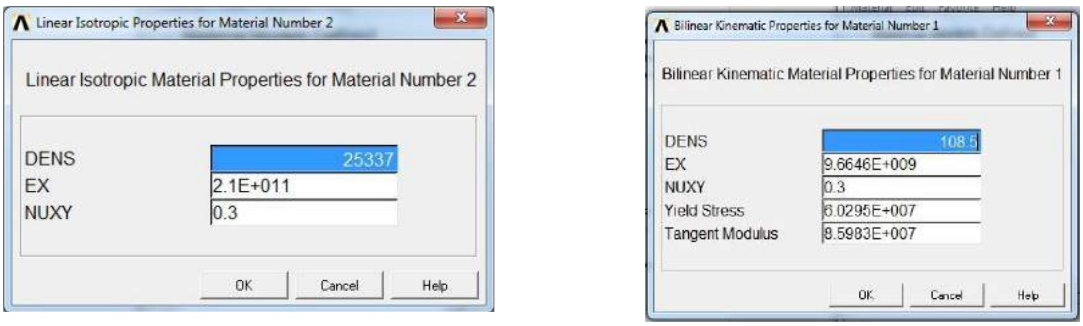


Figura 10: Valores introducidos en las propiedades de cada material en el modelo de ANSYS-Ls_DYNA

Los materiales elegidos son elástico linear isotrópico para el material rígido, y bilineal por endurecimiento cinemático para el atenuador.

Se ha elegido este material por su menor complejidad frente a otros modelos, y que además resulta fácil de adaptar con los parámetros hallados en los ensayos realizados, y por otro lado de aportar con las diferentes variables que tiene una capacidad de adaptación al tipo de cálculo que estamos realizando óptimo. Se comienza lanzando el modelo con los parámetros de material anteriormente indicados, que tras resolver, arroja unos resultados lejanos a lo de que cabía esperar. Tras resolver este primer modelo se obtiene el siguiente resultado.



Figura 11: Primer modelo de elementos volumen

El material se comporta apenas frenando el impacto y deformándose de forma totalmente alejada de la realidad. Para evitar este comportamiento se cambian las características de fijado del bloque, ya que por simplificación se habían fijado los nodos de las cuatro esquinas de la base; y se introduce una pared rígida como base. Visualmente el material se escapa hacia los lados en toda su longitud, lo que puede estar resultando en un debilitamiento debido a que en la dirección longitudinal cada vez hay menos material actuando a compresión.

A continuación se decide estudiar la influencia del coeficiente de Poisson el cual es una constante elástica que relaciona las deformaciones cortantes con las deformaciones longitudinales, es decir relaciona el estrechamiento lateral con el alargamiento longitudinal o viceversa. Así pues además de fijar la base se introduce un coeficiente de Poisson diez veces menor que el del material y se lanza el modelo. A medida que avanza la simulación se observa como si bien el comportamiento visual es similar a las simulaciones anteriores, el bloque cada vez frena más.

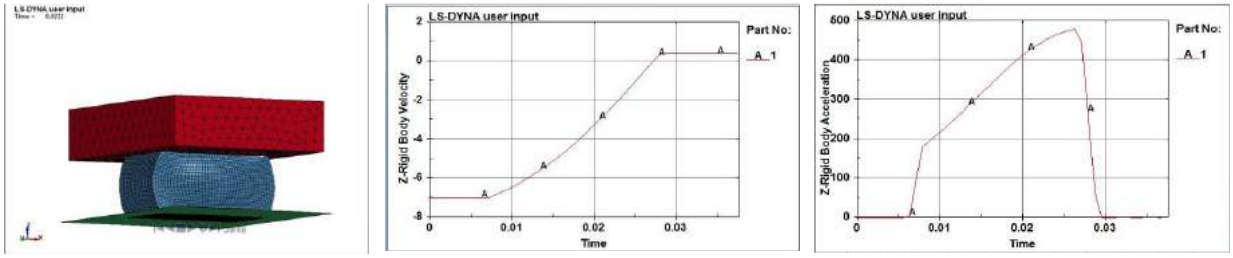


Figura 12: Modelo con influencia directa de la variacion del coeficiente de Poisson

El material que se está utilizando, isotrópico bilineal de endurecimiento cinemático, permite la opción de añadir un criterio de fallo, por el cual, si un nodo alcanza una determinada deformación, este desaparece, dejando de ofrecer resistencia. Se determinó utilizar 0.05 como valor de partida, correspondiente a una deformación del 5%. [4].Se lanzó este modelo resultando en la desaparición masiva de elementos. Tras comprobar con los datos obtenidos del ensayo estático, este valor era superado en la parte elástica, por lo que se cambió a 7% de deformación unitaria.

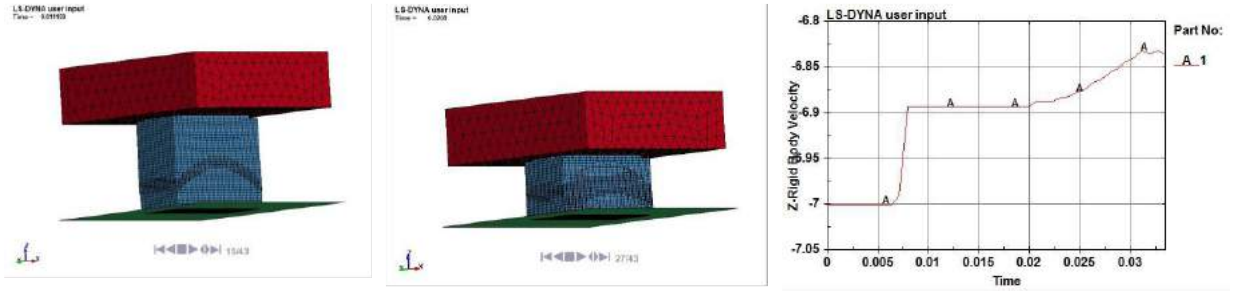


Figura 13: Introduccion de criterio de fallo

El valor de la velocidad ni siquiera llega a disminuir 0.2m/s y por lo tanto la deceleración que se va a obtener va a ser muy baja. Una vez pasada la zona elástica, que corresponde a un breve instante tras el impacto inicial, todos los elementos se comportan de igual manera, es decir que una vez alcanzado el criterio de fallo, le alcanzan todos a la vez, simultáneamente, así que desaparecen pues demasiados elementos, lo que resulta en unas propiedades estructurales mínimas.

Este modelo de material ofrece un coeficiente de endurecimiento por velocidad de deformación. Para el valor de 0, el material actúa con la propiedad de "kinematic hardening" mientras que para el valor de 1 se aplica la propiedad de "isotropic hardening".

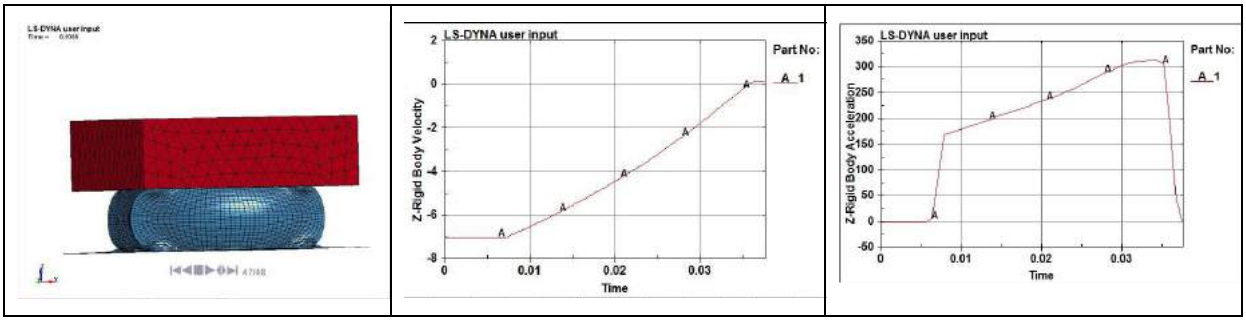


Figura 14: Modificación del parámetro de endurecimiento

El valor de la energía en este caso sí que alcanza los 7300J con una diferencia mínima con respecto al valor objetivo. Por último la gráfica de la aceleración muestra un aspecto mucho mejor que cualquier grafica obtenida hasta ahora, con un valor máximo para la zona elástica de poco más de 16g's valor muy similar de aceleración media al obtenido en el ensayo dinámico de caída y un valor pico ligeramente superior a los 30g's.

A partir de aquí se hace prácticamente imposible conseguir modificar el modelo para seguir acercándonos al objetivo ya que la modificación de los parámetros no permite acercarse más a los resultados reales obtenidos; con la consecuencia de que los dos últimos modelos vistos en este punto, el tiempo de resolución ha sido cercano a las 3 horas lo cual representa un aumento considerable con respecto a los escasos 15 minutos que tardaba en resolverse los modelos iniciales. Finalmente se concluye que para esta aplicación es necesaria la utilización de un modelo de material específico y existente para honeycomb. Aparece en el manual de Ls-Dyna como MAT_126 *MAT_MODIFIED_HONEYCOMB.

En contra de este material decir que su complejidad es absolutamente mayor, y más difícil de caracterizar, añadiendo la opción de 3 superficies de fluencia, donde la primera trabaja con los esfuerzos en dirección longitudinal, una segunda para cargas no axiales y una tercera para comportamientos en los que se desea cambiar la resistencia a pandeo sin afectar al comportamiento uni-axial, y con el complemento de trabajar con curvas de deformación que se pueden definir, contando con más de 5 etiquetas de programa frente a las dos del material utilizado en este estudio.

Se pueden ver los resultados obtenidos tras aplicarle en nuestro modelo, aplicando unos parámetros de material elegidos con poco detalle con el único objetivo de conseguir correr el modelo y ver los resultados para este material. los resultados son similares a los obtenidos de forma experimental, lo cual ratifica este modelo de material como el ideal para relacionarlo con el atenuador.



Figura 15: Modelo con material MAT126 Modified Honeycomb

6. Conclusiones

El desarrollo de los modelos utilizando parametros derivados de ensayos fisicos reales, han arrojado unos resultados satisfactorios en la mayoria de los casos.

Se ha conseguido un modelo simplificado paramétrico, fácilmente actualizable, que utilizando un modelo de material con endurecimiento cinemático (alimentado por datos de eensayos cusiestáticos) reproduce el buen comportamiento del atenuador seleccionado.

El modelo utilizado presenta resultados similares, en cuanto a representatividad de los resutados experimentales, al modelo generado con un material específico para panel de abeja. La principal ventaja del procedimiento propuesto es que permite para ensayos frontales un modelo menos costoso de resolver.

El estudio realizado con el modelo de material honeycomb especifico de Ls-dyna, ha constatado que si es posible asemejar el comportamiento de un modelo sencillo al material real, eso si, aumentando considerablemente la dificultad en la caracterizacion de los parametros del material, y entrando a estudiar, no solo el comportamiento en el eje paralelo a la deformacion principal, sino tambien en los ejes perpendiculares.

Tanto el ensayo cuasi-estatico como el ensayo dinamico de caida de impacto resultaron satisfactorios, arrojando en primer lugar unos datos que manifestaban un comportamiento de los materiales esperado, como validando, cumpliendo las condiciones de ensayo, el dispositivo para su inclusion en el monoplaza formula objeto de esta investigacion, aportando seguridad a los pilotos, y permitiendo al vehiculo poder formar parte de las competicions al ser requisito indispensable la aceptacion de este dispositivo por parte de la competicion.

7. Bibliografia

- TIMOSHENKO: Resistencia de materiales ISBN 9788497320658 JAMES M. GERE , S.A. Ediciones paraninfo, 2002
- LS-DYNA®. KEYWORD USER'S MANUAL. VOLUME I. May 2007. Version 971
- LS-DYNA Keyword Manual Vol II - Material Models
- LS-DYNA Keyword Manual Vol III - Multi-Physics Solvers
- LS-DYNA Theory Manual
- Resistencia de materiales I Departamento de Mecanica Estructural y Construcciones Industriales de la ETS de Ingenieros Industriales de Madrid.
- Caracterizacion mecanica de espumas metalicas y su aplicación en sistemas de absorcion de energia. Ignacio Alejandro Irausquin Castro, Universidad Carlos III de Madrid.

8. Referencias

[1] Xiong Zhang , Hui Zhang b, Zhuzhu Wen “Experimental and numerical studies on the crush resistance of aluminum honeycombs with various cell configurations”- International Journal of Impact Engineering 8 Enero 2014 pagina 1-8.

[2] R. K. Mc farland. "hexagonal cell structures under post-buckling axial load",aiaa journal, vol. 1, no. 6 (1963), pp. 1380-1385.

[3] Bing Hou, Stephane Pattofatto, Yl Li, Han Zhao. Impact behavior of honeycombs under combined shear-compression, Part analysis. International Journal of Solids and Structures, Elsevier, 2011, 48 (5), pp.698

[4] Z. Wang, H. Tian. High-speed axial impact of aluminum honeycomb – Experiments and simulations. Composites Part B: Engineering Volume 56, January 2014, Pages 1–8

[5] S. Boriaa. Behaviour of an Impact Attenuator for Formula SAE Car under Dynamic Loading. Editorial (Año). ISBN. International Journal of Vehicle Structures and Systems 07/2010

Diseño de un estimador del ángulo de balanceo de vehículos industriales mediante redes neuronales

L. Vargas-Meléndez[1], M. J. López Boada[2], B. López Boada [3], A. Gauchía Babé[4], V. Díaz López[5],

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. lvargas@ing.uc3m.es.

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mjboada@ing.uc3m.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. bboada@ing.uc3m.es.

[4]Engineering Mechanics Department. Michigan Technological University. antonio@mtu.edu

[5]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. vdiaz@ing.uc3m.es

Los recientes avances que ha tenido el sector de los vehículos industriales, junto con la necesidad de incrementar los niveles de seguridad en la conducción de los mismos, requieren del diseño de nuevos y mejores sistemas de seguridad. Estos sistemas dependen del conocimiento de la dinámica del vehículo. En la dinámica lateral del vehículo, el ángulo de balanceo tiene una gran importancia en los sistemas de control diseñados para reducir el riesgo de vuelco. El objetivo de este trabajo es diseñar un estimador del ángulo de balanceo mediante el uso de redes neuronales. Para ello, se ha desarrollado un modelo de simulación de un vehículo industrial en TruckSim, que ha sido validado experimentalmente, obteniendo como resultado un modelo que se ajusta al vehículo real. Con el modelo de simulación, se ha desarrollado una serie de maniobras (doble cambio de carril, cambio de carril y J-Turn) a diferentes velocidades y diferentes coeficientes de fricción con el objeto de obtener los datos de entrenamiento de la red neuronal. Se han establecido las variables de entrada a la red las aceleraciones laterales y longitudinales así como las variaciones de los ángulos de balanceo y guiñada. Por último, se realiza la validación del estimador utilizando datos experimentales.

1. Introducción

Los recientes avances que ha tenido el sector de los vehículos industriales, junto con la necesidad de incrementar los niveles de seguridad en la conducción de los mismos, requieren del diseño de nuevos y mejores sistemas de seguridad. Una de las principales causas de accidentes en la que están implicados este tipo de vehículos es debido al vuelco. Por este motivo, actualmente muchos de estos vehículos disponen de un Sistema de Control de Estabilidad al Vuelco (RSC) [1]. Este sistema requiere de la alimentación de señales provenientes de sensores instalados en el vehículo, es decir, necesita del conocimiento del vehículo en determinadas condiciones de conducción con el objeto de actuar sobre el sistema de forma adecuada. Diversos sistemas de control de estabilidad se han desarrollado considerando la medición del ángulo de balanceo del vehículo como variable de entrada [2], [3]. Si se conoce el ángulo de balanceo es posible calcular la transferencia de carga en los ejes lo cual resulta importante para caracterizar la dinámica lateral del vehículo [4], [5], [6].

Sin embargo, uno de los principales problemas es que el ángulo de balanceo no puede ser medido directamente salvo con el uso de sensores de alto coste o con métodos poco prácticos [7]. Por esta razón, la estimación del ángulo de balanceo ha sido ampliamente discutido en investigaciones [7]–[9]. Adicionalmente, la estimación del ángulo de balanceo es compleja debido a la dinámica no lineal del vehículo. En [10], los autores basándose en un modelo de vehículo no lineal y en el modelo de neumático de Dugoff proponen la estimación del ángulo de balanceo mediante el uso de señales tales como las velocidades angulares de las ruedas, la aceleraciones lateral y longitudinal, la variación del ángulo de guiñada, la variación del ángulo de balanceo y el ángulo de giro del volante de los sensores que disponen en las cuatro ruedas de un vehículo eléctrico. Dicho modelo se evalúa experimentalmente bajo una variedad de maniobras y condiciones de la carretera. En [9], se realiza la estimación del ángulo de balanceo y del ángulo de cabeceo mediante el uso de un sistema de medición inercial (IMU). En la actualidad es fácil disponer de este sistema a un bajo coste. Los resultados obtenidos demostraron que es posible obtener buenas estimaciones de ambos ángulos sin el uso de sistemas de posicionamiento global (GPS). La utilización de redes neuronales artificiales (RNA) supone un método alternativo para la estimación de variables dinámicas que afectan a la seguridad activa de los vehículos. Golman [11] utiliza RNA para la estimación de la transferencia de carga. Sanchez et al. [12] utilizan una RNA recurrente para estimar el comportamiento futuro del ángulo de balanceo y de la aceleración lateral.

El objetivo de este trabajo es diseñar un estimador del ángulo de balanceo, mediante redes neuronales, que sea capaz de predecir el ángulo de balanceo para cualquier maniobra del vehículo a partir de la información proporcionado por un IMU.

2. Estructura del estimador

En este artículo se propone el desarrollo de un estimador del ángulo de balanceo mediante redes neuronales. Un esquema del estimador se muestra en la figura 1, donde la red neuronal estima un pseudo-ángulo de balanceo a partir de variables de entrada que son fáciles de obtener en vehículos equipados con un sensor inercial. Dichas variables corresponden a las señales de aceleraciones lateral ($a_{y,exp}$) y longitudinal ($a_{x,exp}$); variaciones de los ángulos de balanceo ($\dot{\theta}_{exp}$) y de guiñada ($\dot{\psi}_{exp}$).

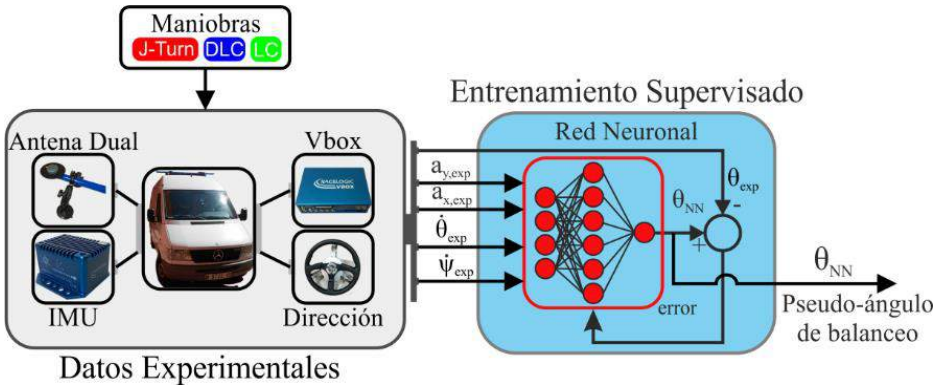


Figura 1: Estimador del ángulo de balanceo.

La metodología propuesta para el diseño del estimador se divide en 4 fases. En la primera fase se realiza la instrumentación de un vehículo real con el objeto de obtener la respuesta dinámica del mismo cuando se somete a diversas maniobras de conducción a diferentes velocidades.

La segunda fase corresponde con la creación de un modelo de simulación de un vehículo industrial mediante el programa TruckSim, el cual es un software ampliamente usado y validado en la industria de la automoción que permite el modelado de vehículos articulados tales como furgonetas, autobuses y camiones con o sin remolque.

La tercera fase corresponde con el diseño y entrenamiento del estimador. A partir del modelo de simulación se desarrollan una serie de maniobras (doble cambio de carril (DLC), cambio de carril (LC) y J-Turn) a diferentes velocidades sobre un pavimento con diferentes coeficientes de fricción.

La última fase corresponde con la validación experimental del estimador propuesto, donde a partir de los datos experimentales obtenidos de la fase I, se compara el valor del ángulo de balanceo estimado por la red neural con el obtenido en los ensayos experimentales.

3. Instrumentación del vehículo

El vehículo utilizado para esta investigación ha sido una furgoneta Mercedes Sprinter tal y como se muestra en la figura 2. Este vehículo ha sido equipado con un sensor de ángulo de dirección MSW 250 Nm de la marca Kistler, una antena registradora de datos Vbox 3i, un sensor IMU y dos antenas GPS de la marca Racelogic. El IMU se instala en el suelo de la furgoneta cerca de su centro de gravedad, mientras que las dos antenas se montan en el techo formando 90 grados con el eje longitudinal del vehículo con el fin de medir el ángulo de balanceo real y poder compararlo con el valor estimado por el estimador propuesto.

Con el vehículo instrumentado, se realizan una serie de ensayos (maniobras de doble y simple cambio de carril y J-Turn) a diversas velocidades sobre un pavimento seco. Los datos obtenidos de los sensores instalados en el vehículo corresponden a las señales de aceleraciones lateral ($a_{y,exp}$) y longitudinal ($a_{x,exp}$); variaciones de los ángulos de balanceo ($\dot{\theta}_{exp}$) y de guiñada ($\dot{\psi}_{exp}$), velocidad longitudinal ($V_{x,exp}$), ángulo de giro del volante (δ_{exp}), y el ángulo de balanceo (θ_{exp}), este último con objeto de comprobar los resultados del estimador.



Figura 2: Instrumentación del vehículo.

4. Modelo de simulación

El desarrollo del modelo de simulación se realiza con el programa TurckSim, donde a partir de los datos experimentales como variables de entrada al modelo, se ajustan los parámetros del vehículo dentro del programa.

Como se ha comentado anteriormente, para la generación del modelo de simulación se requiere modificar los diferentes parámetros del vehículo tales como la geometría y masas del vehículo, componentes de la suspensión, tipo de neumáticos y sistema de dirección, hasta obtener un comportamiento dinámico lo más cercano al vehículo real.

La figura 3 muestra un esquema sobre el desarrollo del modelo de simulación, donde la velocidad longitudinal ($V_{x,exp}$) y ángulo de giro del volante (δ_{exp}) son consideradas como variables de entrada. Dichas variables permiten establecer las condiciones del ensayo.

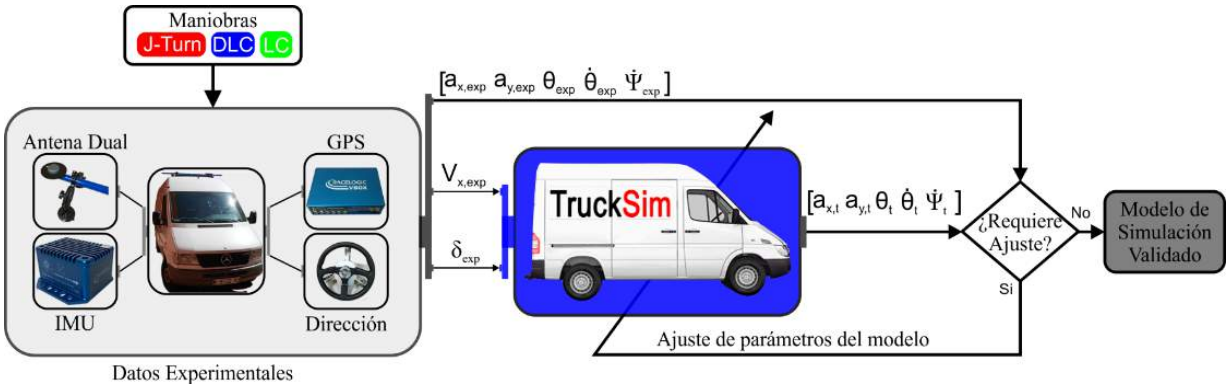


Figura 3: Generación del modelo de simulación.

5. Diseño y entrenamiento del estimador

El diseño de la red neuronal corresponde con el modelo de Perceptrón Multicapa (red neuronal artificial formada por múltiples capas). En la figura 4 se muestra la arquitectura utilizada en el diseño del estimador, compuesta por una capa de entrada (encargada de recibir las señales de entrada y propagarlas a la siguiente capa), una capa oculta (realiza un procesamiento no lineal de los datos recibidos) y una capa de salida (proporciona al exterior la respuesta de la red para cada patrón de entrada). En la capa de entrada se tiene en cuenta las señales aceleraciones lateral y longitudinal y variaciones de los ángulos de guiñada y balanceo, mientras que en la capa de salida se obtiene la variable deseada (ángulo de balanceo).

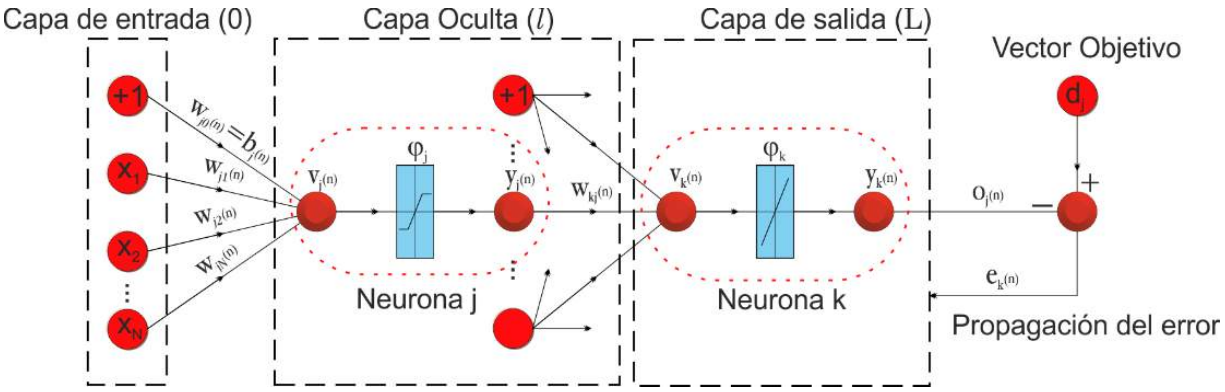


Figura 4: Arquitectura de la red neuronal

El Perceptrón Multicapa define una relación entre las variables de entrada y las variables de salida de la red. Esta relación se obtiene propagando hacia adelante los valores de las variables de entrada.

El aprendizaje del Perceptrón Multicapa es un proceso iterativo supervisado, donde existe una modificación paulatina de los pesos y umbrales de la red hasta que la salida de la red sea lo más próxima posible a la salida deseada o esperada para cada patrón de entrenamiento. Es decir, el aprendizaje es equivalente a minimizar una función de error medio para todos los patrones (E) dada por:

$$E = \frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} e(n) \tag{1}$$

donde N es el número de patrones y $e(n)$ es el error para el patrón (n) que viene dado por:

$$e(n) = \frac{1}{2}\sum_{j=1}^{n_c}\left(d_j(n) - O_j(n)\right)^2 \tag{2}$$

donde d_j corresponde con la salida deseada y O_j la salida de la red.

El algoritmo utilizado para el entrenamiento de la red se denomina algoritmo de retropropagación el cual utiliza el método del gradiente para encontrar un mínimo de la función. Los pasos para el proceso de aprendizaje de la red neuronal se presentan a continuación:

1) Inicialización: se inicializan los pesos y umbrales de la red (valores aleatorios próximos a 0)

$$w_j^{(l)} \approx 0 \quad b_j^{(l)} \approx 0 \quad w_k^{(L)} \approx 0 \quad c_k^{(L)} \approx 0 \tag{3}$$

2) Presentación de datos de entrenamiento: se presenta un patrón (n) de entrenamiento (X(n),d(n)), y se propaga hacia la salida, obteniéndose la respuesta de la red y(n).

$$X(n) = [a_{y,t}, a_{x,t}, \dot{\theta}_t, \dot{\psi}_t] \quad d(n) = [\theta_t] \tag{4}$$

3) Evaluación del error: se evalúa el error cuadrático, e(n) (ecuación 2), cometido por la red para el patrón (n)

4) Aplicación de la regla delta generalizada para modificar los pesos y umbrales de la red

   a. Se calculan los valores del gradiente local δ para todas las neuronas de la capa de salida.

$$\delta_j^{(L)} = \sum_j e_j^{(L)}(n)\delta_j'(v_j^{(L)}(n)) \tag{5}$$

   b. Se calculan los valores del gradiente local δ para el resto de las neuronas de la red, empezando desde la última capa oculta y retropropagando dichos valores hacia la capa de entrada.

$$\delta_j^{(l)} = \delta_j'(v_j^{(L)}(n))\sum_k \delta_k^{(l+1)}(n) w_{kj}^{(l+1)}(n) \tag{6}$$

   c. Se modifican pesos y umbrales

$$w_{ji}^{(l)}(n+1) = w_{ji}^{(l)}(n) + \alpha\left[w_{ji}^{(l)}(n-1)\right] + \eta\delta_j^{(l)} y_i^{l-1}(n) \tag{7}$$

5) Se repiten los pasos 2, 3 y 4 para todos los patrones de entrenamiento, completando así un ciclo de aprendizaje.

6) Se evalúa el error total (E) cometido por la red.

7) Se presentan los patrones de test (o validación), calculando únicamente la salida de la red (no se modifican los pesos) y se evalúa el error total en el conjunto de test (o validación)

8) Se repiten los pasos 2, 3, 4, 5, 6, y 7 hasta alcanzar un mínimo del error de entrenamiento, para lo cual se realizan (m) ciclos de aprendizaje.

5.1. Entrenamiento de la red neuronal

Los datos de entrenamiento utilizado en el proceso de aprendizaje de la red neuronal, se obtienen a partir del modelo de simulación. La figura 5 muestra un esquema del entrenamiento de la red neuronal. En el modelo de simulación se han realizado maniobras de doble cambio de carril (DLC), un cambio de carril (LC) y J-Turn a diversas velocidades y coeficientes de fricción.

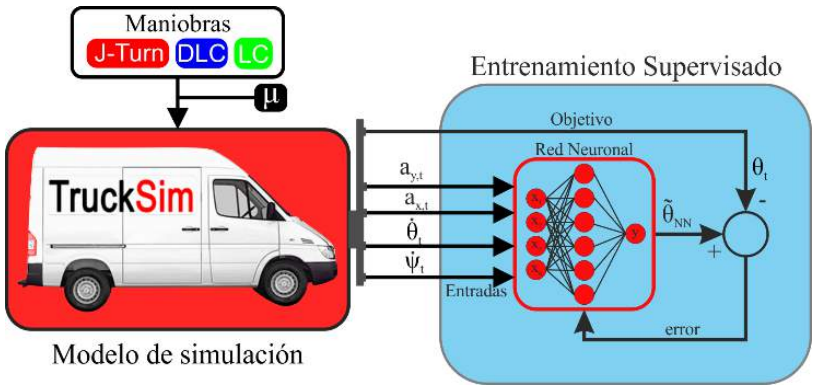


Figura 5: Entrenamiento de la red neuronal

Los datos obtenidos del modelo de simulación que corresponden con el vector de entrada X(n) son las señales de aceleraciones laterales ($a_{y,t}$) y longitudinales ($a_{x,t}$), variaciones de los ángulos de balanceo ($\dot{\theta}_t$) y guiñada ($\dot{\psi}_t$), y el ángulo de balanceo (θ_t), este último como vector objetivo O(n).

En la tabla 1 se resumen las condiciones de los ensayos realizado para la obtención de los datos de entrenamiento.

Tabla 1: Configuración de maniobras de entrenamiento

Coeficientes de fricción	Maniobras	Velocidades (km/h)
0,5 - 1	DLC LC	30, 40, 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140
0,3	DLC LC	30, 40, 50, 60, 70, 80
0,3 - 0,5 - 1	J-Turn	20, 25, 30, 35, 40, 45

6. Validación del modelo de simulación

La validación del modelo de simulación se realiza utilizando datos experimentales obtenidos del vehículo real (véase apartado 3). Estos datos corresponden con maniobras de doble cambio de carril, cambio de carril y J-Turn a diversas velocidades y sobre un pavimento seco. Las variables utilizadas para la validación del modelo de simulación corresponden con la aceleración lateral (a_y), variación del ángulo de guiñada ($\dot{\psi}$), y el ángulo de balanceo (θ), siendo estas tres las variables que mejor describen la dinámica lateral del vehículo.

En las figuras 6, 7 y 8 se muestran los resultados de la aceleración lateral, la variación del ángulo de guiñada y el ángulo de balanceo para una maniobra de cambio de carril a 70 km/h. En ellas se observa que el modelo de simulación tiene un comportamiento similar al vehículo real, en especial para los valores de aceleración lateral. Un análisis cuantitativo del error existente entre los datos obtenidos por el modelo de simulación respecto a los experimentales se realiza a partir de la expresión del error normalizado en función del tiempo:

$$E_t = \frac{\varepsilon_t}{\sigma_\theta}, \quad \varepsilon_t = \int_0^T (\theta_{Experimental} - \theta_{TruckSim})^2, \quad \sigma_\theta = \int_0^T (\theta_{Experimental} - \mu_\theta)^2 \tag{8}$$

donde μ_θ corresponde con el valor promedio de la señal experimental. En la tabla 2 se observan los errores obtenido para cada variable junto con el valor del error máximo obtenido para cada una de ellas.

Tabla 2: Error normalizado y valor máximo de la aceleración lateral, variación del ángulo de guiñada y ángulo de balanceo bajo maniobras de doble cambio de carril (DLC) y cambio de carril (LC).

	DLC a 50 km/h		**DLC a 70 km/h**		**LC a 50 km/h**		**LC a 70 km/h**	
	E_t [-]	**E_{max}**	**E_t [-]**	**E_{max}**	**E_t [-]**	**E_{max}**	**E_t [-]**	**E_{max}**
a_y (g's)	0,130	0,080	0,221	0,138	0,190	0,062	0,169	0,058
$\dot{\psi}$ (deg/s)	0,114	1,748	0,210	2,791	0,206	1,865	0,387	3,467
θ (deg)	0,612	2,093	0,522	2,068	0,577	0,875	0,882	1,486

De los resultados mostrados en la tabla 2, se puede concluir que el modelo de simulación ha sido validado, y que este puede ser utilizado para el entrenamiento del estimador propuesto.

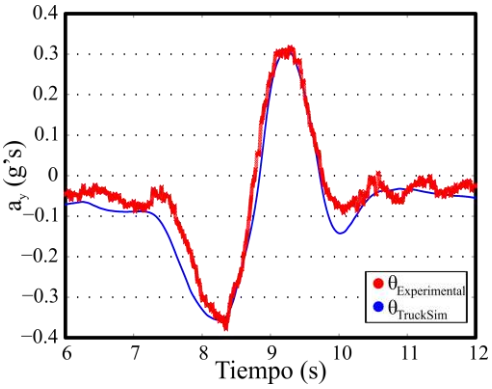


Figura 6: Aceleración lateral (g's)

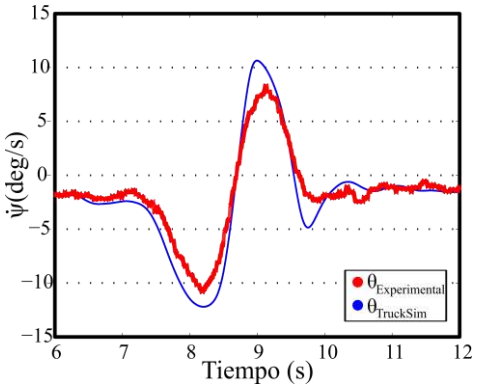


Figura 7: Variación del ángulo de guiñada (deg/s)

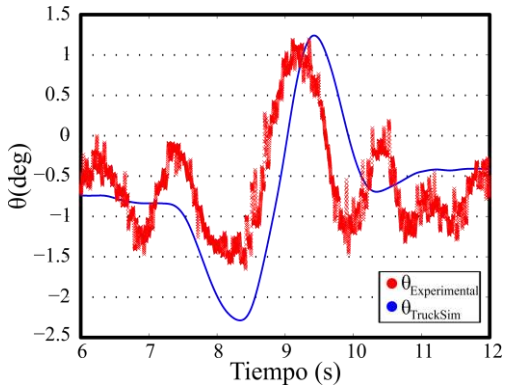


Figura 8: Ángulo de balanceo (deg)

7. Validación del estimador

Para la validación del estimador se han utilizado datos experimentales correspondientes a maniobras de doble cambio de carril y cambio de carril a diversas velocidades. Las Figuras 9 y 10 muestran una comparativa entre los valores de ángulo de balanceo estimados y los medidos experimentalmente para dos diferentes maniobras como son un cambio de carril y un doble cambio de carril, respectivamente, a una velocidad de 70 km/h. En la tabla 3 se muestran los errores obtenidos en cada cada una de estas maniobras a las velocidades de 50 y 70 km/h. De los resultados obtenidos se puede concluir que el estimador propuesto permite predecir al ángulo de balanceo con un error como máximo de 2.5 grados, teniendo en cuenta que parte de este error es debido a la diferencias existentes entre el modelo de vehículo y el vehículo real.

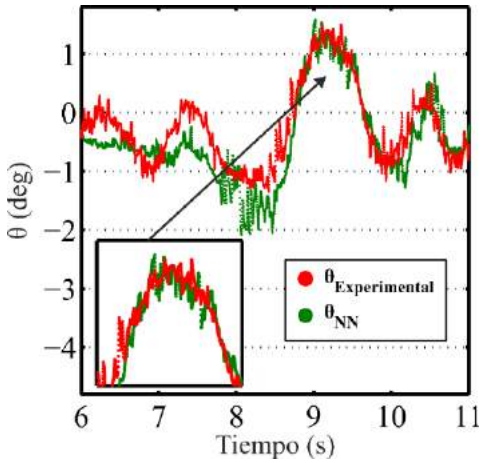


Figura 9: Ángulo de balanceo en cambio de carril a 70 km/h.

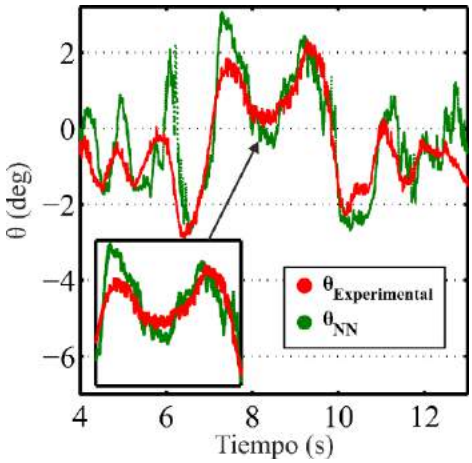


Figura 10: Ángulo de balanceo en doble cambio de carril a 70 km/h.

Tabla 3: Errores normalizado y valores máximos del estimador bajo maniobras de doble cambio de carril (DLC) y cambio de carril (LC).

	DLC at 50 km/h		DLC at 70 km/h		LC at 50 km/h		LC at 70 km/h	
	E_t [-]	E_{max} [deg]	E_t [-]	E_{max} [deg]	E_t [-]	E_{max} [deg]	E_t [-]	E_{max} [deg]
NN	0,662	2,120	0,692	2,420	0,629	0,684	0,616	1,217

Adicional a los ensayos de doble y simple cambio de carril, se ha comprobado la efectividad del estimador bajo una maniobra en la que se incluye un J-Turn seguido de un doble cambio de carril. En este caso, en la zona correspondiente al J-Turn, el vehículo realiza dos vueltas a la rotonda antes de salir de ella. En la figura 11 se observa la trayectoria realizada por el vehículo.

Los resultados obtenidos de la estimación del ángulo de balanceo, demuestran que en la zona correspondiente al tramo recto antes de entrar a la rotonda el comportamiento del estimador se ajusta, sin embargo en la fase de entrada a la rotonda (J-Turn) se observa como existe una diferencia entre la estimación y el valor experimental. Esta diferencia se mantiene durante el tiempo en que se ejecuta la maniobra. Al salir de la rotonda, el vehículo realiza un sobre cambio de carril, y en esta zona se observa que el estimador se ajusta mejor a la curva experimental. El resultado del análisis cuantitativo del error cometido por el estimador respecto al valor experimental se muestra en la tabla 4.

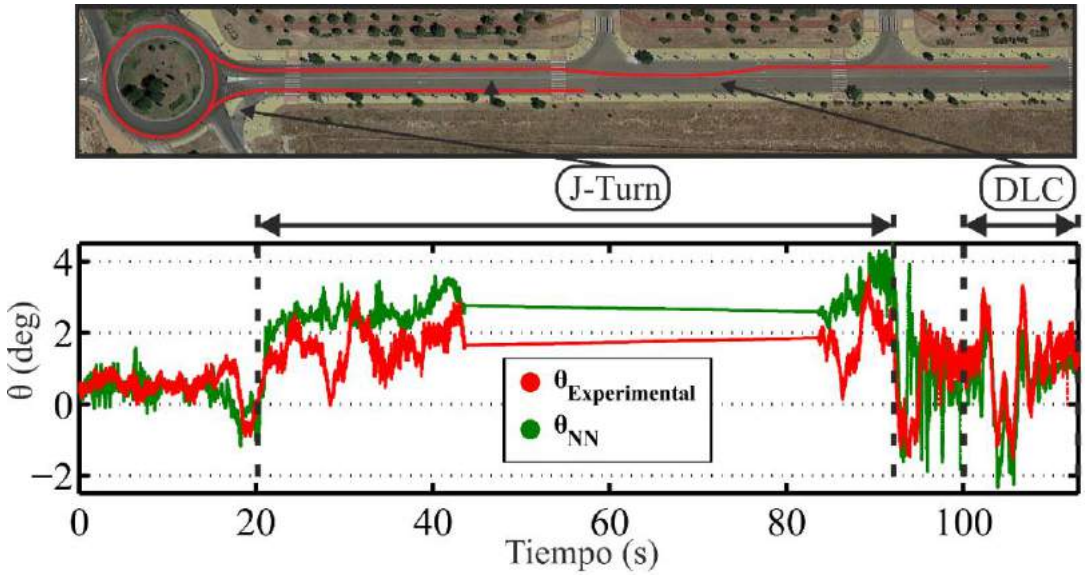


Figura 11: Resultado experimental para maniobras J-Turn y doble cambio de carril

Tabla 4: Error normalizado y valores máximos del estimador para maniobras de J-Turn y doble cambio de carril.

	Global		**J-Turn**		**DLC**	
	$\mathbf{E_t}$	$\mathbf{E_{max}}$	$\mathbf{E_t}$	$\mathbf{E_{max}}$	$\mathbf{E_t}$	$\mathbf{E_{max}}$
NN	1,347	3,680	1,547	1,572	0,836	2,811

8. Conclusiones

En este artículo se ha propuesto un estimador del ángulo de balanceo a partir de información obtenida por un IMU utilizando redes neuronales. En la actualidad es fácil disponer de este sistema a un bajo coste. El estimador se ha validado de forma experimental a través de un vehículo real sometido a diversas maniobras de conducción (doble cambio de carril, cambio de carril y J-Turn) y a diferentes velocidades.

Los resultados demuestran la eficacia del estimador, es decir, es capaz de predecir el ángulo de balanceo con respecto a las condiciones experimentales con un margen de error aceptable, teniendo en cuenta que la red neuronal ha sido ajustada utilizando los datos obtenidos de un modelo de simulación y no del vehículo real.

Los resultados demuestran que es posible estimar el ángulo de balanceo de un vehículo sin la necesidad de instalar sensores de un alto coste.

9. Referencias

[1] J. S. Hickman, F. Guo, M. C. Camden, R. J. Hanowski, A. Medina, J. E. Mabry. Efficacy of roll stability control and lane departure warning systems using carrier-collected data, Journal of Safety Research, 52, (2015), 59-63.

[2] A. Soltani, A. Goodarzi, M. H. Shojaeefard, A. Khajepour. Vehicle dynamics control using an active third-axle system, Vehicle System Dynamics, 52, (2014), 1541-1562.

[3] D. Sampson, D. Cebon. Active Roll Control of Single Unit Heavy Road Vehicles, Vehicle System Dynamics, 40, (2003), 229-270.

[4] A. Rehm. Estimation of vehicle roll angle, 4th International Symposium on Communications, Control and Signal Processing, Limassol, Cyprus, (2010).

[5] J. Ryu, J. C. Gerdes. Estimation of vehicle roll and road bank angle, American Control Conference, 2004. Proceedings of the 2004, Boston, MA, USA, (2004).

[6] L. k. Chen, J. m. Huang, Predictive Rollover Index Based on Frontal Road Geometry and On-Line Driver Information, 2013 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics, Manchester, (2013).

[7] R. Rajamani, D. Piyabongkarn, V. Tsourapas, J. Y. Lew. Real-time estimation of roll angle and CG height for active rollover prevention applications, 2009 American Control Conference, St. Louis, MO, (2009).

[8] R. Tafner, M. Reichhartinger, M. Horn. Robust online roll dynamics identification of a vehicle using sliding mode concepts, Control Engineering Practice, 29, (2014), 235-246.

[9] H. Eric Tseng, L. Xu, D. Hrovat. Estimation of land vehicle roll and pitch angles, Vehicle System Dynamics, 45, (2007), 433-443.

[10] L. Zhao, Z. Liu. Vehicle Velocity and Roll Angle Estimation with Road and Friction Adaptation for Four-Wheel Independent Drive Electric Vehicle, Mathematical Problems in Engineering, 2014, (2014), 1-11.

[11] R. Goldman, M. El-Gindy, B. Kulakowski. Development of a software-based rollover warning device, International Journal of Heavy Vehicle Systems, 12, (2005), 282.

[12] E. Sanchez, L. Ricalde, R. Langari, D. Shahmirzadi. Rollover Prediction and Control in Heavy Vehicles Via Recurrent High Order Neural Networks, Intelligent Automation & Soft Computing, 17, (2011), 95-107.

Análisis de la inscripción en curva de un vehículo industrial a la luz del nuevo Reglamento nº 79 de la Comisión Económica de las Naciones Unidas para Europa

R. Sáez Blázquez[1], A. M. Gómez Amador[2], E. Olmeda Santamaría[3], M. Garrosa Solana[4], V. Díaz López[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. rusaezb@inst.uc3m.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. amgomez@ing.uc3m.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. eolmeda@ing.uc3m.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mgarrosa@inst.uc3m.es*

[5]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. vdiaz@ing.uc3m.es*

El Reglamento de Dirección prescribe la inscripción en curva de un vehículo industrial en 20 metros bajo las condiciones dinámicas de velocidad constante a 10 km/h. Es difícil realizar esta prueba dinámica dado que el conductor debe ajustar el sistema de dirección del vehículo a una curva de estas características. Para poder analizar esta problemática, en este artículo se presenta un software específico que permite calcular el radio de la curva inscrita en función de las características geométricas y, por tanto, cinemáticas del vehículo, así como del propio funcionamiento del mecanismo de dirección del vehículo. Se realiza finalmente un análisis de sensibilidades de los diferentes parámetros involucrados.

1. Introducción

Los requisitos exigibles a los vehículos en cuanto a su comodidad, prestaciones y seguridad son cada vez más severos, incrementando notablemente las exigencias técnicas contenidas en abundantes legislaciones nacionales e internacionales.

En cuanto al sistema de dirección de un vehículo, los objetivos fundamentales de su funcionamiento son premitir el control del mismo para elegir la trayectoria a seguir así como proporcionar un movimiento estable frente a perturbaciones.

La trayectoria seguida por los vehículos automóviles y sus remolques es de especial importancia, ya que todos los vehículos europeos en circulación deben cumplir con las Directivas 70/311/CEE y 97/27/CE, en las cuales se especifican unos radios mínimos y máximos por los que todo vehículo y todo conjunto debe ser capaz de circular sin que ninguna proyección del vehículo las rebase.

Ante la problemática de la medida experimental de las trayectoria que el vehículo sigue en su circulación en curva, es necesaria la utilización de un software para tal fin, así como el estudio de las variables que influyen en la maniobrabilidad de los vehículos.

2. Objetivo

En el presente artículo se presenta un software específico que permite calcular el radio de la curva inscrita por cualquier vehículo y conjunto en función de las características geométricas y, por tanto, cinemáticas del vehículo, así como del propio funcionamiento del mecanismo de dirección del vehículo.

Además, finalmente se realiza un análisis de sensibilidades de los diferentes parámetros involucrados en lo que respecta a la maniobrabilidad de los vehículos.

3. CornerWIN

Para poder analizar el comportamiento de un vehículo en la inscripción de una curva, se recurre al software CornerWIN. Esta herramienta permite simular y calcular el radio de la curva inscrita en función de las características geométricas del vehículo.

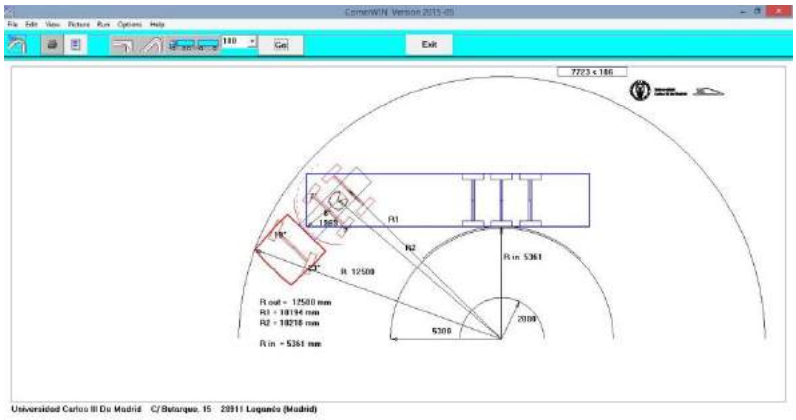


Figura 1: Captura de la pantalla principal de CornerWIN.

En la figura 1 se muestra la pantalla principal del programa. Para su uso, primero se selecciona el tipo de vehículo que se va a simular, se dimensiona y finalmente se selecciona el modo de estudio de maniobrabilidad que se desee estudiar. En este artículo se usa el modo de circulación entre dos circunferencias de 12500 mm y 5300 mm, tal y como señala la Directiva 97/27/CE.

4. Análisis de sensibilidades de los diferentes parámetros involucrados en la inscripción en curva de un vehículo industrial

A continuación se procede a la realización de un análisis de sensibilidades de los diferentes parámetros involucrados en la maniobra de giro de los vehículos. Para ello se estudian los siguientes casos: según la geometría de los vehículos; según el número de ejes; según la ubicación de los ejes traseros; y según el número de articulaciones.

4.1. Análisis de sensibilidad según la geometría

Para ello se parte de un vehículo que se usará como ejemplo para la comparación al variar los diferentes parámetros. El vehículo elegido es un camión caja cerrada de dos ejes cuyo dimensionado se muestra en la figura 2. Para estudiar su comporamiento de giro, primero se dimensiona el vehículo con CornerWIN y, posteriormente se observa su comportamiento en la inscripción en curva.

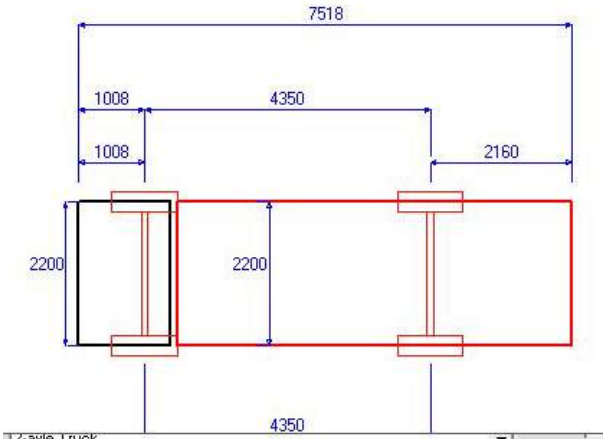


Figura 2: Dimensionado vehículo de dos ejes.

En la figura 3 se muestra el trayecto generado por el camión caja cerrada de dos ejes. En él se obseva que el radio interior generado por las proyecciones del vehículo es de 9093 mm y el radio exterior de 11498 mm. Por lo tanto, se podría afirmar que dicho vehículo cumple con la directiva de maniobrabilidad, ya que es capaz de circular entre las dos circunferencias concéntricas de 5300 mm y 12500 mm.

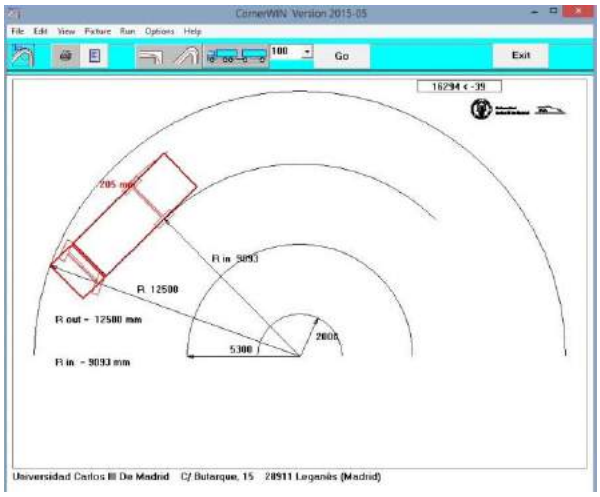


Figura 3: Dimensionado vehículo de dos ejes.

El primer parámetro que se va a estudiar es la distancia entre ejes. Para ello, al vehículo base se le modifica la distancia entre ejes de dos modos: manteniendo el voladizo posterior constante o manteniendo el voladizo delantero constante. Los radios interiores y exteriores obtenidos para cada simulación se muestran en la tabla 1.

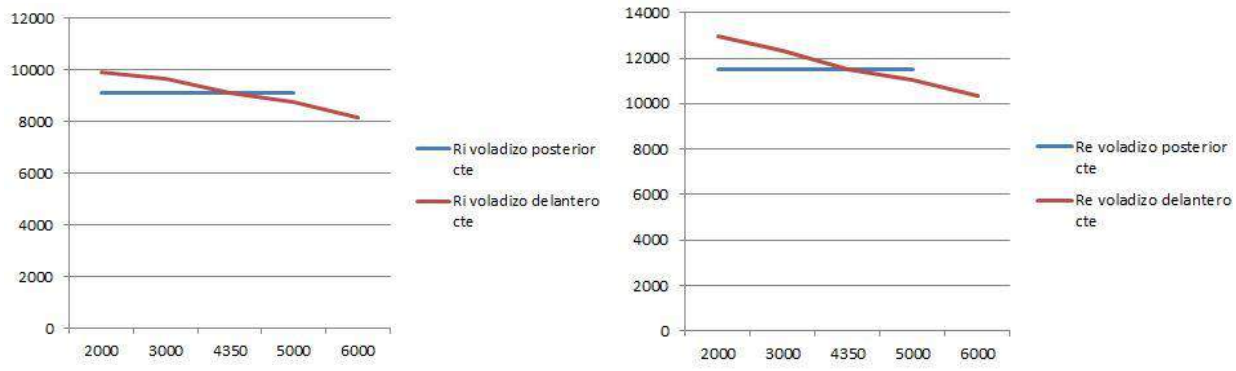
Tabla 1: Radios de la trayectoria según distancia entre ejes

DISTANCIA ENTRE EJES (mm)	R_i VOLADIZO POSTERIOR CTE(mm)	R_I VOLADIZO DELANTERO CTE (mm)	R_e VOLADIZO POSTERIOR CTE (mm)	R_e VOLADIZO DELANTERO CTE (mm)
2000	*9093*	*9933*	*11498*	*12944*
3000	*9093*	*9640*	*11498*	*12349*
4350	*9093*	*9093*	*11498*	*11498*
5000	*9093*	*8761*	*11498*	*11065*
6000	-	*8151*	*11498*	*10364*

De estos resultados se puede comprobar cómo el vehículo con distancia entre ejes 2000 mm manteniendo el voladizo delantero constante no cumple con la normativa legal vigente puesto que el radio exterior supera el límite de 12500 mm.

Como se puede observar en la tabla 1, los radios interiores y exteriores proyectados por el vehículo no varían al modificar la distancia entre ejes manteniendo el voladizo posteior constante. Por el contrario, si se modifica la distancia entre ejes manteniendo el voladizo delantero constante, se puede observar que el radio interior así como el exterior de la proyección van disminuyendo a medida que se aumenta la distancia entre ejes.

En la figura 4 se representan los radios proyectados por el vehículo en la maniobra de giro en función de la distancia entre ejes del vehículo. Como se ha comentado anteriormente, el radio interior mantiene un valor constante para cualquier distancia entre ejes al mantener el voladizo posteior constante. Sin embargo, este valor disminuye a lo largo que se aumenta la distancia entre ejes.



(a) (b)

Figura 4: Radio de giro interior – distancia entre ejes (a) y Radio de giro exterior – distancia entre ejes (b).

Se puede observar que las tendencias de los radios interiores y exteriores manteniendo el voladizo delantero constante tienden a una recta. Por lo tanto, mediante mínimos cuadrados se pueden aproximar estas funciones a las siguientes expresiones:

$$R_i = -0.411 \cdot d_{ee} + 10909.540 \text{ (mm)} \quad (1)$$

$$R_e = -0.643 \cdot d_{ee} + 14261.851 \text{ (mm)} \quad (2)$$

Otro parámetro en estudio es la anchura del vehículo. Para ello se modifica la anchura del vehículo base de 2200 mm a medidas menores y mayores. Los resultados obtenidos se recogen en la tabla 2.

Tabla 2: Radios de la trayectoria según anchura

ANCHURA (mm)	R_i (mm)	R_e (mm)
1900	*9393*	*11498*
2000	*9293*	*11498*
2100	*9193*	*11498*
2200	*9093*	*11498*
2300	*8393*	*11498*
2400	*8893*	*11498*
2500	*8793*	*11498*
2600	*8693*	*11498*

Como se puede comprobar, la simple modificación de la anchura del vehículo no supone ningún cambio en la trayectoria exterior de éste. Sin embargo, en el radio interior se aprecia cómo el radio disminuye la misma cantidad a medida que se va aumentando cierto valor la anchura.

En la figura 5 se representan las dimensiones de los radios en función de la anchura del vehículo.

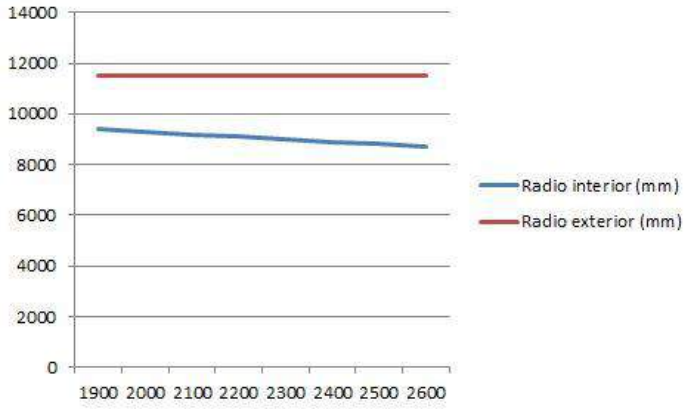


Figura 5: Radio de giro – Anchura total.

El radio interior sigue una trayectoria de una recta correspondiéndose con la siguiente función:

$$R_i = -1.000 \cdot \text{anchura} + 11293.000 \text{ (mm)} \quad (3)$$

A continuación se procede a la variación del ancho de vía delantero. Para ello se varían las simulaciones variando el ancho de vía delantero en 2000, 2100, 2200, 2300 y 2400 mm. Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.

Tabla 3: Radios de la trayectoria según ancho de vía

ANCHO DE VÍA(mm)	R_i (mm)	R_e (mm)
2000	*9093*	*11498*
2100	*9093*	*11498*
2200	*9093*	*11498*
2300	*9093*	*11498*
2400	*9093*	*11498*

Como se puede observar, la variación del ancho de vía delantero no supone ninguna variación en la trayectoria que sigue el vehículo entre las dos circunferencias. Esto es debido a que el punto que sigue la trayectoria exterior es la esquina delantera del vehículo y, por tanto, no supone ninguna modificación para la trayectoria que sigue el vehículo.

Para comprobar la influencia que dispone la variación de la longitud, al modelo inicial se le modifica la longitud, incrementando y aumentando por igual el voladizo delantero y trasero. En la tabla 4 se recogen los resultados obtenidos.

Tabla 4: Radios de la trayectoria según longitud

LONGITUD (mm)	R_i (mm)	R_e (mm)
7218	*9163*	*11539*
7318	*9140*	*11526*
7418	*9117*	*11512*
7518	*9093*	*11498*
7618	*9070*	*11485*
7718	*9045*	*11470*
7818	*9021*	*11447*

En la figura 6 se representan los valores de la tabla 4. Se puede observar que los radios de giro tanto exteriores e interiores disminuyen a medida que se aumenta la longitud.

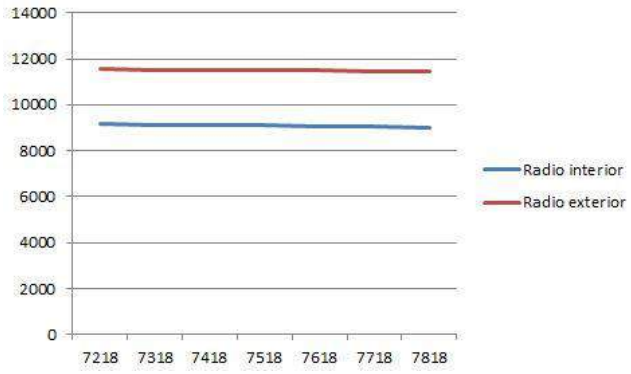


Figura 6: Radio de giro – Longitud.

La recta del radio interior disminuye con mayor pendiente que la del radio exterior. Aproximando estas dos funciones a una recta, se obtienen las siguientes expresiones:

$$R_i = -0.237 \cdot \text{longitud} + 10872.869 \text{ (mm)} \quad (4)$$

$$R_i = -0.148 \cdot \text{longitud} + 12610.989 \text{ (mm)} \quad (5)$$

4.2. Análisis de sensibilidad según el número de ejes

Otro estudio conveniente a relizar es la importancia que tiene la cantidad de número de ejes de los que dispone el vehículo. Para ello se parte del vehículo base de tres ejes dimensionado en la figura 7.

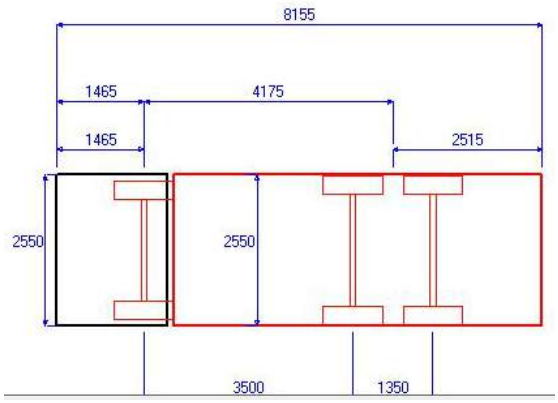


Figura 7: Dimensionado del vehículo de 3 ejes.

La maniobra de giro obtenida por este vehículo se muestra en la figura 8. En ella se obtiene una trayectoria con un radio interior de 8605 mm y un radio exterior de 11435 mm.

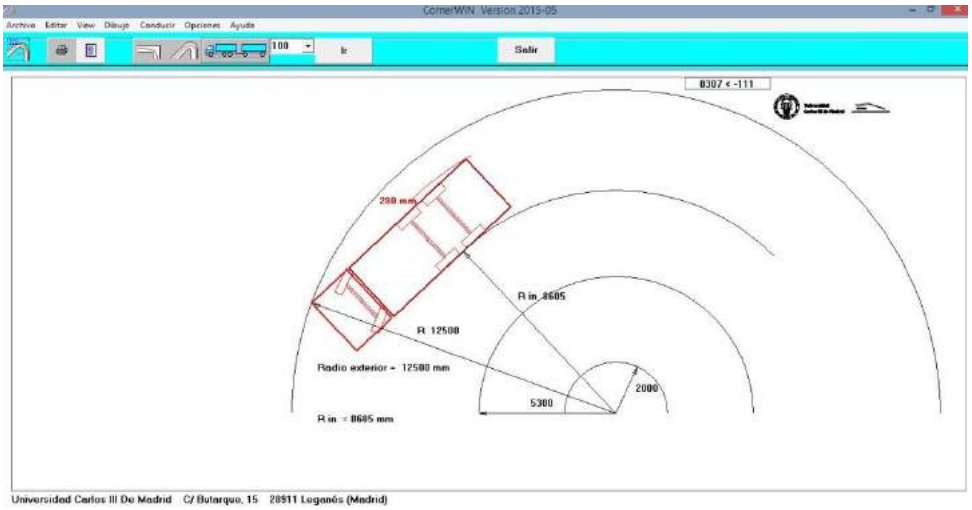


Figura 8: Maniobra del vehículo de 3 ejes.

A continuación se estudia la variación de las proyecciones del vehículo mediante la modificación del número de ejes. Para ello primero se suprime el segundo eje y se estudia su comportamiento. Al suprimir el segundo eje y obtener un vehículo de dos ejes, el radio interior de la trayectoria es de 8238 mm y el exterior de 10944.

Si por el contrario el eje que se suprime es el tercero, manteniendo el primero y el segundo, el radio interior es de 8922 mm y el exterior de 11907 mm.

Al unificar el segundo y tercer eje en la mitad de la distancia entre estos obteniendo de este modo un vehículo de dos ejes, los radios exteriores e interiores obtenidos por la trayectoria del vehículo son idénticos al caso inicial. Esto es debido a que se han sustituido los ejes por uno equivalente, esto es, un eje en la mediatriz de la ditancia entre los dos ejes sustituidos. Por lo tanto, en el caso de la sustitución de los dos ejes traseros por su equivalente, no tendría consecuencias en cuanto a la maniobrabilidad del vehículo se refiere.

Si se desea aumentar el número de ejes a 4 considerando que el primer eje era un eje equivalente y se añade un eje delantero, añadiento un eje a 675 mm para adelante y otro para atrás, se obtiene un radio interior de 8238 mm y un radio exterior de 10944 mm. Por lo tanto, para ejes equivalentes delanteros no se mantienen constantes las proyecciones del vehículo.

Por lo tanto se puede concluir que, al sustituir un grupo de ejes trasero por su equivalente, no tiene consecuencias en cuanto a la maniobrabilidad del vehículo. Si por otro lado, se disminuye de tres a dos el número de ejes suprimiendo el eje más trasero los radios interiores y exteriores aumentan con respecto al vehículo base. Si por el contrario se suprime el eje del medio, los radios de las proyecciones disminuyen. Si lo que se le hace al vehículo es añadir un eje al eje delantero, suponiendo que el delantero era el equivalente, se obtienen los mismos resultados que el vehiculo con dos ejes al que se le suprime el eje central.

4.3. Análisis de sensibilidad según la ubicación de los ejes traseros

Tomando como base el vehículo de tres ejes del caso anterior, se pretende estudiar la influencia que tiene al posición de los ejes traseros.

Para ello se varía la distancia del primer eje respecto del segundo a 3600 mm, esto es, 100 mm más atrasados. El radio interior obtenido es de 8605 mm y el exterior de 11435 mm.

Si en vez de aumentar 100 mm se atrasan 200 mm, no se produce ninguna variación con respecto al caso anterior.

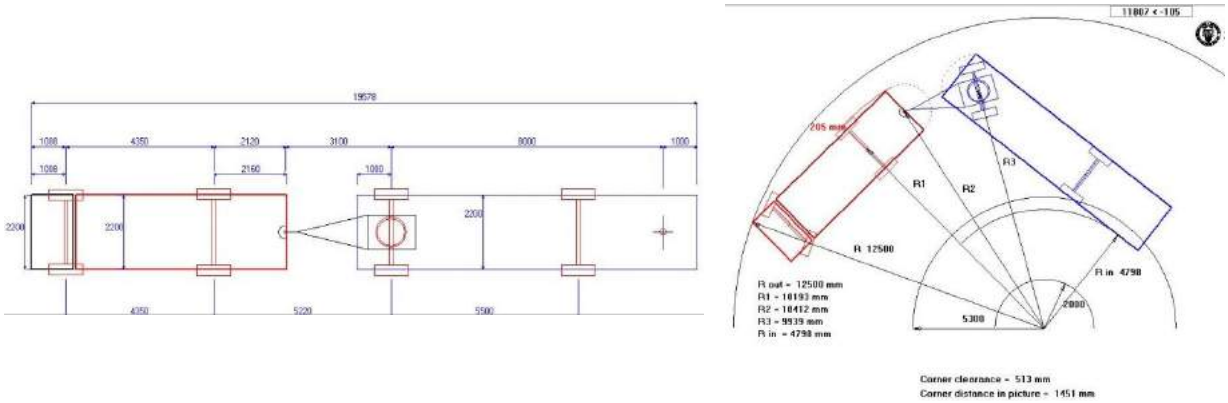
Si por el contrario se adelantan 100 mm en vez de atrasar el grupo de ejes, también se observa que no se produce ninguna modificación en las trayectorias.

Por lo tanto se puede concluir que la ubicación del grupo de ejes traseros no influye en la maniobrabilidad del vehículo.

4.4. Análisis de sensibilidad según el número de articulaciones

El número de articulaciones también es influyente a la hora de la maniobra de un conjunto. Para comprobar su influencia, se estudian dos casos. En el primero se modela un vehículo tractor junto con un remolque y se

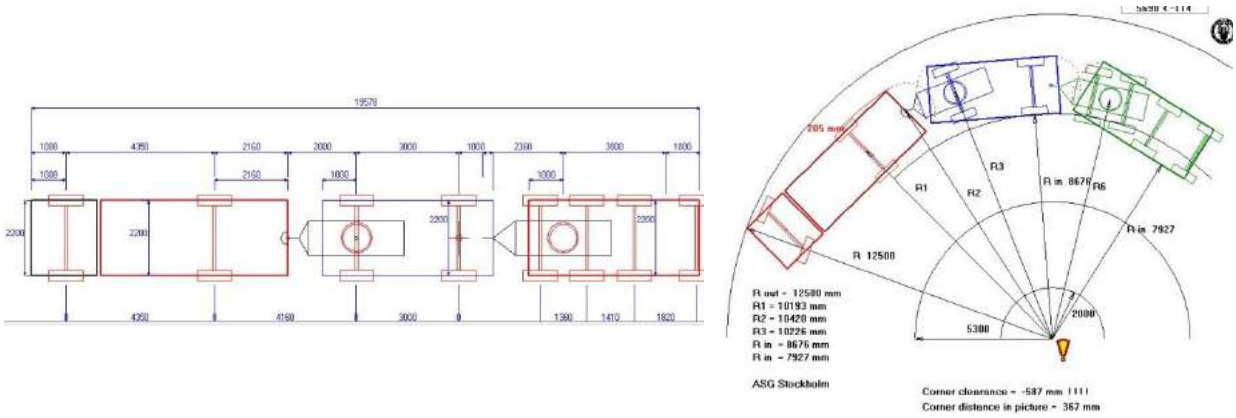
observa cómo el conjunto no es capaz de circular entre ambas circunferencias, ya que el radio interior del conjunto es 4798 mm, inferior a los 5300 mm mínimos requeridos (ver figura 9).



(a) (b)

Figura 9: Dimensionado del conjunto con una articulación (a) y su maniobra (b).

Con el objetivo de comprobar la influencia del número de articulaciones frente al giro del conjunto, el remolque utilizado en este ejemplo se descompone en dos, formando de este modo un conjunto con un vehículo tractor más dos remolques, conservando la misma longitud pero con dos articulaciones. Como se puede comprobar en la figura 10, con esta composición el conjunto de tractor más dos remolque sí sería capaz de inscribir esta curva, disponiendo un radio interior de 7927 mm.



(a) (b)

Figura 10: Dimensionado del conjunto con dos articulaciones (a) y su maniobra (b).

Por lo tanto, se puede comprobar cómo el número de articulaciones del conjunto tractor-remolque es de elevada importancia para la inscripción en curva de los conjuntos. Debido a las articulaciones, al conjunto se le dota de mayor libertad a la hora de moverse, ya que es menos rígido. Por este motivo, para vehículos extremadamente largos, se consigue su maniobrabilidad variando el número de articulaciones.

5. Conclusiones

Con este artículo se concluye que los parámetros geométricos de los vehículos y las composiciones de los conjuntos es de gran importancia para la maniobrabilidad. La realización de los ensayos físicos de cálculo de proyecciones son de elevada complejidad y costosos. Con el software aquí mencionado se consigue simplificar este tipo de cálculos así como poder diseñar vehículos y conjuntos para ver si cumplen con ciertos requerimientos de manera que no se tengan que realizar físicamente.

6. Desarrollos futuros

Con este artículo quedan abiertos una serie de estudios que aún no han sido desarrollados y que se proponen contemplar como desarrollo futuro del mismo:

- Realización del cálculo de la incertidumbre asociada al uso del software.
- Diseño de un software capaz de calcular trayectorias de giro teniendo en cuenta las consideraciones cinemáticas o dinámicas como los efectos debidos a la velocidad propia del vehículo, al modo de conducción, al peso total y su reparto suspendido y no suspendido, al reparto dinámico de pesos sobre cada eje y neumático, a la geometría de sus suspensiones, etc.

7. Bibliografía

[1] F. Aparicio. Teoría de los vehículos automóviles, ETS Ingenieros Industriales, (1995).

[2] V. Díaz. Automóviles y ferrocarriles, UNED, (2012).

[3] Directiva 70/311/CEE, relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los mecanismos de dirección de los vehículos a motor y de sus remolques, BOE, (1970).

[4] Directiva 97/27/CE, relativa a las masas y dimensiones de determinadas categorías de vehículos de motor y de sus remolques, (1997).

Ensayos de choque de autobús con maniquíes de impacto de tamaños adulto e infantiles

L. Martínez Sáez[1], A. García Álvarez[2], M. Espantaleón Ruiz[3], E. Alcalá Fazio[4]

[1]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. luis.martinez@upm.es*

[2]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. a.garcia@upm.es*

[3]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. manuel.espantaleon@upm.es*

[4]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. enrique.alcala@upm.es*

La seguridad en el transporte de personas constituye una prioridad en la sociedad actual, prueba de ello es el concepto de "visión cero", o la definición de Naciones Unidas del período 2011-2020 como la "Década de la Acción para la Seguridad Vial". El presente artículo queda alineado dentro de este plan de acción y se centra en la seguridad de los autobuses urbanos. Actualmente, no existe requisito normativo a nivel de seguridad pasiva que deban cumplir los autobuses urbanos, en parte basados en su baja velocidad de circulación.

Para verificar la seguridad pasiva en autobuses urbanos, se han realizado ensayos dinámicos de choque utilizando maniquíes de impacto instrumentados de tamaño adulto e infantil. Los maniquíes de impacto de tamaño adulto cuentan con diferente antropometría, representando a personas con un 50 y 95% percentil. Por otra parte, los maniquíes infantiles representan a niños con edades de 18 meses, 3 años y 6 años. De esta forma, se ha representado lo más fielmente posible a los diversos usuarios de los autobuses urbanos, pudiendo realizar una evaluación integral de la seguridad pasiva.

Primeramente ha sido necesario definir cuáles son las configuraciones de accidentes plausibles en entornos urbanos para definir los requisitos dinámicos del choque. Posteriormente, se han desarrollado herramientas para poder reproducir los pulsos de deceleración desarrollados en el Laboratorio. Finalmente se han realizado ensayos dinámicos de impacto, en diferentes configuraciones (orientados en sentido de la marcha o en sentido contrario), grado de ocupación (butaca doble o sencilla), etc.

El sistema de retención utilizado en autobuses urbanos, basado en la compartimentalización (al no disponer de cinturones de seguridad) ha demostrado no ser del todo eficaz. Los niños orientados en sentido de la marcha no quedan debidamente retenidos acabando en el suelo, por otra parte los maniquíes adultos impactan contra la butaca delantera con el tabique nasal con alto riesgo de fractura del mismo. En sentido contrario a la marcha, la retención de los ocupantes infantiles es correcta, sin embargo, en el caso de ocupantes adultos al no disponer de reposacabezas, se produce una gran extensión de cuello con alto riesgo de lesión.

1. Introducción

Los requisitos de las Políticas de Transporte de la UE explicitadas en el Libro Blanco, enfatizan la importancia del desarrollo del transporte público frente al uso del transporte privado, prestando especial interés en la seguridad de los pasajeros y la reducción de la contaminación. En entornos urbanos, uno de los principales modos de transporte público se realiza mediante los autobuses. Este hecho es corroborado a su vez por la Organización Mundial de la Salud en su informe sobre la situación mundial de la seguridad vial donde instan a los gobiernos que fomenten el uso de sistemas de transporte público seguros, accesibles y asequibles, puesto que es necesario aumentar la seguridad en zonas urbanas donde el tráfico está cada vez más congestionado.

Desde el punto de vista de la seguridad pasiva de los ocupantes, los autobuses urbanos cuentan con menores requisitos que los autocares, los cuales están destinados al transporte de largo recorrido. Prueba de ello, es que los autocares de largo recorrido incorporan en todas sus plazas cinturones, al menos de dos puntos de anclaje,

mientras que los autobuses urbanos no utilizan ningún tipo de cinturón de seguridad. La seguridad de los niños y de las personas en autocares ya ha sido evaluada anteriormente ([1], [2] y [3]).

En el caso de los autobuses urbanos, la seguridad se basa en el sistema de "compartimentalización" (plazas muy juntas que evitan las proyecciones de ocupantes dentro del vehículo en caso de colisión). Este tipo de sistemas es altamente utilizado en transporte escolar en los Estados Unidos de Norteamérica ([4]) y tiene su validez atendiendo a la premisa que sólo se producen choques en sentido longitudinal, no considerado configuraciones de choque de alta energía, como por ejemplo el vuelco. Este tipo de sistema de seguridad (compartimentalización) se ha utilizado para la evaluación y definición de requisitos de sistemas que ayuden a mejorar la seguridad de los autobuses urbanos cuando transportes carritos de niños ([5]).

Aunque los niveles de energía de las colisiones de los autobuses urbanos sean menores que las de los autocares de largo recorrido, su seguridad y evaluación no debe descuidarse fundamentalmente por dos motivos:

- Es un modo de transporte que se está potenciando en las ciudades, por lo que es de esperar que aumente el grado de utilización de este tipo de transporte.
- El tipo de viajeros de los autobuses, puesto que gran parte de ellos son usuarios vulnerables como por ejemplo los niños y los ancianos.

A través de datos de la EMT (Empresa Municipal de Transportes) de Madrid se ha comprobado que existen tres configuraciones (de un total de 15) donde se producen más del 75% de las lesiones. Estos modos son: colisión contra otro vehículo, maniobra de frenado y caída dentro de vehículo. Habida cuenta de estos datos, la configuración más desfavorable de estos tres modos principales es la colisión contra otro vehículo (al tener las mayores deceleraciones en el vehículo). Por lo tanto, evaluar la protección de los ocupantes que viajan en autobús en escenarios de impacto contra otro vehículo proporciona un marco de seguridad capaz de arrojar resultados favorables sobre estos tres modos principales donde se producen las lesiones.

Sin embargo, la reglamentación [6] únicamente define las condiciones de choque para autocares en impacto frontal (representando el impacto directo del autocar circulando a 30km/h contra un muro rígido). Este tipo de colisión es más severo que los escenarios descritos anteriormente para los autobuses urbanos. Es por ello que es necesario definir apropiadamente las deceleraciones sufridas por este tipo de vehículo, las cuales deberán estar en una severidad intermedia entre las definidas en el Reglamento 80R03 y las propias de maniobras de emergencia (limitadas por la adherencia de la calzada).

2. Objetivos

El objetivo principal es evaluar la seguridad de los viajeros en autobuses urbanos. Para ello, también se han planteado una serie de objetivos secundarios que serán monitorizados durante la realización de los ensayos dinámicos:

- Evaluar la resistencia estructural de las butacas (utilizando maniquíes de tamaño adulto con un 95% percentil). Como se ha mencionado anteriormente, no existen requisitos que evalúen la seguridad ante impacto de los autobuses urbanos. Una de las premisas en la evaluación de la seguridad, es que todos los elementos sean capaces de soportar el impacto sin producirse desprendimientos o roturas que puedan poner en peligro la integridad de los ocupantes.
- Capacidad de retención (compartimentalización) ofrecida. En especial para los niños que por su menor tamaño es posibles que no sean adecuadamente retenidos.
- Problemas de incompatibilidad geométrica. Se analiza si existe algún tipo de incompatibilidad en los sistemas actuales, en especial para la población infantil debido a los diferentes tamaños que presentan debido a su crecimiento.
- Propuestas de mejora. Estas propuestas pueden estar encaminadas a nuevos diseños, a la mejora de los actuales, modificaciones geométricas, etc.

3. Métodos

Para la evaluación de la seguridad de los ocupantes de autobuses urbanos en colisiones urbanas, se han realizado ensayos dinámicos a escala natural utilizando maniquíes de impacto, tanto de tamaño adulto como de tamaño infantil. Sin embargo, primeramente es necesario definir cuales son las condiciones dinámicas del ensayo. Para ello se han desarrollado modelos matemáticos en elementos finitos de autobuses y de vehículo (frontal y lateral)

representado por propiedades medias del parque de vehículos ([7] y [8]). Estos modelos han sido utilizados para la definición de los pulsos de aceleración en condiciones de choque de autobús urbano contra otro vehículo.

Dentro de los escenarios de colisiones plausibles en entornos urbanos, se ha identificado como la más desfavorable (desde el punto de vista de aceleraciones del autobús) la siguiente: "autobús urbano con muy pocos viajeros (masa del autobús 12 t) circulando a 50 km/h chocando frontalmente contra otro vehículo (masa del vehículo 2 t) que también circula a 50 km/h". Con esta configuración se ha obtenido un ΔV de 15 km/h en el autobús con deceleraciones máximas superiores a los 10 g. Un resumen de la configuración se muestra en la siguiente imagen.

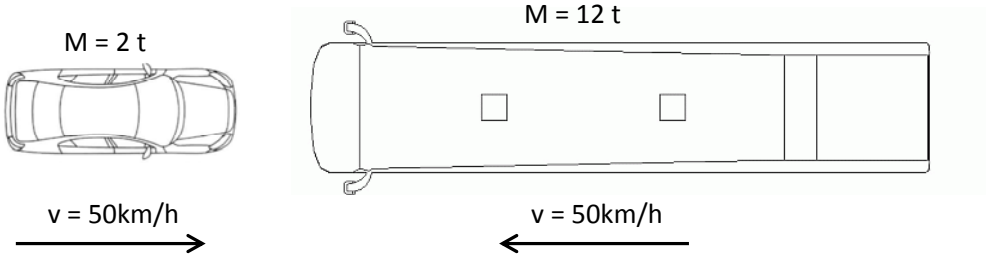


Figura 1: Escenario de colisión urbana considerado.

Se han realizado 7 ensayos de choque sobre simulador de impacto (o sled) con diferentes maniquíes, grado de utilización de las butacas y orientación. La tabla 1 muestra el resumen de los ensayos realizados junto con los maniquíes utilizados en cada uno de los ensayos dinámicos. Como se observa, se utilizan tres maniquíes de impacto de tamaño adulto y tres maniquíes infantiles.

En cuanto a los maniquíes de tamaño adulto, la unidad Hybrid III 95th corresponde con un maniquí que representa la antropometría de un 95% percentil masculino (con un peso de 101 kg). Puesto que en la butaca urbana no es posible colocar correctamente dos maniquíes de estas características, se ha utilizado la versión de tamaño intermedio (Hybrid III 50th) junto con un lastre de 23 kg en la zona de la pelvis para elevar la masa de este maniquí hasta los 101 kg. Los maniquíes con 101 kg de peso han sido utilizados para evaluar la resistencia estructural de las butacas y sus fijaciones al autobús (puesto que no existe requisito reglamentario que obligue a realizar esta verificación). Finalmente se encuentra el maniquí adulto que representa la antropometría de un 50% percentil masculino (Hybrid III 50th).

Los ocupantes infantiles están representados a través de los maniquíes de la serie Q (que constituyen los maniquíes infantiles con mayor biofidelidad [9] existentes en la actualidad). Se han utilizado las unidades Q1.5, Q3 y Q6 (el número indica la edad aproximada del niño al que representan).

Tabla 1: Resumen de los ensayo realizados

		Maniquíes					
		Adultos			**Infantiles**		
Referencia	**Orientación**	**H3-95th**	**H3-50th+23kg**	**H3-50th**	**Q6**	**Q3**	**Q1.5**
15LSP0060E05	Frontal	X	X				
15LSP0060E06	Frontal			X	X		
15LSP0060E07	Frontal				X		
15LSP0060E08	Frontal					X	
15LSP0060E09	Trasero					X	
15LSP0060E10	Trasero			X		X	
15LSP0060E11	Frontal						X

Los maniquíes utilizados incorporan numerosa instrumentación. Se han monitorizado las aceleraciones en cabeza, pecho y pelvis. Además se han registrado, utilizando células de carga, los esfuerzos (fuerzas y momentos) en el cuello y columna vertebral. Finalmente, en el maniquí de tamaño adulto (las unidades de impacto infantil no lo permiten) se han registrado los esfuerzos en las extremidades inferiores (en fémures y tibias). A modo de resumen, la tabla 2 muestra la instrumentación utilizada por cada uno de los maniquíes, así como el filtro utilizado en el postproceso según las recomendaciones de la norma [10].

Tabla 2: Instrumentación utilizada en los maniquíes (y filtro)

			Maniquíes					
			Adultos			Infantiles		
Referencia	**Orientación**	**Filtro**	**H3-95th**	**H3-50th+23kg**	**H3-50th**	**Q6**	**Q3**	**Q1.5**
Cabeza	Aceleración (X, Y, Z)	1000	X	X	X	X	X	X
Cuello Superior	Fuerzas (X, Z)	1000*	X		X	X	X	X
	Momento (Y)	600	X		X	X	X	X
Cuello Inferior	Fuerzas (X, Z)	1000				X	X	
	Momento (Y)	600				X	X	
Pecho	Aceleración (X, Y, Z)	180		X	X	X	X	X
	Deformación (X)	180		X	X	X	X	X
Columna Lumbar	Fuerzas (X, Z)	600				X	X	X
	Momento (Y)	600				X	X	X
Pelvis	Aceleración (X, Y, Z)	1000				X	X	X
Fémur	Fuerza axial (Z)	600		X	X			
Rodilla	Ligamentos (X)	180		X	X			
Tibia	Fuerzas (X, Z)	600			X			
Tibia	Momentos (Y)	600			X			

* Cuando la fuerza se multiplica por un brazo para obtener un momento, se utiliza CFC_600.

Además, se ha registrado la cinemática del impacto utilizando cuatro cámaras de alta velocidad. Dos de ellas (a color) están situadas a ambos lados del ensayo, otra situada en la zona superior para obtener una vista cenital y la cuarta cámara con una vista oblicua para tener un mayor detalle de la cinemática e información de los contactos del maniquí con la butaca (la ubicación de esta última cámara es variable dependiendo si el ensayo es de tipo frontal o trasero). Todas estas cámaras operan con una frecuencia de filmación de 1000 Hz. La figura 2 muestra un croquis con la configuración de ensayo y la ubicación de las cámaras utilizadas.

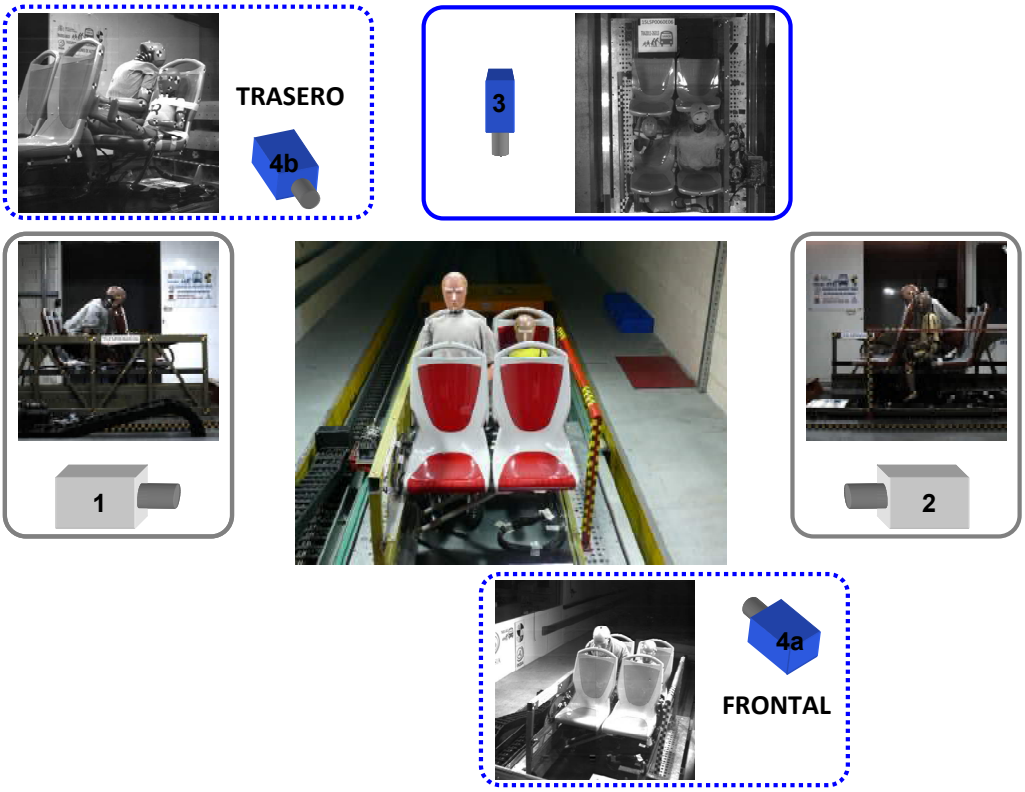


Figura 2: Esquema de las disposiciones de las cámaras de alta velocidad.

4. Resultados y análisis

Dentro de los resultados de los ensayos, primeramente se realiza un análisis de la cinemática producida en los escenarios ensayados.

Primeramente (figura 3), se muestra la secuencia de imágenes del impacto de ocupantes orientados en sentido habitual de la marcha del vehículo ("frontal"). En primera instancia se observa el maniquí Q3 que representa al niño de 3 años y en segundo plano al ocupante adulto de tamaño medio (Hybrid III 50th male). En ambos casos se observa que ambos maniquíes avanzan hacia la butaca delantera al no existir un sistema de retención (como un cinturón) que los mantenga en su propia butaca.

En el caso del maniquí adulto, el primer contacto se produce en las rodillas que impactan contra la butaca delantera a los 56 ms (llegando a alcanzar 5.2 kN de fuerza axial de compresión). Este impacto provoca la retención de la parte inferior del cuerpo del ocupante. Sin embargo, la zona superior aún no ha sido retenida y se produce un movimiento hacia delante y descendente de la cabeza hasta contactar contra el asidero de la butaca delantera a los 146 ms, llegando a alcanzar 47.6 g de aceleración resultante. El impacto de la cabeza no produce gran extensión en el cuello, sin embargo, dicho impacto se produce con la nariz del ocupante con una fuerza de impacto estimada en 2.5 kN. Posteriormente (debido a la elasticidad de la butaca precedente) el maniquí continúa con un movimiento de retorno hacia su propia butaca, quedando finalmente sentado en su butaca original.

En cuando al ocupante infantil, su cinemática es completamente diferente. El maniquí avanza hacia la butaca delantera hasta que se produce un primer contacto con las rodillas del maniquí a los 106 ms. Este contacto se ha retasado 50 ms respecto del ocupante adulto, lo cual produce que la velocidad relativa del impacto en el ocupante infantil sea superior a la del adulto. Además, durante ese período de tiempo el maniquí ya se encuentra prácticamente fuera de su asiento, siendo complicado que el maniquí retorne a su propia butaca una vez finalizado el choque. Este impacto de las rodillas no logra detener de la misma forma al maniquí (puesto que los pies no apoyan en el suelo, al contrario que el ocupante adulto). La parte superior del ocupante infantil continúa avanzando, mientras que se aumenta el ángulo entre los fémures y el torso, hasta que prácticamente el maniquí se queda completamente erguido. Posteriormente se produce un contacto de la cabeza contra la butaca precedente fundamentalmente con la frente (la localización del impacto es variable con el tamaño del maniquí dada las diferencias de tallas entre ellos). Después de este contacto, el maniquí queda prácticamente sin velocidad y cae al suelo del vehículo. Las aceleraciones registradas durante la caída del maniquí al suelo llegan en ocasiones a alcanzar la mitad del valor registrado en el impacto directo de la butaca.

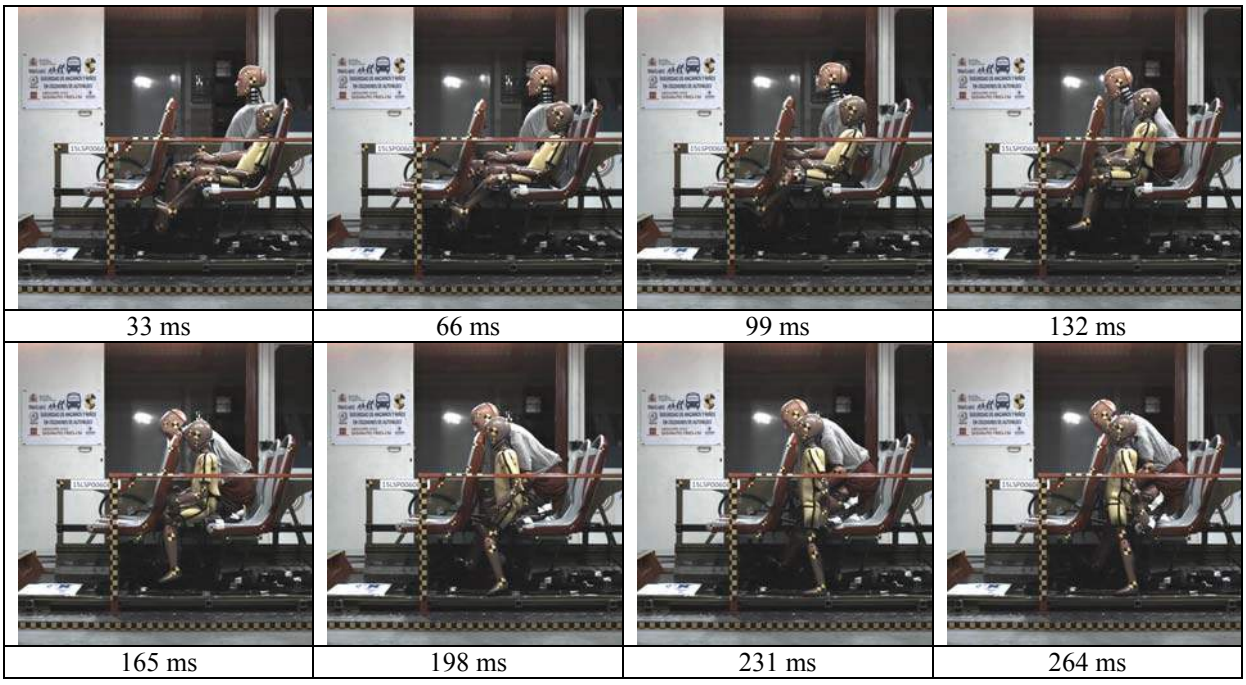


Figura 3: Cinemática del impacto frontal. Primer plano: maniquí Q3. Segundo plano: Hybrid III 50th male.

En el caso del impacto cuando los ocupantes viajan en sentido contrario de la marcha habitual del vehículo, la cinemática se encuentra en la figura 4. Se han colocado cintas de enmascarar (papel) en la zona superior del

torso de los maniquíes para evitar el movimiento durante la carrera de aceleración, estas cintas no evitan el impacto principal y se puede observar como se rompen durante la fase de rebote del mismo. Nuevamente, en primera instancia, se encuentra el maniquí infantil (Q3), mientras que en segundo plano se muestra el ocupante adulto (Hybrid III 50th male). Las butacas utilizadas en los autobuses urbanos no cuentan con reposacabezas y la altura máxima del respaldo de la butaca no es elevada (aunque depende del cada tipo de butaca, la altura de respaldo se encuentra aproximadamente a 620 mm respecto de la banqueta). Este hecho provoca que la cabeza de los ocupantes adultos no se encuentre retenida al no existir apoyo, sin embargo los niños (al tener menor estatura) sí cuentan con apoyo en la espalda y la cabeza. Para la butaca ensayada, el límite del apoyo de la cabeza se encuentra entre el maniquí de 10 años y el 5% percentil femenino, es decir, ocupantes con una estatura entre los 140 y 150 cm.

En el caso del ocupante adulto, como se ha mencionado anteriormente, no existe apoyo de la cabeza produciéndose un movimiento hacia atrás de la cabeza, con la consecuente extensión en el cuello. Utilizando herramientas de seguimiento de imágenes, se ha registrado que el ángulo de extensión del cuello es de 98º y este movimiento ha quedado limitado cuando se produce el contacto del occipucio (zona occipital de la cabeza) contra la parte posterior del respaldo de su propia butaca (a los 134 ms) incrementando la aceleración de la cabeza hasta los 34 g. El momento en extensión ha alcanzado los 62 Nm (superando el límite establecido en la normativa de impacto frontal en turismos [11], donde el impacto se realiza a 56 km/h). En cuanto a la retención del resto del cuerpo, se realiza satisfactoriamente. La butaca soporta correctamente el impacto sin roturas, desprendimientos o deformaciones que pongan en riesgo a los ocupantes.

Para el maniquí infantil (Q3), la protección ofrecida por la butaca en sentido contario de la marcha es correcta, puesto que existe contacto en toda la espalda y la cabeza. Se observa como debido a la pequeña inclinación del respaldo, también se produce un pequeño movimiento ascendente del ocupante. Las aceleraciones máximas del maniquí se encuentran entre los 15 y los 21 g (valores contenidos, puesto que la aceleración máxima del choque es de 11.6 g, por lo tanto se ha producido un incremento pequeño en las aceleraciones registradas). Finalmente, debido a la elasticidad de la butaca (en parte por la carga del ocupante adulto), el maniquí adquiere una velocidad de rebote y hace que finalmente acabe en el suelo, produciéndose valores de aceleración alrededor de los 15 g (muy similares a los del impacto principal, pero estos últimos de menor duración).

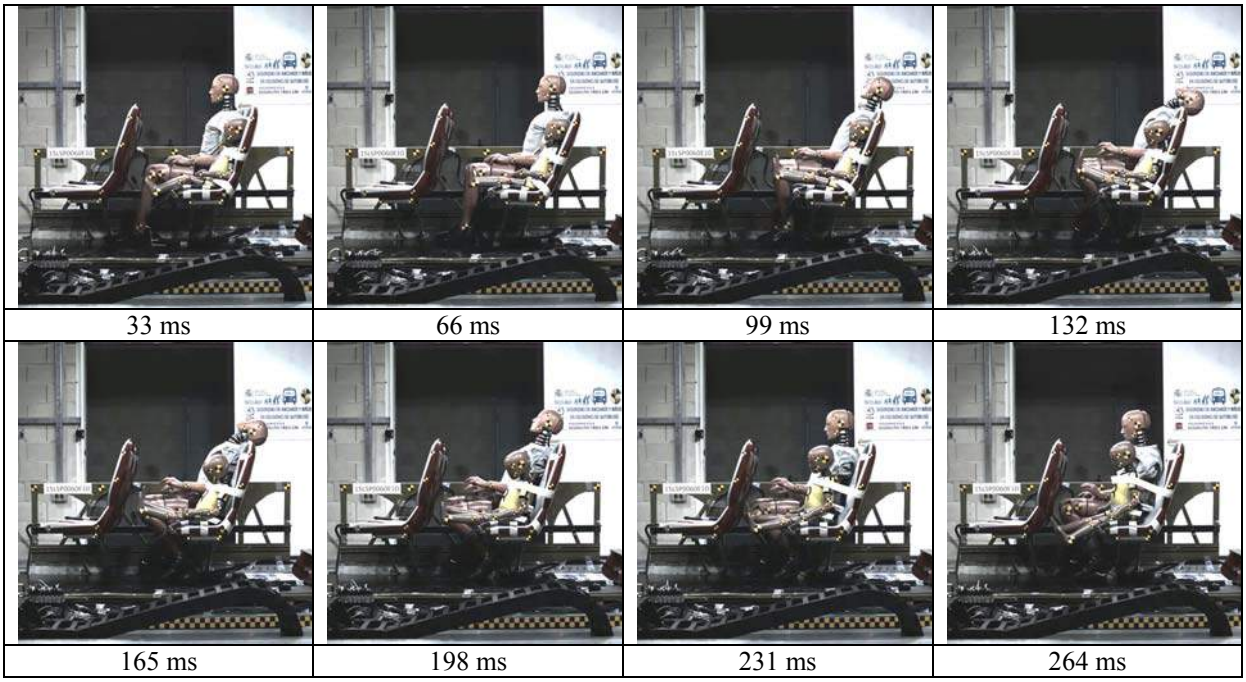


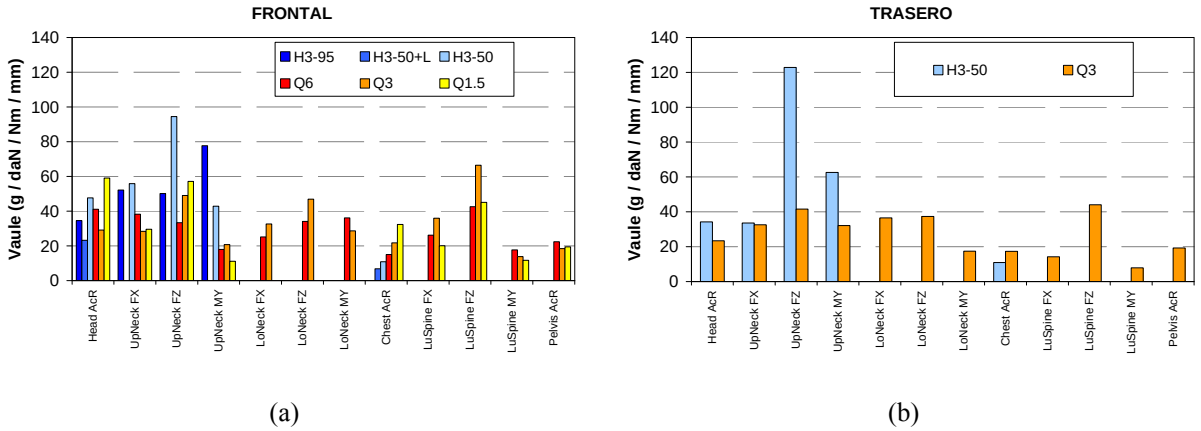
Figura 4: Cinemática del impacto trasero. Primer plano: maniquí Q3. Segundo plano: Hybrid III 50th male.

En la figura 5 se muestra una representación gráfica de las principales señales registradas por los maniquíes. En colores azules se encuentran los maniquíes adultos, mientras que la gama de colores de transición del rojo al amarillo representan a los maniquíes infantiles. Se han colocado las unidades en “g” (aceleración), “daN” (fuerzas) y “Nm” (momentos) para tener una escala compatible con la representación gráfica.

Como se observa, en el impacto trasero los valores máximos obtenidos son menores que en el impacto frontal exceptuando la fuerza de tracción del cuello y su momento en extensión del maniquí de tamaño adulto (debido a

la falta de apoyo de la cabeza reflejada anteriormente). El resto de valores se mantienen en valores bajos en términos absolutos.

Relativo al impacto frontal, no se observa una tendencia clara en las señales de los maniquíes infantiles (en base al incremento de la estatura). Este hecho se debe a que la interacción de las piernas cambia la forma de cargar en la zona superior del cuerpo. El maniquí Q1.5 es el maniquí que golpea con mayor velocidad relativa y obtiene las mayores deceleraciones en el pecho (zona de mayor concentración de la masa), además la cabeza del Q1.5 golpea en una zona más rígida del respaldo (tanto el Q3 como el Q6 golpean en el asidero que tiene una mayor elasticidad, disminuyendo las aceleraciones registradas respecto del Q1.5).



(a) (b)

Figura 5: Valores pico de las principales señales. (a) Sentido marcha - frontal. (b) Sentido contrario de la marcha - trasero.

5. Conclusiones

De acuerdo a los resultados de los ensayos dinámicos, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Las butacas han soportado las cargas sin presentar desprendimientos, fracturas o roturas que puedan poner en peligro la integridad de los ocupantes. Se han registrado lecturas de fuerza en fémures superiores a 5 kN. Este valor puede ser de utilidad en el caso de desarrollar requisitos de resistencia en butacas o elementos interiores en este tipo de vehículos.
- La configuración potencialmente más peligrosa se ha registrado para ocupantes adultos orientados en sentido contrario a la marcha. Al no existir apoyo de la cabeza se produce un movimiento de extensión en el cuello superior a 90º, existiendo claro riesgo de lesión (ha superado los valores de referencia establecidos en normativa). Este movimiento de extensión ha estado "limitado" por el contacto de la zona occipital de la cabeza contra la parte trasera de la propia butaca. Es necesario realizar mejoras (incrementar la altura de las butacas, ubicar las butacas en sentido contrario de la marcha contra paneles separadores u otras) para evitar las lesiones en cuello.
- En el impacto frontal, se han detectado valores de fuerza elevados en el impacto de la cara del maniquí adulto contra la butaca precedente, pudiéndose producir fractura del tabique nasal.
- La retención (compartimentalización) ofrecida a los niños cuando van en sentido de la marcha es deficiente, todos los maniquíes infantiles acaban en el suelo (y no en su butaca original). Los valores registrados no han sido elevados en términos absolutos. Sin embargo, cuando van orientados en sentido contario de la marcha, los valores registrados se reducen drásticamente y se mejora significativamente la retención del menor (aunque se han producido ensayos donde el maniquí infantil también ha finalizado el ensayo en el suelo).
- En el caso de los ocupantes infantiles, la protección ofrecida es superior cuando van orientados en sentido contrario de la marcha del vehículo. Sin embargo si no existe apoyo de la cabeza (según se aumente la talla del ocupante) esta configuración es más insegura que viajar en sentido de la marcha.
- En los ensayos realizados no se ha registrado una interacción entre los ocupantes, es decir, el contacto entre los ocupantes de butacas dobles no influye en las prestaciones de seguridad ofrecida

(independientemente si los ocupantes son adultos o es un adulto y un niño). No se han encontrado diferencias significativas entre el comportamiento de la butaca doble y la butaca simple.

Dentro de las limitaciones del presente estudio, se han identificado las siguientes:

- Se ha ensayado un modelo particular de butaca de autocar urbano. Aunque los diseños actuales son similares entre los distintos fabricantes, los resultados dinámicos pueden ser diferentes.
- Existen configuraciones de disposición de asientos que no han sido ensayadas, como por ejemplo: la configuración de bahía (donde los ocupantes se miran entre sí, es decir, unos orientados en sentido de la marcha y otros en sentido contrario), butacas situadas a distintas alturas y ocupantes de pié (dificultad en la utilización de maniquíes).

6. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer al Ministerio de Economía y Competitividad, a través del Plan Nacional de I+D+i SANCA ("Seguridad de Ancianos y Niños en Colisiones de Autobuses") con referencia TRA2011-26313, por su contribución en el desarrollo de este trabajo. También se desea agradecer la participación de la Comunidad de Madrid, mediante el programa de actividades SEGVAUTO-TRIES ("Seguridad de los Vehículos Automóviles, por un Transporte Inteligente, Eficiente y Seguro") con referencia S2013/MIT-2713.

7. Referencias

[1] L. Martínez, A. García, E. Alcalá, M. Espantaleón. Child frontal impact safety in coaches. 22nd ESV 11-0383.

[2] L. Martinez, T. Vicente, A. García, E. Alcalá, F. Aparicio. Analysis of coaches rows seats distance influence on the passengers comfort and safety. 21st ESV 09-0197.

[3] L. Martinez, A. García. Estudio de prescripciones técnicas para la mejora de la seguridad infantil en vehículos de transporte colectivo. IX Congreso de Ingeniería del Transporte.

[4] Elias J.C, Sullivan L.K, McCray L.B. Large Scholl bus safety restraint evaluation – Phase II. 18th ESV. Paper No 313. 2003.

[5] L. Martínez, A. García, M. Espantaleón, E. Alcalá, J. Dols. Analysis of Children Strollers and Prams Safety in Urban Buses. 24th ESV 15-0175W

[6] WP29, 2016; Regulation 80R03 - Uniform provisions concerning the approval of seats of large passenger vehicles and of these vehicles with regard to the strength of the seats and their anchorages. UNECE.

[7] Sánchez M, Abellán D. Development of new deformable barriers for testing vehicle performance in different crash configurations. International Journal of Crashworthiness DOI:10.1080/13588265.2015.1018702.

[8] E. Alcalá, D. Arribas, Á. Martín, L. Martínez, A. García. Modelos de colisión de autobuses urbanos. Congreso Iberoamericano de Ingeniería mecánica ciudad de La Plata 2013.

[9] EEVC WG12-18. Q-dummies Report. Advanced Child Dummies and Injury Criteria for Frontal Impact. WG12-18 Report Document No 514. April 2008.

[10] SAE J211 – Part1. Instrumentation for Impact Test - Part 1 - Electronic Instrumentation.

[11] WP29, 2016; Regulation 94R03 - Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision. UNECE..

Simulación y Ensayo de Contenedores de Baterías para Vehículos Eléctricos bajo Solicitaciones de Choque

L. Martínez Sáez[1], J. Rivera Hoyos[2], M. Espantaleón Ruiz[3], A. García Álvarez[4]

[1]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. luis.martinez@upm.es*

[2]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. javier.rivera@upm.es*

[3]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. manuel.espantaleon@upm.es*

[4]*INSIA, Universidad Politécnica de Madrid. a.garcia@upm.es*

Actualmente, la reducción de peso en los vehículos es un objetivo prioritario por diversos factores, entre los que destaca la creciente preocupación por el deterioro del medio ambiente, la reducción de la demanda energética o reducir el impacto medioambiental. Este hecho es de especial importancia en los vehículos híbridos y eléctricos dada la necesidad de incorporar acumuladores de energía eléctrica o baterías, los cuales aportan una masa adicional de consideración en el vehículo. En este contexto, el uso de materiales plásticos como elementos estructurales supone un reto tecnológico.

El presente artículo está enfocado en el desarrollo de un contenedor de baterías para un vehículo eléctrico de la categoría N2 (vehículos destinados al transporte de mercancías de más de 3,5t y menos de 12t) en material termoplástico que sea capaz de soportar las solicitaciones de choque. El contenedor de baterías en este tipo de vehículos es muy pesado, cuenta con grandes dimensiones y está unido al chasis del vehículo, es decir, debe soportar unos requisitos estructurales importantes. Estas características dificultan el diseño de este tipo de contenedores en material plástico. Por el contrario, en el caso de turismos con propulsión híbrida, los contenedores tienen unos tamaños mucho más reducidos (al tener menores energía acumulada) y las labores de protección ante choque las realiza la propia estructura del vehículo.

El desarrollo del contenedor de baterías se apoya en modelos de elementos finitos representando las cargas dinámicas de los choques en cinco direcciones (dos longitudinales, dos transversales y una vertical). Se han tenido en cuenta factores de influencia de la temperatura (que afecta a las propiedades mecánicas de los materiales plásticos), así como de la velocidad de deformación. Finalmente, una vez obtenido un diseño capaz de cumplir con las especificaciones, se han realizado ensayos de validación a escala real con prototipos físicos del contenedor. Las actividades descritas en este artículo se han desarrollado dentro del proyecto europeo OPERA4FEV.

1. Introducción

La industria de los vehículos híbridos y eléctricos está teniendo gran relevancia en la actualidad, dentro del debate mundial sobre la movilidad humana sostenible y ambientalmente amigable. Por esta razón, se hace necesaria la investigación y el desarrollo de nuevos componentes en aras de conseguir el objetivo planteado de forma que mejoren el rendimiento y, por consiguiente, la autonomía de este tipo de vehículos [1]. El proyecto europeo, del 7º Programa Marco de la UE, OPERA4FEV (*OPerating RAck For Full-Electric Vehicle*) tiene como objetivo el desarrollo de un contenedor de baterías en un material termoplástico con premisas de "eco-diseño" [2], destinado a ser instalado en un vehículo industrial de la categoría N2 (vehículo destinado al transporte de mercancías con una masa superior a las 3,5t e inferior a las 12t), como el mostrado en la figura 1.

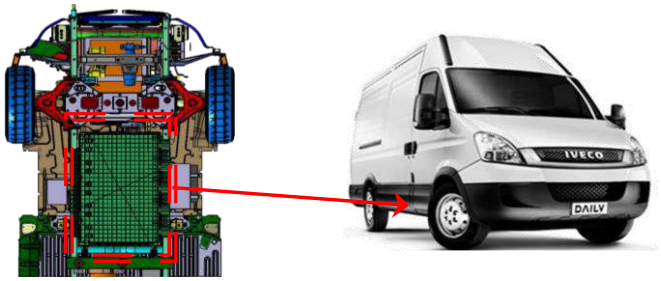
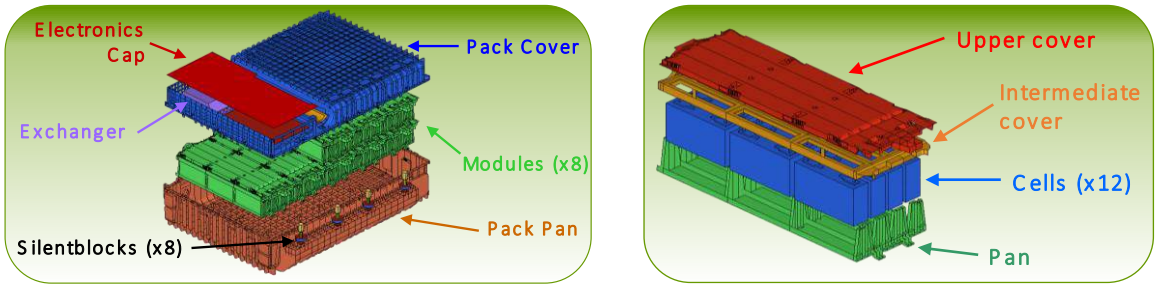


Figura 1: Instalación del contenedor de baterías en la parte inferior del vehículo de categoría N2.

Dentro de los requisitos de diseño, las condiciones de seguridad imponen grandes restricciones puesto que es necesario evaluar las prestaciones dinámicas del contenedor en el caso de producirse un choque. Además es necesario analizar el riesgo potencial para el vehículo y sus ocupantes en el caso de producirse algún fallo (rotura, explosión) en una o más baterías, proporcionando contramedidas para controlar las consecuencias de estos fallos. Además, se han definido los requisitos que el material plástico debe cumplir con base a diferentes requisitos: reciclabilidad, coste, propiedades ignífugas, propiedades mecánicas, resistencia a abrasivos, etc. Finalmente, el material utilizado para el contenedor de baterías es un polipropileno reforzado con un 30% de fibra de vidrio (PP1515G30V0), al cual se le han añadido un alto grado de aditivos para mejorar la capacidad ignífuga del producto final. El objetivo con el uso de materiales plásticos es conseguir una reducción cercana al 25% en el peso respecto a soluciones tradicionales, manteniendo el resto de prestaciones (en especial la seguridad frente al choque del vehículo). La figura 2 muestra los componentes principales del contenedor de baterías que está constituido por dos carcasa en cuyo interior se almacenan las baterías de litio-ion almacenadas en 8 módulos de 12 baterías cada uno. Además, el contenedor de baterías incluye todos los elementos para la refrigeración de los componentes, la gestión de la electrónica, elementos de seguridad eléctrica, etc. El uso de este tipo de material, buscando la disminución de peso en componentes con un alto compromiso estructural en situaciones de choque, representa un gran reto tecnológico en ingeniería [3].



(a) (b)

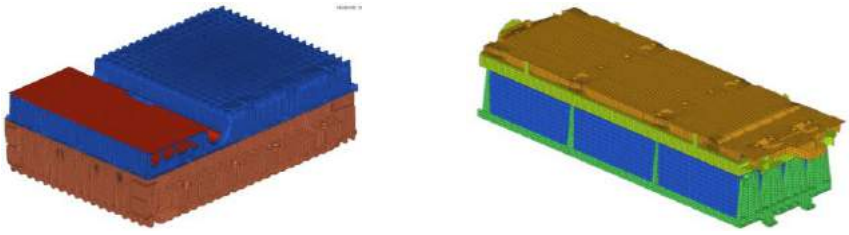
Figura 2: Contenedor de baterías para un vehículo de categoría N2 con sus componentes internos (a) y sub-ensamble de uno de los ocho módulos de baterías (b).

2. Métodos

Se ha desarrollado una metodología integral [4] para la evaluación, el desarrollo y validación del contenedor de baterías. Esta metodología se apoya en el uso de herramientas CAE sometiendo al contendedor de baterías a simulaciones virtuales de choque. Dentro de los requisitos establecidos, el diseño final debe ser capaz de conservar su integridad (permanecer fijado al vehículo) y no presentar roturas en la superficie externa, manteniendo confinados los componentes internos en caso de choque. Posteriormente, se fabricaron los prototipos reales para la validación mediante ensayos físicos de contraste.

2.1. Simulación en elementos finitos.

Para la realización de la simulación en elementos finitos, es necesario incorporar un modelo con geometría tridimensional. Para ello se han tomado modelos desarrollados en CAD con el diseño original (basado en la experiencia del fabricante). Este modelo original posteriormente será modificado para incrementar sus prestaciones ante el choque. Se han utilizado herramientas específicas para realizar las fases de mallado, pre-procesamiento, procesamiento y post-procesamiento. La primera fase tiene como objetivo generar un modelo con características geométricas equivalentes a las del modelo de partida, identificando cada una las diferentes superficies de cada una de las piezas que conforman el contenedor (ver mallado del diseño final obtenido).



(a) (b)

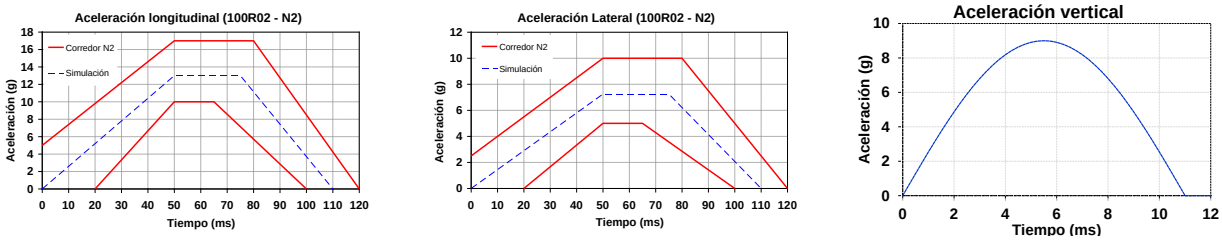
Figura 3: Mallado de los diferentes componentes. (a) Carcasas exteriores. (b) Módulo de baterías.

Para el mallado se eligen elementos del tipo shell (2D), con un tamaño mínimo de 1 mm (la decisión del tamaño mínimo de elementos es una decisión de compromiso entre la precisión geométrica, calidad de la malla y coste computacional), con los que se conforman las superficies en el modelo de elementos finitos. Para la representación de los componentes de fijación (como tornillos), son utilizados elementos tipo BEAM o RBODY (1D). Además, es necesario asignar correctamente las propiedades de los materiales y espesores de cada una de las piezas. Para la caracterización del material termoplástico (material del que dependen las prestaciones dinámicas del contenedor de baterías), se han realizado ensayos de tracción sobre probetas normalizadas del polímero de acuerdo a las prescripciones definidas en la norma UNE-EN ISO 527-2. Además, se han diseñado ensayos para tener en cuenta el cambio de las propiedades mecánicas en función de la temperatura (al ser un material plástico) y de la velocidad de deformación (al tratarse de un choque), para ello se han realizado ensayos sometiendo a las probetas a tres velocidades y tres temperaturas diferentes, como se muestra en la tabla 1. Para representar el comportamiento mecánico del material plástico (PP1515G30V0) se utilizó la formulación del modelo de material de Johnson-Cook. Se seleccionó esta formulación matemática debido a que tiene en cuenta los fenómenos de endurecimiento por deformación e influencia de la velocidad de deformación.

Tabla 1: Condiciones del ensayo de tracción para el material PP1515G30V0.

TEMPERATURA DEL ENSAYO.	**VELOCIDADES DE ENSAYO.**		
(ºC)	**(mm/ms)**		
-20	0,1	1,2	8,3
+20	0,1	1,2	8,3
+60	0,1	1,2	8,3

Las condiciones dinámicas del choque se han tomado de la reglamentación vigente, el Reglamento 100 de las Naciones Unidas en su anexo 8C [5]. Las prescripciones señaladas en el R100, establecen un corredor de aceleraciones, delimitado por un perfil máximo y uno mínimo en función de la categoría a la que pertenece el vehículo. Este reglamento define las condiciones dinámicas para los impactos longitudinales y laterales y sus condiciones se han incorporado en los modelos de simulación, tomándose un perfil promedio tal y como se muestra en la figura 4 (a-b). Adicionalmente, como requisito de desarrollo del contenedor de baterías, se han comprobado sus prestaciones ante solicitación vertical, para ello se ha seguido el perfil de carga descrito en las recomendaciones del documento de trabajo de la UNECE St/SG/AC.10/C.3/2010/72 [6].



(a) (b) (c)

Figura 4: Perfiles de aceleración para pruebas virtuales, según prescripciones del Reglamento 100, para ensayos en dirección longitudinal (a), lateral (b) y vertical (c).

2.2. Ensayos de choque en laboratorio.

Una vez finalizado el diseño, se fabricaron prototipos físicos a escala real para realizar las pruebas de validación. Se han diseñado los ensayos de choque en el laboratorio en dos fases: en la primera fase con contenedores de baterías no funcionales (donde sus componentes internos tales como baterías, elementos de refrigeración y componentes electrónicos, fueron reemplazados con lastres de aluminio y acero, tratando de emular la masa y el volumen de los componentes originales – figura 5), y una segunda fase con contenedores de baterías completamente funcionales (figura 6). El objetivo de la primera fase es realizar una validación de los elementos estructurales sin necesidad de incorporar elementos activos que puedan aumentar la peligrosidad de la prueba (en caso de fallo, pudiéndose producir explosiones). Una vez que se han verificado estructuralmente los elementos, se realizan los ensayos de la segunda fase con contenedores funcionales. La primera fase de validación cobra un

gran interés puesto que solamente se dispone de un único set de baterías y material eléctrico (por el elevado coste de los mismos), por lo tanto para la realización de los ensayos de la segunda fase ha sido necesario desmontar, sustituir los componentes mecánicos (en plástico) y volver a montar para ensayar en otra configuración. El objetivo de la segunda fase en una verificación integral del contenedor de baterías, donde no sólo se prueba la resistencia estructural sino que se verifica la estabilidad de los componentes eléctricos y si el contenedor continúa siendo funcional después del choque.



(a) (b) (c)

Figura 5: Ensamble del contenedor de baterías con lastres de reemplazo de las piezas originales. Módulo de baterías (a), intercambiador de calor (b) y componentes electrónicos y de control (c).

Finalizado cada uno de ensayos, se realizó una inspección visual del conjunto del contenedor en busca de fisuras en los componentes externos (carcasa). Además, en los ensayos de la segunda fase (con contenedor de baterías funcional) se monitorizó el estado eléctrico del contenedor, así como de cada uno de los módulos de forma individual. Posteriormente se procedió al desmontaje de cada una de las piezas, determinando los daños producidos en la prueba de deceleración.



(a) (b)

Figura 6: Contenedor de baterías con sus componentes originales. Montaje del cableado y de los módulos de baterías de ion-Litio (a) y ensamble de la cubierta superior junto al sistema de refrigeración y control (b).

Los ensayos físicos de laboratorio se realizaron igualmente en las cinco direcciones diferentes de aplicación de la carga: dos en situación de carga longitudinal (trasero y frontal), dos en dirección transversal (lateral derecho e izquierdo) y uno final para representar el caso de choque vertical.

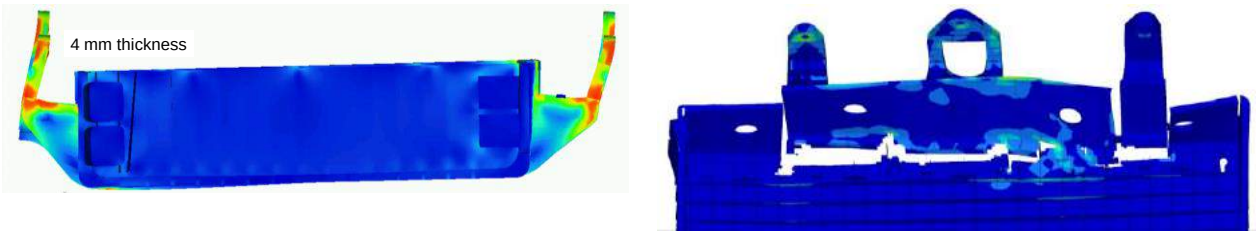
3. Resultados

A continuación se muestran los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas durante el proceso de diseño y optimización de los elementos constituyentes del contendor de baterías. Además, se muestran los resultados de los ensayos de laboratorio realizados con los con prototipos físicos.

3.1. Resultados ensayos virtuales.

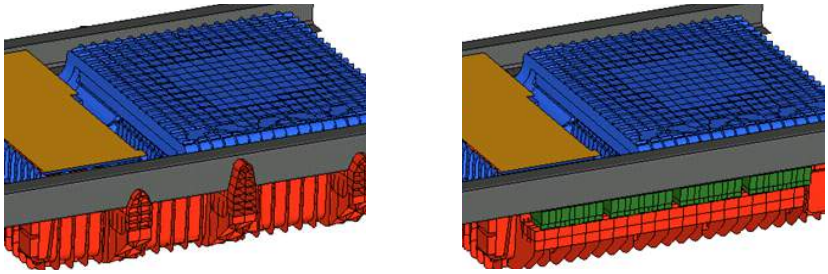
Durante la fase de diseño, y debido a las grandes restricciones del diseño (tipo de material, dirección de desmolde, espesores, requisitos de refrigeración...) se han realizado más de doscientos (200) ensayos virtuales encaminados a la consecución de un diseño optimizado del contenedor capaz de soportar los esfuerzos generados sobre los componentes de plástico, sin presentar roturas externas en la carcasa [7]. Como se observa en la figura 7, en el modelo inicial del contenedor (realizado por el fabricante y basado en la experiencia) se producían grandes roturas sobre los soportes laterales cuando este fue sometido a cargas transversales. Este tipo de roturas, junto con los requisitos de diseños, no eran compatibles por lo que se tuvo que rediseñar completamente el sistema de unión a la estructura del vehículo. De este modo, se pasó de tener seis puntos de anclaje con soportes

independientes, a una solución de anclaje (con ocho puntos de fijación al chasis) de forma continua (figura 8) que mejorara la resistencia mecánica ante choques de impacto lateral.



(a) (b)

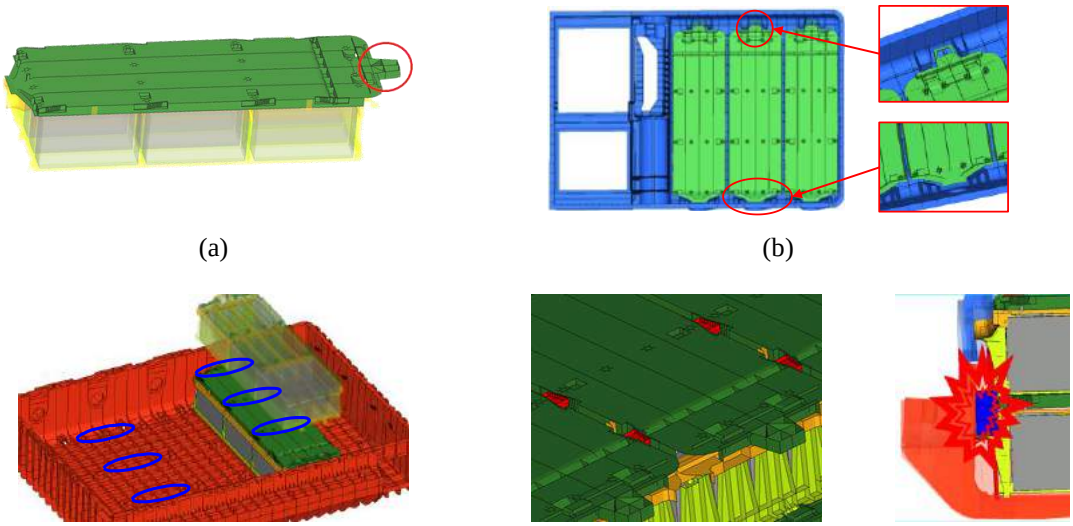
Figura 7: Resultados ensayos virtuales del modelo original (deformaciones y roturas).



(a) (b)

Figura 8: Evolución del diseño de los soportes laterales del contenedor de baterías. Diseño inicial (a) y diseño de un soporte continuo con cuñas laterales (b).

Una vez que se mejoró significativamente el comportamiento general en los soportes (las roturas producidas necesitaban de un cambio drástico en el diseño), aún se producían roturas en la superficie exterior de las carcasas. Estas roturas se ocasionaban por el movimiento interior de los elementos constitutivos del contenedor de baterías, como por ejemplo los módulos. Por ello se diseñaron diferentes elementos de seguridad de forma que se combinasen zonas de alta rigidez, áreas de absorción de energía, zonas de interacción de diferentes elementos, etc. De este modo, se consigue gestionar de forma eficiente los caminos de carga en cada una de las direcciones de impacto, evitando que se produzcan roturas en la superficie exterior del contenedor.



(a) (b)

(c) (d) (e)

Figura 9: Modificaciones de los componentes internos del contenedor de baterías para mejorar la disipación de la energía.

En la figura 9 se muestran los elementos de seguridad más relevantes incorporados en la zona interior. Entre estos sistemas se encuentran la adición de superficies salientes (9a); resaltes para restringir los movimientos laterales de los módulos de las baterías superiores (9b); uniones macho-hembra para incrementar la interacción entre dos piezas (9c); elementos en forma de cuña para limitar el movimiento relativo entre los módulos para los impactos longitudinales (9d); dispositivos de choque para modificar el camino de carga en los impactos laterales disminuyendo las cargas de la carcasa superior, redirigiéndolas a la inferior (9e).

Finalmente y para aumentar la durabilidad del contenedor de baterías, se incorporó en el diseño un sistema que redujera el efecto de la transmisión de las vibraciones del vehículo al contenedor, a través de un sistema de doble "*silent block"* en cada uno de los apoyos (figura 10). Finalmente, se congeló el diseño para poder realizar los moldes para la fabricación física de prototipos con el cumplimiento de todos los requisitos de choque impuestos inicialmente. El modelo final en elementos finitos del contenedor de baterías, está compuesto más de seiscientos mil (600.000) nodos y elementos.

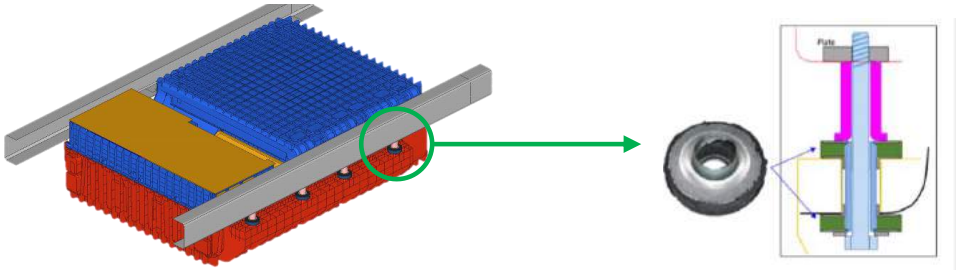


Figura 10: Diseño final del contenedor de baterías con el sistema de amortiguación de vibraciones.

El desarrollo de los modelos se ha efectuado con las propiedades de material a +60ºC, al ser la condición más desfavorable en cuanto a la resistencia mecánica (con una reducción del 40% de resistencia máxima y una reducción del 50% en absorción de energía respecto del material a +20ºC). Sin embargo, los ensayos reales no pueden realizarse a +60ºC (por imposibilidad física del laboratorio). El apoyo del modelo de simulación ha sido fundamental en esta etapa, puesto que se han realizado simulaciones con el material a +20ºC para predecir cuales deben ser las condiciones dinámicas que deben realizarse en los ensayos físicos para producir las mismas cargas que con el material a +60ºC. Por otra parte, el contenedor de baterías está diseñado para que no supere los +50ºC durante su funcionamiento, por lo tanto, verificar su comportamiento con temperaturas más elevadas se encuentra del lado de la seguridad.

3.2. Resultados ensayos de laboratorio.

Los ensayos de choque reales se realizaron en el Laboratorio de Seguridad Pasiva del INSIA (Instituto de Investigación del Automóvil), perteneciente a la Universidad Politécnica de Madrid. Las pruebas se realizaron con un doble objetivo: por una parte realizar una validación de los modelos matemáticos desarrollados (verificando la calidad de los mismos y si pueden ser utilizados como predictores del comportamiento para futuras configuraciones o diseño); y por otro lado, verificar en condiciones reales las prestaciones de materiales plásticos como elementos estructurales en la fabricación de contenedores de baterías. Como aplicación práctica se realizan los ensayos conforme al reglamento 100 para la categoría N1 (vehículos destinados al transporte de mercancías de hasta 3,5t) que tiene unos requisitos dinámicos más estrictos que para la categoría N2, puesto que los ensayos se realizan a +20ºC tal y como indica la normativa.

En total, se realizaron trece ensayos en el laboratorio, ocho de ellos con contenedores inertes (con lastres de reemplazo en acero y aluminio), de acuerdo a la primera fase indicada en la metodología y los cinco restantes haciendo uso de contenedores totalmente funcionales (con los componentes eléctricos y electrónicos originales) destinados a la segunda fase y verificación del reglamento 100 en categoría N1.

La severidad de los ensayos dinámicos estuvo asistida por los modelos de elementos finitos desarrollados. Se seleccionaron diferentes velocidades, aceleraciones y direcciones de impacto con el objetivo de monitorizar distintos grados de carga. Uno de los objetivos principales de los ensayos de choque consistía en la verificación del umbral de fallo del contenedor (monitorizando pequeñas roturas). Generalmente, en ensayos destructivos, el momento de rotura es crítico e inestable, de forma que cuando se inicia la rotura se propaga rápidamente produciendo un fallo catastrófico. Además, también se realizó un ensayo de alta severidad verificando la rotura total del contenedor de baterías. La tabla 2 muestra un resumen de las principales características de la severidad del impacto en los ensayos de la primera fase (contenedor de baterías con balastos de reemplazo de los elementos activos).

Tabla 2: Descripción ensayos realizados con el contenedor de baterías inerte.

ID ENSAYO	DIRECCIÓN DE LA CARGA	DELTA VELOCIDAD (ΔV)	ACELERACIÓN MÁXIMA ALCANZADA
E07	*Longitudinal*	*32 km/h*	*15g*
E08	*Longitudinal*	*42,5 km/h*	*21g*
E09	*Longitudinal*	*54 km/h*	*29g*
E10	*Longitudinal*	*50 km/h*	*25g*
E11	*Lateral*	*27,5 km/h*	*14g*
E14	*Vertical*	*13 km/h*	*10,5g*
E18	*Longitudinal*	*48,8 km/h*	*23g*
E19	*Lateral*	*25 km/h*	*11g*

Para los ensayos con los contenedores totalmente funcionales (segunda fase), se realizaron cinco ensayos, uno para cada dirección diferente de aplicación de la carga. El cambio de velocidad en los ensayos longitudinales (frontal y trasero) de 48,5 km/h (con una aceleración pico de 22g), en los ensayos laterales el cambio de velocidad fue de 24,5 km/h (con una aceleración pico de 11,5g) y finalmente se realizó la verificación de impacto vertical con un cambio de velocidad de 12,5 km/h y pico de aceleración de 10g. Las condiciones de impacto longitudinal y lateral han seguido los requisitos estipulados en el reglamento 100 para la categoría N1. La figura 11 muestra las diferentes configuraciones de los ensayos con contendor de baterías completamente funcional.

Los resultados de los ensayos fueron satisfactorios, cumpliendo los requisitos del reglamento 100. No se reprodujeron roturas de las carcasas exteriores (aunque se han detectado pequeñas roturas en los elementos interiores). Además, las baterías, electrónica y el sistema de refrigeración han soportado cada uno de los ensayos (sin material de reemplazo) y a la finalización de todos los ensayos el contenedor de baterías se encuentra en estado funcional.



Figura 11: Configuración de los ensayos reales realizados en el LSP de la UPM.

4. Conclusiones

Mediante un proceso de diseño iterativo y el análisis por elementos finitos del comportamiento mecánico de un contenedor de baterías, fue posible obtener un producto final con grandes prestaciones de seguridad y un alto grado de integridad estructural frente a eventos de choque. Con la realización de ensayos virtuales de choque, así como de ensayos reales de deceleración en laboratorio, se demostró la capacidad que tiene el contenedor desarrollado dentro del proyecto OPERA4FEV, de soportar las cargas definidas dentro del Reglamento 100 para vehículos de la categoría N1, en condiciones de temperatura de operación de +20ºC.

La utilización del material termoplástico reforzado con fibra de vidrio en la fabricación del contenedor ha permitido una reducción en el peso total del conjunto, consiguiendo mejorar la eficiencia energética entre un 10% y un 15% respecto a las soluciones tradicionales.

Gracias a la utilización de los modelos de elementos finitos se han realizado cambios en el diseño que han incrementado en más de cinco veces la capacidad de absorción de energía con un incremento inferior al 2% de la masa total del contenedor de baterías. Además, el diseño de partida estaba realizado en base a la experiencia del fabricante, sin embargo las piezas fabricadas anteriormente por el mismo no tenían tan altos requisitos de resistencia ante choque.

Por último, el análisis del comportamiento mecánico de componentes plásticos mediante ensayos virtuales, permite un proceso de optimización más eficiente y más económico en las etapas de diseño y fabricación de piezas, puesto que las grandes dimensiones del contenedor de baterías implica un coste muy elevado de fabricación de las matrices para la posterior fabricación de los mismos.

5. Agradecimientos

Este trabajo fue financieramente soportado por la Comisión Europea, en el marco del proyecto OPERA4FEV dentro del programa FP7-2011-GC-Almacenamiento electroquímico, con número de contrato SCP1-GA-2011-285671. Parte de esta investigación fue financiada por la Comunidad de Madrid a través del programa SEGVAUTO-TRIES. Seguridad de los vehículos Automóviles, por un Transporte Inteligente, Eficiente y Seguro, con número de contrato S2013/MIT-2713.

6. Referencias

[1] Thierry Coosemans et al, Lightweight and Integrated Plastic Solutions for Power Battery Racks in Electric Vehicles, In E. Briec, & B. Müller (Eds), Electric Vehicle Batteries: Moving from Research towards Innovation (pp 61-70), Springer International Publishing, (2015). ISBN 978-3-319-12705-7.

[2] OPERA4FEV Project aims to manufacture electrical vehicle cheaper and lighter by using thermoplastic solutions for battery racks. OPERA4FEV PROJECT – Press release 2011, Sep 29th (http://www.opera4fev.org).

[3] ETSII-UPM. Industriales Research Meeting'16, Universidad Politécnica de Madrid, (2016). ISBN-978-84-16397-31-0.

[4] Javier Rivera. Análisis del comportamiento mecánico de un rack de baterías frente a eventos de choque. Tesis (Master), E.T.S.I. Industriales (UPM) http://oa.upm.es/view/institution/Industriales/ (2014)

[5] United Nations, Regulation No. 100: Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to specific requirements for the electric power train, United Nations agreement (2013).

[6] United Nations Economic Commission for Europe (UNECE), ST/SG/AC.10/C.3/2010/72: Testing of large lithium batteries and lithium battery assemblies, United Nations (2010).

[7] Luis Martínez et al. Delivery Van's Battery Rack Design for Crash Safety, in Thermoplastic with Embedded Sort Fiberglass. European Electric Vehicle Congress (EEVC 2015), Bruselas, Bélgica (2014). ISSN-0774-5036.

Metodología para la medida de la energía consumida en las maniobras de acceso y salida de turismos empleando el sistema de captura de movimiento Kinect

F. Martínez Gala[1], F. J. Páez Ayuso[2], E. Alcalá Fazio[3]

[1] *Inst. Univ. de Investigación del Automóvil. Universidad Politécnica de Madrid. francisco.mgala@upm.es*

[2] *Inst. Univ. de Investigación del Automóvil. Universidad Politécnica de Madrid. franciscojavier.paez@upm.es*

[3] *Inst. Univ. de Investigación del Automóvil. Universidad Politécnica de Madrid. enrique.alcala@upm.es*

El proyecto que se describe en este artículo pretende desarrollar una metodología que permita medir el gasto energético cuando una persona entra y sale de un vehículo. Para la captura de las maniobras que realiza la persona se emplea la especificación más reciente del sistema de captura de movimiento Kinect. La medida del gasto energético se plantea como una forma de evaluar la accesibilidad a las plazas de un vehículo y está especialmente orientado a personas mayores y personas con movilidad reducida en general.

En primer lugar se evalúa la capacidad del sistema de captura de movimiento Kinect en lo referente a precisión en el seguimiento de las diferentes articulaciones del cuerpo que incorpora el modelo tanto en escenarios despejados como en presencia de obstáculos visuales. A continuación, su capacidad para captar las maniobras que se realizan para entrar al habitáculo y subsanar los problemas que plantea el trabajar con un habitáculo de dimensiones más o menos reducidas y con elementos de morfologías diversas como los asientos y el salpicadero.

En paralelo, se trabaja en una metodología que permita obtener información sobre el gasto energético de una persona a la hora de realizar las maniobras de acceso y salida que se capturen.

La unión de la valoración energética del movimiento y de la captura del mismo con la fiabilidad necesaria debe confluir en la metodología para valorar energéticamente la accesibilidad de un turismo.

1. Introducción

A la hora de evaluar un nuevo vehículo, especialmente cuando se trata de uno con la carrocería algo elevada, suele destacarse su facilidad de acceso a las diferentes plazas. Sin embargo, esta valoración generalmente es completamente subjetiva y está muy condicionada a las características fisiológicas de la persona que prueba el vehículo, que además suele ser una persona joven y sin problemas de movilidad. Por lo tanto, salvo que un vehículo esté tan penalizado en ese aspecto para que una persona con esas características tenga dificultades para entrar o salir del mismo, este aspecto no tendrá mayor relevancia además de la mencionada impresión general por el tipo de vehículo, como ocurre generalmente con los monovolúmenes.

Como es evidente, el alcance de esta valoración de la accesibilidad es muy limitado dada la gran heterogeneidad de la población y por tanto de los posibles usuarios de los vehículos. A esta cuestión se suma el hecho de que la población de los países desarrollados cada vez está más envejecida, lo que se traduce en una mayor proporción de personas mayores de 65 años y con una esperanza de vida media que supera los 80 años en muchos países, entre ellos España.

Como consecuencia una proporción cada vez más importante de los usuarios de los vehículos tiene una edad avanzada, y por tanto es mucho más probable que éstos tengan problemas de movilidad en mayor o menor grado. Dichos problemas les afectarán a la hora de acceder al interior de los vehículos, suponiendo en los casos más desfavorables, grandes esfuerzos para la persona. No se hace referencia a las personas que necesitan silla de ruedas para desplazarse ya que los vehículos necesarios son adaptados para ese fin y por tanto se alejan de la problemática de los vehículos serie.

Por tanto la problemática se centra en la dificultad que puede suponer para las personas mayores con problemas de movilidad, las maniobras que tienen que realizar para acceder y salir de los vehículos convencionales, con el objetivo de obtener una valoración lo más objetiva posible de la accesibilidad de dichos vehículos.

1.1. Estado del arte

Las mejoras en accesibilidad introducidas en los vehículos de transporte de pasajeros son especialmente evidentes en los vehículos de gran capacidad [1], sin embargo son menos evidentes en los vehículos tipo turismo salvo en el apartado de los vehículos adaptados. La principal diferencia de los vehículos turismo respecto a otro tipo de vehículos de transporte de pasajeros es la variedad de diseños de carrocería disponibles en el mercado. Esto hace que la accesibilidad pueda valorarse a priori por las dimensiones de los accesos al interior del vehículo y por el espacio disponible dentro del habitáculo.

Existen estudios como [2] basados en encuestas subjetivas sobre la accesibilidad de las plazas traseras de un habitáculo de medidas variables procedente de un turismo serie. Una característica especial de este estudio es la captura de los movimientos de las personas al acceder y salir del habitáculo utilizando la tecnología de la época, que con sus limitaciones no difiere en el método de captura de movimiento de los sistemas profesionales actuales.

También existen estudios más recientes como [3] en el que se analiza la dificultad de un grupo de personas desde jóvenes hasta mayores con diversos problemas de movilidad para acceder al asiento del conductor en una serie de vehículos de diferentes tamaños. De nuevo, el análisis se basa en cuestionarios subjetivos sobre cada vehículo probado y se realizan las capturas de los movimientos de entrada y salida de los vehículos utilizando un sistema de captura profesional multi-cámara con tecnología basada en marcadores luminosos adheridos a la ropa.

Un estudio muy reciente [4] analiza la accesibilidad de una serie de vehículos en función de las variaciones en la frecuencia cardiaca de un grupo de personas mayores. La clasificación de los vehículos se realiza a través de varios métodos de valoración energética basados en el ritmo cardiaco y en la duración de la actividad a analizar. En el desarrollo del estudio se realizan grabaciones de las maniobras pero solo para comprobar la repetibilidad de las mismas. Este estudio busca eliminar el carácter subjetivo que tenían el resto de estudios presentados y se basa en datos medibles recogidos en una serie de experimentos.

Dado que este estudio pretende analizar la accesibilidad a partir de las maniobras que realizan las personas para acceder y salir de los vehículos. Para ello es necesario capturar dichas maniobras mediante un sistema de captura de movimiento, que a su vez puede basarse en diferentes tecnologías. La tecnología más utilizada es la basada en marcadores luminosos adheridos al cuerpo aunque los avances en tecnologías informáticas tanto en software de reconocimiento como en hardware de captura. Nuevos sistemas se están introduciendo en el trabajo con personas mayores en el campo de la rehabilitación postoperatoria [5] [6] como el sistema Kinect de Microsoft. Este sistema, a diferencia de los empleados hasta ahora no requiere de marcadores adheridos, sino que utiliza un software de reconocimiento semejante al que se emplea en el reconocimiento de objetos, pero adaptado a la morfología de las personas.

Para el estudio de los esfuerzos requeridos para realizar los movimientos capturados recientemente se ha desarrollado software de simulación [7] orientado a analizar cinemática y dinámicamente simulaciones de movimiento. Dicho software trabaja sobre modelos musculo-esqueléticos del cuerpo humano escalables mediante simulación directa o inversa, es decir, activando músculos para realizar movimientos, o bien, analizar el trabajo de los músculos a partir de un determinado movimiento. Este último modo de funcionamiento es el indicado para el objetivo.

Por lo tanto el objetivo final que se plantea es obtener una valoración objetiva de la accesibilidad de un vehículo basándose en los esfuerzos necesarios y energía consumida en las maniobras de acceso y salida, realizando la captura de los movimientos mediante el sistema de captura de movimiento Kinect, con especial interés en las personas mayores.

2. Metodología

La metodología a seguir se divide en varios puntos. El primero es evaluar el sistema de captura de movimiento Kinect y especialmente su capacidad para realizar el seguimiento de los movimientos en los habitáculos de los vehículos. La primera parte de este punto se centra en analizar en diferentes escenarios con obstáculos, los diferentes problemas que podrían aparecer también en los habitáculos, como pueden ser las ocultaciones de partes del cuerpo debido a los obstáculos o la presencia de superficies reflectantes. Para el post-tratamiento de las imágenes capturadas se cuenta con el software especializado IPISoft Mocap Studio 3, preparado para trabajar con Kinect. En la figura 1 puede verse la imagen de un ensayo en el que se comprueba la capacidad del sistema

para seguir las partes del cuerpo que quedan ocultas total o parcialmente al sentarse en una silla colocada de lado. Esta situación es similar a la que puede ocurrir una vez que una persona está sentada en el asiento del vehículo.

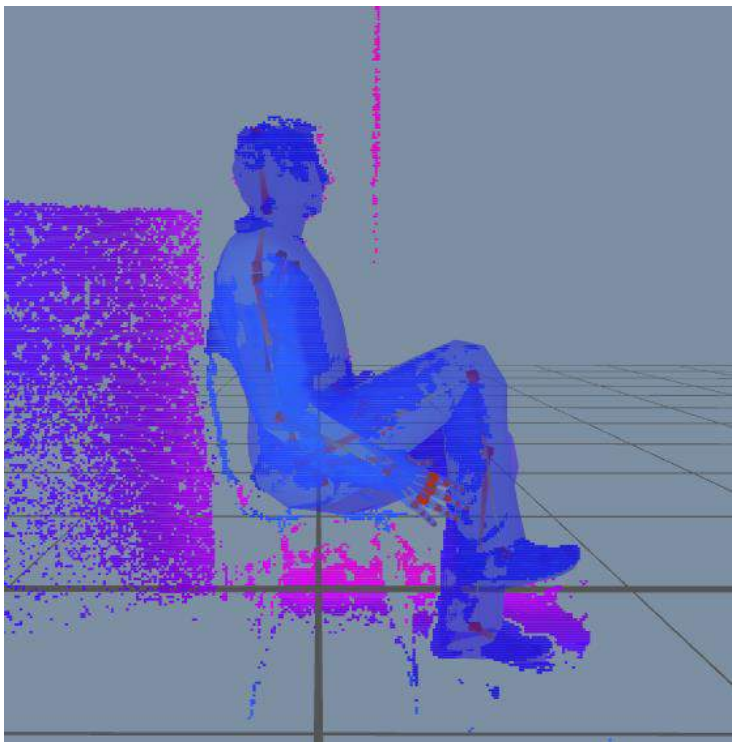


Figura 1: Captura de ensayos con obstáculos

El siguiente punto es analizar los movimientos capturados sobre un modelo músculo-esquelético escalado a las proporciones de la persona que realiza los movimientos. Este proceso se realiza con la ayuda del software de simulación OpenSim desarrollado en la Universidad de Stanford, EE. UU.. Con este programa se realiza tanto el análisis cinemático como el dinámico de los movimientos capturados. El análisis obtenido da información sobre los esfuerzos realizados por los músculos. Posteriormente se deberá analizar el nivel de activación de los distintos músculos para poder obtener el consumo energético de los mismos.

3. Resultados

Se han capturado una serie de movimientos en escenario libre para analizar los resultados que se obtienen una vez introducidos en el programa de simulación OpenSim. El programa de captura y post-procesado de movimientos proporciona datos geométricos sobre la posición de una serie de marcadores virtuales situados en puntos de articulación del cuerpo, como por ejemplo, las rodillas o los hombros. Para que la transferencia de los datos de posición entre el Mocap Studio y OpenSim sea correcta y los puntos de interés capturados se correspondan con los mismos puntos en el modelo músculo-esquelético y el error de escalado sea el mínimo posible. En el modelo utilizado para estos movimientos en escenario libre, el error cuadrático medio de posicionamiento de los 23 marcadores virtuales transferidos a OpenSim ha sido de 0,023 m, siendo el máximo de 0,057 m para el marcador de la mano derecha. Con un modelo más avanzado, el objetivo que se plantea alcanzar es de 0,01 m de error cuadrático medio y un error máximo inferior a 0,02 m en el proceso de escalado del modelo.

El nivel de errores alcanzado en este proceso, influye en la bondad de los resultados cinemáticos posteriores ya que una vez situados y enlazados, los marcadores quedan fijos al modelo y su movimiento se rige solo por los datos de posición capturados.

El modelo utilizado solo tiene implementados los músculos de la mitad inferior del tronco, pero es suficiente para analizar movimientos como la flexión de la pierna como puede verse en la figura 2, correspondiente a uno de los ensayos.



Figura 2: Modelo músculo-esquelético utilizado

Tras el análisis cinemático inverso se pasa al análisis dinámico en el que el programa calcula la fuerza que necesitan desarrollar los músculos para la realización de los movimientos. Del análisis dinámico se pueden obtener resultados como los mostrados en la figura 3.

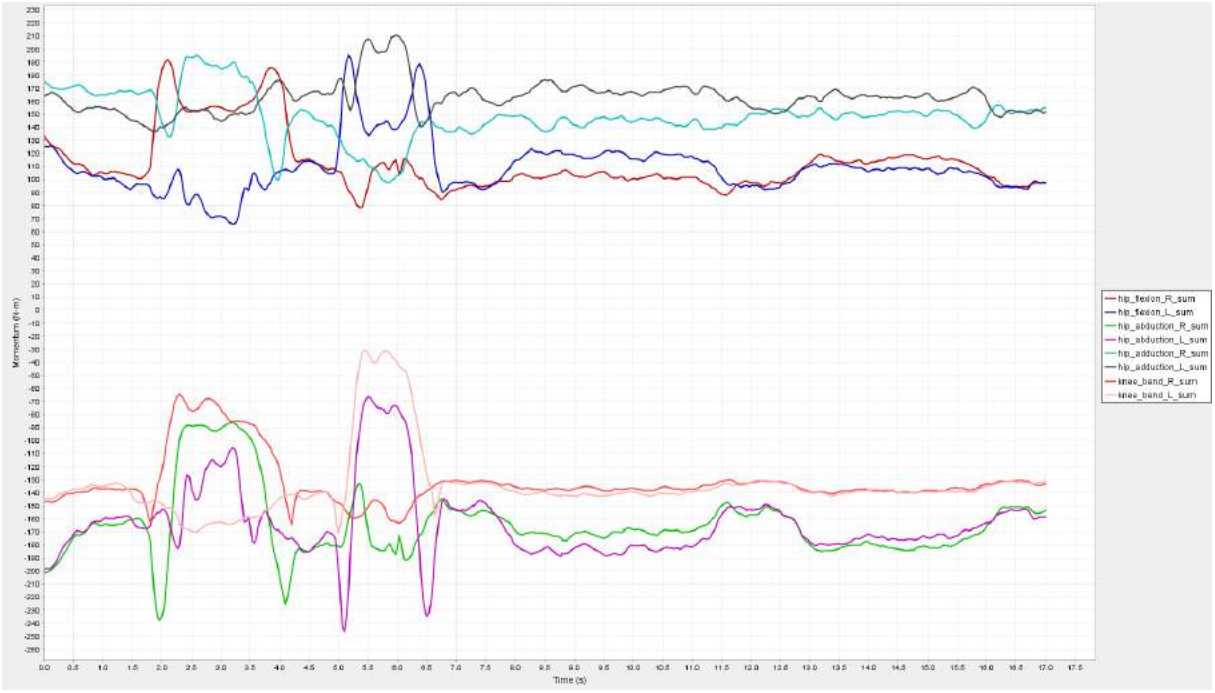


Figura 3: Gráfica de momentos agregados

En la parte izquierda de la gráfica pueden observarse dos zonas con mucha variación. La primera corresponde con el levantamiento de la rodilla derecha y la segunda con el levantamiento de la rodilla izquierda. La gráfica

muestra de forma agregada el momento resultante de los grupos musculares que intervienen en cada movimiento de las diferentes articulaciones.

La información también puede mostrarse de manera desagregada por músculo como en la figura 4, en la que se muestra la flexión de la cadera derecha.

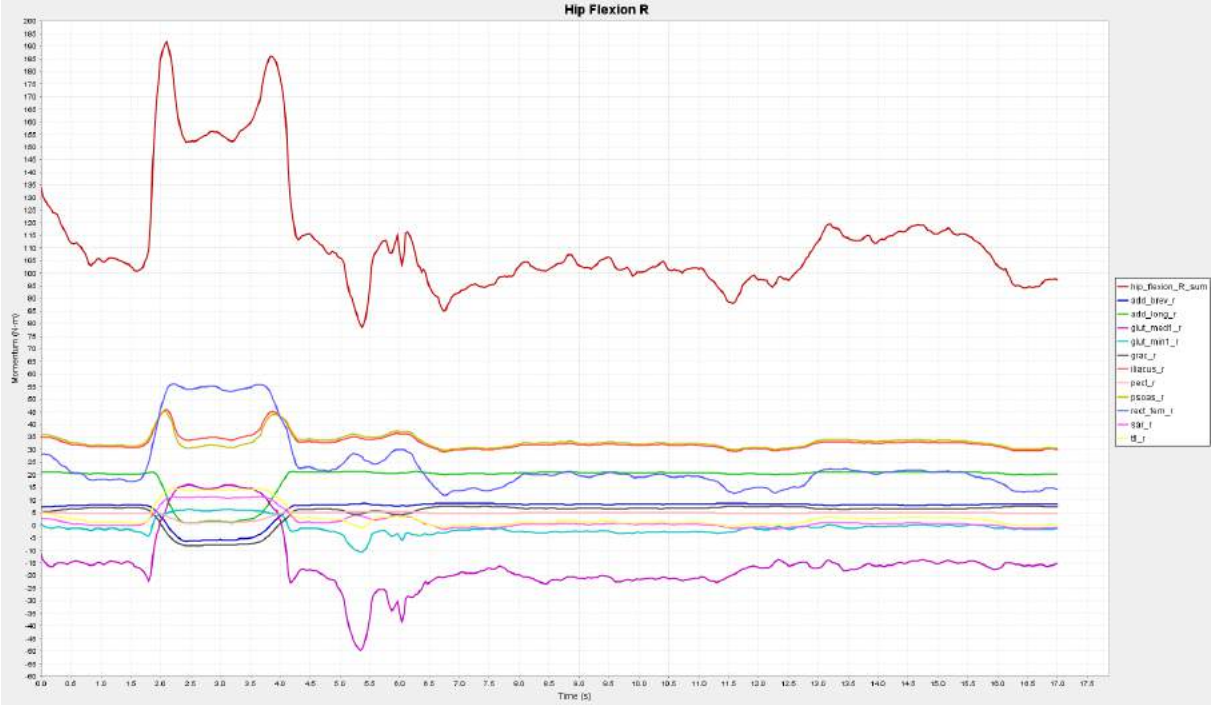


Figura 4: Gráfica de momentos desagregados

En la gráfica se muestra la flexión agregada y la contribución por separado de todos los grupos musculares que intervienen en el movimiento. La meseta entre los picos de la línea agregada se corresponde con el momento necesario para sostener la pierna completa en el aire.

4. Conclusiones

Como conclusión se puede destacar el gran potencial que tiene tanto el hardware utilizado como las herramientas de software empleadas en una fase todavía inicial del proyecto. El sistema de captura de movimiento Kinect permite obtener resultados más que aceptables con el añadido de un coste muy inferior a otros sistemas más profesionales y además existe la posibilidad de combinar dos cámaras Kinect capturando de forma simultánea. En cuanto a los modelos músculo-esqueléticos, la primera aproximación ha sido satisfactoria.

Como desarrollo futuro queda la introducción del entorno vehículo en las capturas, la modelización completa del sistema músculo-esquelético y el desarrollo del modelo de valoración energética a partir de los niveles de activación muscular. Junto con la adaptación al grupo de población objetivo, las personas mayores.

5. Referencias

[1] U. Rutenberg. Access to Over the Road Buses for Passengers with Disabilities, TRANSED, Montreal, Canadá, (2007).

[2] J. Giacomin. An analysis of human comfort when entering and exiting the rear seat of an automobile, Applied Ergonomics, 28 5/6, (1997), 397-406.

[3] E. Chateuroux. Difficulties of elderly and motor impaired people when getting in and out of a car, TRANSED, Montreal, Canadá, (2007).

[4] N. Álvarez. Experimental protocol to assess the tourism vehicles accessibility based on heart rate and access time measurements, XII Congreso de Ingeniería Mecánica, Valencia, España, (2016).

[5] S. Obdrzálek. Accuracy and Robustness of Kinect Pose Estimation in the Context of Coaching of Elderly Population. 34th Annual International Conference of the IEEE EMBS, San Diego, California, EE.UU., (2012).

[6] A. Fernández-Baena. Biomechanical Validation of Upper-body and Lower-body Join Movementes of Kinect Motion Capture Data for Rehabilitaton Treatments, Fourth International Conference on Intellgent Networking and Collaborative Systems, Bucarest, Rumanía, (2012).

[7] S. L. Delp. OpenSim: Open-Source Software to Create and Analyze Dynamic Simulations of Movement, IEEE Transactions on Biomedical Engineering, 54, (2007), 1940-1950.

Influencia de la agresividad en la conducción en el consumo de energía de un vehículo eléctrico

N. Pozhilova[1], O. Ait Salem Duque[2], S. Corbera Caraballo[3], R. Álvarez Fernández[4], J.A. Lozano Ruiz[5],

[1]MSC Software. Natalia.Pozhilova@mscsoftware.com
[2] MSC Software. Omar.Ait-SalemDuque@mscsoftware.com
[3]Escuela Politécnica Superior y de Arquitectura. Universidad Nebrija. scorbera@nebrija.es
[4] Escuela Politécnica Superior y de Arquitectura. Universidad Nebrija. ralvarez@nebrija.es
[5] Dpto. de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial. ETS de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. joseantonio.lozano@upm.es

Un gran número de estudios han sido llevados a cabo en la última década con el objetivo de evaluar las barreras que hacen que el vehículo eléctrico no consiga cifras de ventas acordes con la necesidad actual de disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero. Se ha estudiado el comportamiento del conductor ante diferentes aspectos del vehículo eléctrico como la necesidad de mayor autonomía, la importancia de una amplia red de puntos recarga, la posibilidad de recargas rápidas o la reducción del denominado "range anxiety" o ansiedad debida a la posibilidad de agotar la batería. Sin embargo un factor igualmente relevante es la importancia en que ciertos hábitos en la conducción de vehículos de combustión se traducen en la gestión ineficiente de la energía en el vehículo eléctrico. Aspectos relacionados con el conductor, como la gestión más o menos agresiva de las aceleraciones y frenadas o la reacción ante la presencia de una curva pueden llevar a que la cantidad de emisiones de CO_2 asociadas al vehículo eléctrico no sean tan positivas. El presente artículo propone la integración de dos aspectos relacionados con la agresividad en la conducción en un modelo de simulación que permita evaluar la influencia de la misma en el consumo de energía y en los gases de efecto invernadero emitidos por el vehículo eléctrico.

1. Introducción

En los últimos diez años, el objetivo de reducción de emisiones de CO_2 producidas por el transporte ha dado lugar a que los denominados vehículos con combustible alternativo hayan crecido en interés, de la misma forma que se han incrementado paralelamente las soluciones de movilidad individual más sostenibles, tanto mediante el aumento de la eficiencia de los vehículos propulsados por combustibles fósiles como con el desarrollo de nuevas tecnologías que permiten la elección de rutas de menor consumo [1,2]. Estas son algunas de las vías de investigación que se han seguido en los últimos años. Pero sin duda alguna, la vía de desarrollo sobre la que ya hoy en día pivota la solución (al menos parte ella) al incesante incremento de las emisiones de gases de efecto invernadero, la que se plantea como más viable, es el desarrollo del vehículo eléctrico. En general, en 2016, se puede afirmar que la mayor parte de las compañías dedicadas al diseño y fabricación de automóviles ya han manifestado que el coche eléctrico es la alternativa más viable para sustituir los sistemas de transporte por carretera actuales y han centrado gran parte de sus investigaciones en esta disciplina, consiguiéndose grandes avances que conllevan la lenta pero segura introducción del vehículo eléctrico en la sociedad, siendo la mejor prueba de ello el aumento del parque automovilístico eléctrico europeo [3]. No obstante, y a pesar de estos avances, siguen existiendo barreras a la generalización de los vehículos eléctricos, siendo la principal de todas ellas la limitación de la autonomía de la batería. También son factores influyentes la lentitud para efectuar su recarga, así como la infraestructura necesaria, que hacen que la comercialización del vehículo eléctrico no progrese tan rápidamente como cabría esperar [4]. La tecnología para la fabricación de baterías con una mayor autonomía aún no está completamente desarrollada [5], por lo que la conducción eficiente del vehículo eléctrico puede incrementar en cierta medida la autonomía del mismo. Es por eso que el estudio del comportamiento del conductor en la conducción de los vehículos eléctricos ha supuesto también gran cantidad de producción científica. Es conocido, y hay estudios que tratan el tema en vehículos eléctricos que lo avalan [6, 7], que la forma de conducir del usuario afecta en gran medida a la autonomía del mismo. El hecho de acelerar bruscamente, no mantener uniforme la velocidad, trazar las curvas de una forma u otra o frenar de forma inadecuada pueden ser factores que hagan que el consumo de energía

eléctrica acumulada en las baterías, sea mayor o menor [7]. Usar el motor de la manera más eficiente posible evitando aceleraciones y frenados innecesarios adoptando un estilo de conducción con más énfasis en la anticipación son dos conceptos fundamentales para alcanzar el "eco-driving" [8]. En este artículo profundizaremos en el análisis del comportamiento del conductor en dos aspectos/eventos que influyen en el consumo de energía de un vehículo eléctrico basados en la agresividad del conductor: la intensidad con la que se realizan los procesos de la aceleración y frenado y la actitud en la trazada de una curva. Se trata de analizar estos dos aspectos muy comunes en la conducción que pueden conllevar un gasto extra de energía de la batería que multiplicado por la frecuencia de aparición llevan a ser factores a evaluar.

Para llevar a cabo el análisis, se presenta un modelo de vehículo eléctrico de batería realizado en MATLAB/SIMULINK en modo de co-simulación con el software MSC ADAMS, que permitirá analizar la influencia de los comportamientos más o menos agresivos sobre el estado de carga de la batería de varios tipos de usuarios con diferentes grados de agresividad en sus aceleraciones y frenadas cuando conducen y los efectos de la actitud ante la alerta de una curva

2. Agresividad en la conducción

Para simular el primer modelo de agresividad en la conducción utilizaremos el ciclo NEDC (New European Driving Cycle), ciclo europeo de homologación, incluyendo una variación en las aceleraciones y en las frenadas. En la Figura 1 se puede aprecia el ciclo NEDC. El objetivo es averiguar cómo afecta la agresividad en la autonomía del vehículo, simulando ciclos NEDC hasta que se reduce al 20% el nivel de carga en la batería.

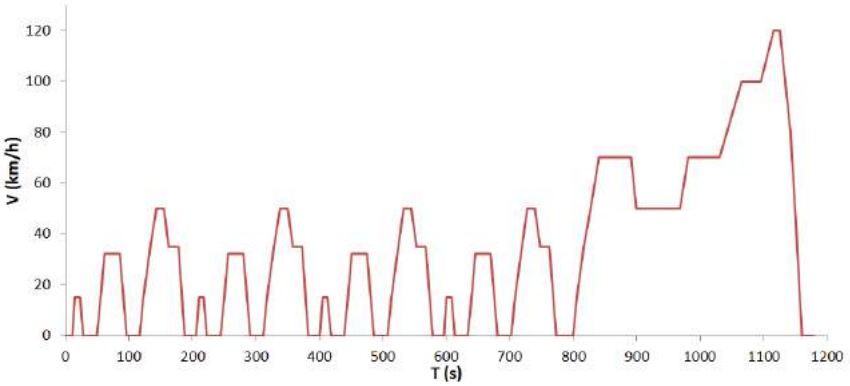


Figura 1: Curva velocidad frente a tiempo del ciclo NEDC (neutro)

Para simular comportamientos de conducción más agresivos se crearán nuevos ciclos a partir del NEDC neutro, de manera que se refleje la agresividad. Para ello se incrementará la pendiente de los tramos de frenadas y aceleraciones un determinado porcentaje en todos y cada uno de los tramos del ciclo NEDC (incrementos progresivos del 10%). De esta forma obtendremos, partiendo del NEDC neutro, los consiguientes NEDC10%, NEDC20%, etc., con pendientes de aceleración y frenada de cada uno de los tramos un 10%, 20% superiores y así sucesivamente hasta llegar al ciclo NEDC80% en el que todos los tramos de aceleración y frenada tienen una pendiente un 80% superior al NEDC neutro de la Figura 1. El NEDC90% hubo de ser rechazado porque dinámicamente no era posible. Una vez diseñados los ciclos y con el fin de comprobar la influencia del porcentaje de agresividad se simularán cada uno de estos ciclos individualmente, repitiéndose el mismo ciclo de forma consecutiva en el modelo hasta provocar el agotamiento de batería y se comprobaran los kilómetros recorridos tras la realización de cada prueba.

En el segundo modelo evaluaremos la influencia del comportamiento del conductor en el caso de la trazada de una curva. En este segundo supuesto nos interesa saber cómo influye el comportamiento del conductor desde que, 250 metros antes de que se produzca, percibe que en el trayecto existe una curva.

La Figura 2 presenta el diseño de MSC ADAMS de una curva de 180º con un radio de 25 metros. La curva se tomará partiendo del punto donde se sitúa el vehículo (punto A), en el que su velocidad es V_o y recorre la trayectoria inicial hasta la entrada en curva (punto B) a velocidad V_1 correspondiente para trazarla de forma segura hasta llegar al punto final (Punto C) con misma velocidad. Por lo tanto, la velocidad en la entrada de la curva es fundamental, por lo que el conductor debe acertar en la apreciación

de la velocidad que lleva en el punto A y cuánto y cómo deberá reducirla en el tramo AB de 250 metros de longitud hasta conseguir la velocidad adecuada que permita una trazada segura en el tramo BC.

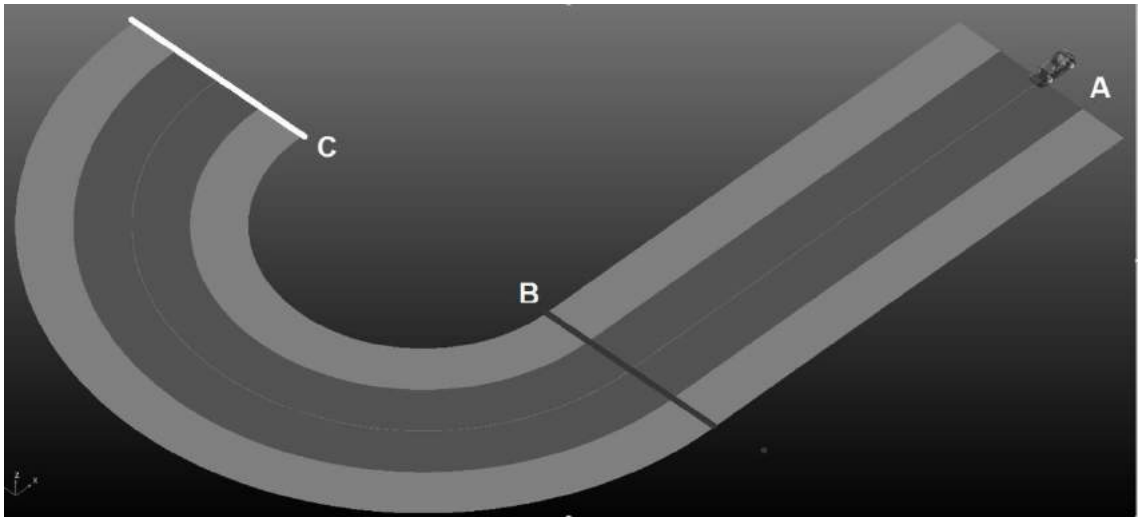


Figura 2: Diagrama de curva modelo para la evaluación de la variación en el estado de carga (SOC)

La velocidad del tramo de entrada en la curva (punto B) supone una evitar que se produzca un derrape que conlleve la salida del coche. Tal como se aprecia en la Figura 3, si la velocidad de entrada en el punto B fuera 120 km/hora se produce derrape, de igual forma que si fuera 70 km/h, de manera que ambas representan velocidades inadecuadas para trazar correctamente la curva.

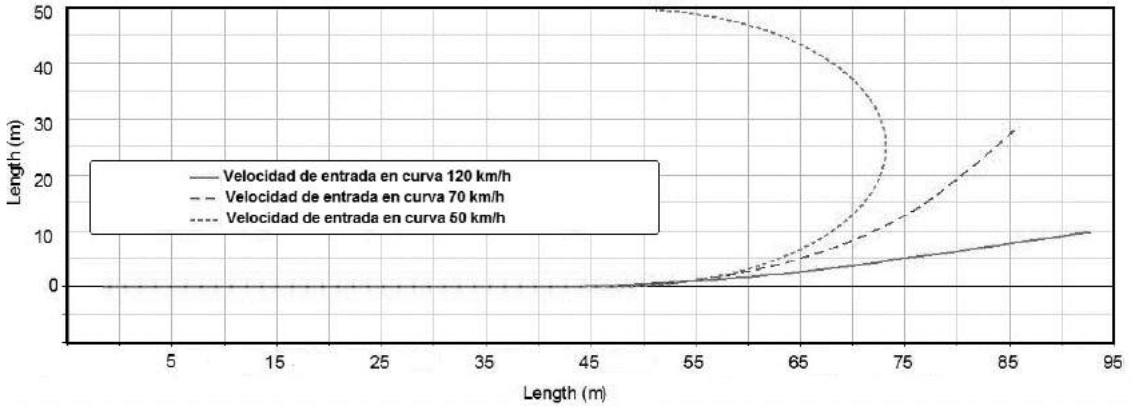


Figura 3: Diagrama de evolución de la trazada de la curva con diferentes velocidades de entrada

El objetivo de la prueba es caracterizar el comportamiento del conductor cuando éste, en el punto A, circula a una determinada velocidad y visualiza el inicio de la curva con suficiente antelación como para poder (o no) utilizar la gestión electrónica del vehículo para recargar la batería cuando durante el tramo AB reduzca su velocidad hasta 50 km/h, velocidad con la que se realizará la trazada BC. El conductor dispone de varias opciones a la hora de gestionar la disminución de la velocidad en el tramo que va del punto A al punto B, siendo el objetivo de esta prueba comprobar la influencia de dicha gestión en el estado de carga.

3. Modelo matemático del vehículo

El modelo matemático realizado en MATLAB/SIMULINK ha sido testado en publicaciones anteriores [1, 6, 7] con una dinámica vehicular longitudinal para demostrar diversos aspectos relativos al consumo de energía en el vehículo eléctrico. En este caso se ha suprimido el módulo de dinámica vehicular, sustituyéndolo por una co-simulación realizada mediante el software MSC ADAMS que nos facilita en cada momento el par y la velocidad a partir del perfil de velocidad de entrada o ciclo de conducción.

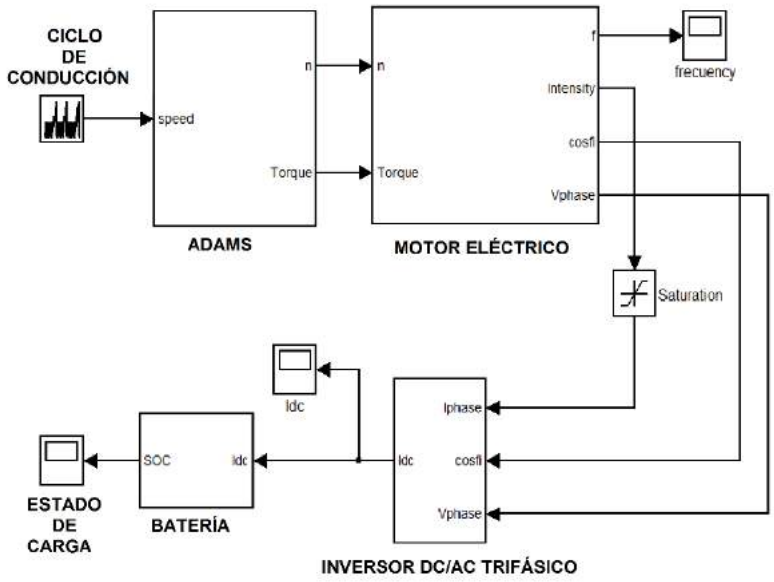


Figura 4: Diagrama de flujo del modelo para la evaluación de la variación en el estado de carga (SOC)

Además, el modelo matemático consta de tres módulos, el correspondiente al motor asíncrono de 50 kW, el cual partiendo de los datos de par y velocidad proporcionados por la dinámica del vehículo y mediante un control escalar de velocidad (tensión/frecuencia), consigue obtener los valores de tensión, frecuencia, factor de potencia e intensidad con las que tras un proceso de conversión a corriente continua poder calcular la descarga de la batería y por lo tanto la energía consumida en ese trayecto. El proceso de descarga de la batería se establece mediante la ecuación de Peukert, método que para este caso es suficientemente aproximativo [9, 10]. El modelo está formado por los componentes siguientes:

- Batería de tipo Ion Litio, formada por 108 celdas, con una capacidad global de 16kWh, 140 kW de potencia y un voltaje 400 V [11].
- Motor asíncrono [11] tiene potencia nominal 50 kW que admite picos de hasta 100 kW. Velocidad nominal 3700 rpm y revoluciones máximas 11000 rpm. Su par nominal es 85 Nm y admite picos hasta 275 Nm.
- Inversor de 79 kW de potencia, con pico admisible hasta 105 kW [11].

4. Resultados

4.1 Influencia del ciclo de conducción

La Figura 5 muestra los resultados de la estimación de kilómetros recorridos hasta el agotamiento de la batería. Para ello, se parte de un nivel de carga (SOC) inicial de 90% y se considera que la batería se agota en el 20%. Se puede observar como el ciclo NEDC neutro recorre 34 kilómetros más que el NEDC80%, o, en términos de consumo, el ciclo más agresivo NEDC80% tiene un consumo en kWh/km un 30% superior al considerado ciclo neutro. Este dato repercute en varios aspectos como el coste y las emisiones de gases de efecto invernadero.

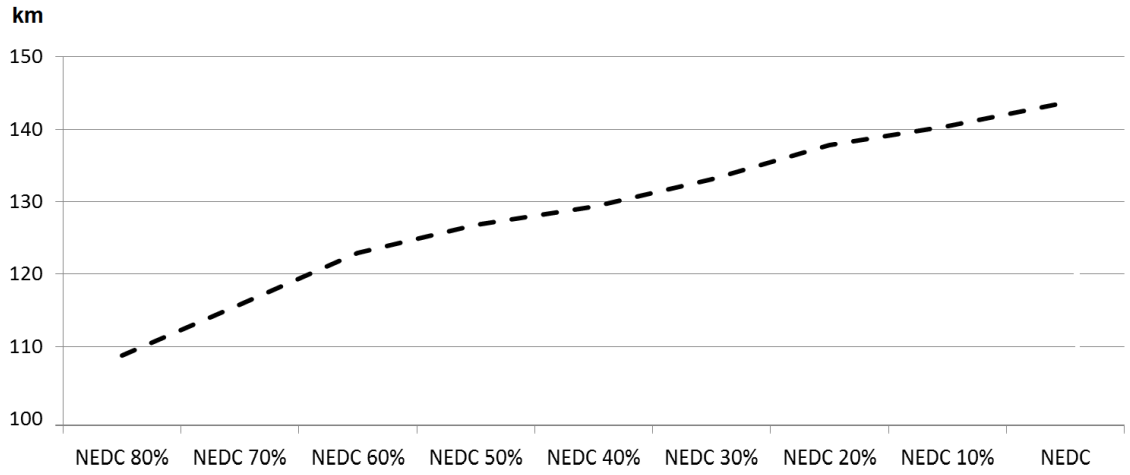


Figura 5: Diagrama de distancia recorrida hasta agotamiento del estado de carga (SOC)

No olvidemos que la energía necesaria para recargar las baterías tiene un coste que dependerá fundamentalmente de la franja horaria de la recarga y del tipo de contrato firmado con la compañía suministradora. Por otro lado las emisiones de un vehículo eléctrico de batería en el punto de consumo son nulas, es decir, no emite en el punto de funcionamiento. Sin embargo el llenado de las baterías se realiza con una energía eléctrica generada de manera indirecta y cuyas emisiones dependen del llamado mix eléctrico de cada país. El mix eléctrico es el valor que expresa las emisiones de CO_2 asociadas a la generación de la electricidad que se consume, y se convierte así, en un indicador de las fuentes energéticas que son utilizadas para producir electricidad. Cuanto más bajo es el mix, mayor es la contribución de fuentes energéticas con bajas emisiones de gases de efecto invernadero.

El cálculo del factor de emisión [2] en un país determinado se basa en la expresión siguiente:

$$EF_{mix} = \sum_{i=1}^{i=n} EF_i \cdot \left(\frac{C_i}{\sum_{i=1}^{i=n} C_i} \right) \quad (1)$$

donde EF_i es el factor de emisión asociado a cada una de las fuentes de energía (expresado en $kgCO_{2eq}/kWh$) y C_i representa el valor de energía generada por cada una de las fuentes a nivel de central, sin tener en cuenta las pérdidas por transporte y distribución. En el caso de España, el factor de emisión eléctrico desde el año 2008 hasta el 2015 es el que se muestra en la Tabla 1 [12].

Tabla 1: Mix de generación de energía eléctrica en España ($kgCO_{2eq}/kWh$).

2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
0.310	*0.297*	*0.206*	*0.267*	*0.300*	*0.248*	*0.267*	*0.302*

Con estos datos, y teniendo en cuenta los kilómetros recorridos en cada caso hasta agotar la batería de capacidad 16 kWh, se puede construir la Tabla 2, donde se reflejan los datos comparativos de emisiones en gCO_{2eq}/km del NEDC neutro frente al NEDC 80%.

Tabla 2: Emisiones indirectas realizadas por el vehículo eléctrico en función del ciclo (gCO_{2eq}/km).

	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
Neutro	*31.4*	*30.1*	*20.9*	*38.8*	*27.2*	*25.1*	*27.2*	*30.6*
NEDC80%	*44.9*	*43*	*29.9*	*38.8*	*43.5*	*35.9*	*38.8*	*43.8*

El límite de emisiones en un vehículo ha sido estipulado por el Parlamento Europeo en 2014, indicando que las emisiones en los vehículos con motores de combustión han de ser inferiores a los 130 gCO_{2eq}/km previstos en primera instancia para 2015, marcando además un nuevo límite en 95 gCO_{2eq}/km para el año 2020. Es evidente que el vehículo eléctrico no entra en este ranking, pero aunque es cierto que no emite en el lugar de uso, lo cual es muy beneficioso para la calidad del aire en las grandes ciudades, también es importante resaltar que:

- Su uso conlleva unas emisiones indirectas que serán diferentes según la composición del mix energético del país en el que circule.
- La agresividad del ciclo de conducción se ve reflejada en el consumo y en las emisiones.
- Países con mayor dependencia energética de los combustibles fósiles como Polonia (1 $kgCO_{2eq}$/kWh) o Malta (0.9 $kgCO_{2eq}$/kWh) [13] tienen un mix más contaminante y pueden llegar a niveles de emisiones indirectas superiores al valor de 95 gCO_{2eq}/km, superando por mucho el valor establecido como límite para considerar el vehículo como "low carbon" [14] que se encuentra en los 50 gCO_{2eq}/km.

4.2 Reacción ante la trazada de la curva.

En este caso hemos simulado las siguientes opciones de comportamiento en función de la velocidad del puno A (90 km/h) de la Figura 2, hasta situarse en el punto B a 50 km/h y se han ordenado los comportamientos de menor agresividad (C1) a mayor agresividad (C4) del conductor:

C1.- El conductor frena progresivamente desde 90 km/h hasta 50 km/h en los 250 metros anteriores a la entrada en la curva.

C2.- El conductor frena ligeramente 250 metros antes de entrar en la curva, a continuación mantiene la velocidad y vuelve de nuevo a frenar en los últimos 50 metros antes de realizar la trazada de la curva.

C3.- El conductor mantiene velocidad durante los primeros 50 metros y luego frena progresivamente desde 90 Km/h hasta 50 km/h en los 150 m antes de entrar en la curva.

C4.-El conductor retrasa la frenada hasta los 50 metros anteriores a la entrada de la curva y entonces frena desde 90 Km/h bruscamente hasta 50 km/h.

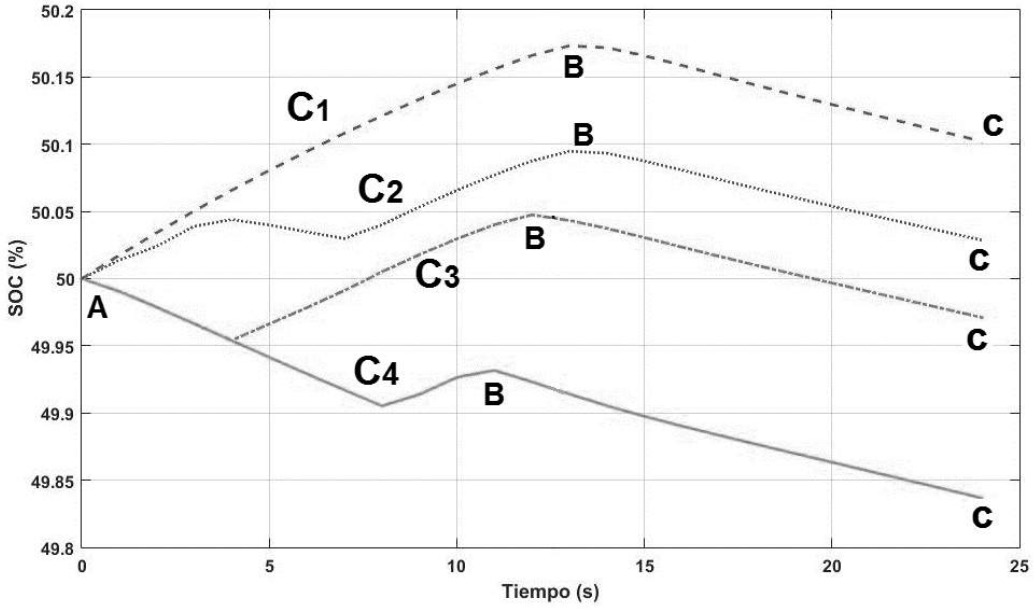


Figura 6: Diagrama de evolución estado de carga (SOC) en función del tiempo y de la gestión del vehículo.

Los resultados obtenidos para cada uno de los comportamientos y su repercusión en el nivel de carga de la batería se pueden valorar en la Figura 6. En ella se puede observar la diferencia en la variación de estado de carga de la batería tras la realización del trazado de los diferentes conductores, donde los puntos A, B y C representan la situación del vehículo dentro del modelo de curva realizado.
Es evidente que la actitud de cada conductor tiene repercusiones en el estado de carga final de la batería. Cierto es que al ser un trazado de escaso recorrido la variación no es muy alta (alrededor del 0.5 %) entre los comportamientos C1 y C4, sin embargo la frecuencia de aparición de curvas es suficiente como para tener en cuenta este evento en la conducción eficiente.

5. Conclusiones

En este artículo se han planteado dos supuestos que permiten visualizar como la disminución de la agresividad en la conducción se puede traducir en ahorro de electricidad almacenada en la batería y en una reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero que se producen como consecuencia del llenado de las baterías. Para realizar estas simulaciones se ha utilizado una técnica de co-simulación entre los software MSC Adams y Matlab/Simulink de forma que los datos proporcionados por el primero sirvan como base de entrada en el segundo, consiguiendo resultados más cercanos a la realidad del comportamiento del vehículo.

Se ha podido comprobar como la simulación de los diferentes supuestos muestra la evidente influencia del comportamiento del conductor sobre el consumo de energía del vehículo y cómo aspectos relacionados con la agresividad en la conducción afectan a la recarga de energía por frenado regenerativo (fenómeno que no existe en los vehículos de combustión) y pueden ser importantes cuando se conduce un vehículo de propulsión eléctrica.

Esta línea de trabajo abre las puertas a futuros estudios sobre trazadas de curva óptimas, gestión eficiente del vehículo ante señalizaciones (semáforos, stops, pasos de cebra, rotondas, cruces…) con el fin de optimizar el consumo de energía. Aspectos relativos a la conducción que en los vehículos propulsados por motores térmicos son habituales y que pueden no suponer un riesgo en la conducción, pero que ahora pasan a jugar otro papel en la gestión de las baterías en los vehículos con propulsión eléctrica.

6. Referencias

[1] R. Álvarez, F. Beltrán, I. Villar. A new approach to battery powered electric vehicles: A hydrogen fuel-cell-based range extender system. International Journal of Hydrogen Energy, 41(8), (2016), 4808-4819.

[2] R .Álvarez, S. Zubelzu, G. Díaz, and A. López. Analysis of low carbon super credit policy efficiency in European Union greenhouse gas emissions. Energy, 82, (2015), 996-1010.

[3] B. Junquera, B. Moreno, and R. Álvarez. Analyzing consumer attitudes towards electric vehicle purchasing intentions in Spain: Technological limitations and vehicle confidence. Technological Forecasting and Social Change (2016).

[4] I. Wolf, T. Schröder, J. Neumann and G. de Haan. Changing minds about electric cars: An empirically grounded agent-based modeling approach. Technological Forecasting & Social Change, 94, (2015): 269–285.

[5] Y. Son, J. Lee, Y. Son, J. H. Jang, and J. Cho. Recent Advances in Lithium Sulfide Cathode Materials and Their Use in Lithium Sulfur Batteries. Advanced Energy Materials, 5, (2015)

[6] N. De la Torre, A. López, R, Álvarez. Battery model for life-preserving conditions in an EREV. EVS27 Symposium. IEEE. Barcelona, Spain, November 17-20, (2013)

[7] B. Pichler, A. Riener. Evaluation of historical electric vehicle (EV) driving data to suggest improvements in driving efficiency. In Adjunct Proceedings of the 7th International Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications, 130-135. ACM, (2015).

[8] A. Alessandrini. Driving style influence on car CO_2 emissions. International Emission Inventory Conference. (2012).

[9] N. Omar, P. Van den Bossche, T. Coosemans, J. Van Mierlo. Peukert Revisited, Critical Appraisal and Need for Modification for Lithium-Ion Batteries. Energies, 6, (2013) 5625-5641

[10] S. Rodrigues, N. Munichandraiah, A. Shukla. A review of state-of-charge indication of batteries by means of A.C. impedance measurements. Journal of Power Sources, 87 (2000) 12-20

[11] BRUSA. http://www.brusa.biz/en/support/datasheets.html

[12] OCCC. Oficina Catalana del Cambio Climático. Nota informativa sobre la metodología de estimación del mix eléctrico por parte de la Oficina Catalana del Cambio Climático. (2016) d.o.i.http://canviclimatic.gencat.cat/web/.content/home/redueix_emissions/factors_emissio_associats_energia/150213_Nota-metodologica-mix_cast.pdf.

[13] European Environment Agency (EEA). CO_2 electricity per kWh. d.o.i.: http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/figures/co2-electricity-g-per-kwh/co2-per-electricity-kwh-fig-1_2010_qa.xls/#parent-fieldname-title

[14] European Commission. Climate action. Reducing CO_2 emissions from passenger cars. http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars/index_en.htm

Modelización y validación del sistema de frenos de un monoplaza tipo Formula Student mediante MSC Adams

C. Martínez Pastor, M.A. Álvarez Borea, F.J. Páez Ayuso[1], P. Pulido Pulido

[1]*División de Ingeniería de Vehículos De Transporte Colectivo, Industriales y Especiales. Universidad Politécnica de Madrid. franciscojavier.paez@upm.es*

Se desarrolla un estudio completo del sistema de frenos del monoplaza de UPM Racing mediante: ensayo, desarrollo de un modelo con la ayuda del programa MSC Adams, simulaciones y posterior validación del modelo desarrollado. Este trabajo tiene como objetivo modelizar de forma veraz un modelo de frenos del monoplaza, que incluya todas las interacciones entre los diversos componentes que entran en juego en la frenada, y validar que este modelo pueda simular, de forma realista, una frenada, una vez se incorpore a un futuro modelo completo del coche, en el que se hayan modelizado también el resto de subsistemas que lo forman.

1. Antecedentes y objetivos

El trabajo "Modelización y validación del sistema de frenos de un monoplaza tipo Formula Student mediante MSC Adams", desarrolla un estudio completo mediante ensayos, desarrollo de un modelo con la ayuda del programa MSC Adams, simulaciones y posteriores validaciones, del sistema de frenos que incorpora el monoplaza del equipo UPM Racing.

La realización de este trabajo, busca obtener los siguientes objetivos principales:

- Modelizar el sistema de frenos del vehículo de modo que entren en acción los principales componentes de este sistema y que haya una interacción entre ellos, se busca incluir el pedal de aceleración y de frenado que sirva como unión con las acciones que realiza el piloto y el comportamiento del vehículo.
- Alcanzar resultados teóricos y simulaciones que representen fielmente lo que ocurre en la realidad.
- Validar estos resultados de forma tanto teórica, como con ensayos en pista.

En este sentido, se busca realizar un modelo del sistema de frenos, que pueda incorporarse en el futuro a un modelo en Adams del monoplaza entero como un sistema independiente, que a diferencia del modelo de frenos predefinido en Adams Car, incluya la interacción entre elementos del vehículo, como son los pedales de acelerador y de frenos, la válvula de reparto de frenado y el movimiento de las pastillas y la posterior fricción entre ellas y los discos de frenos.

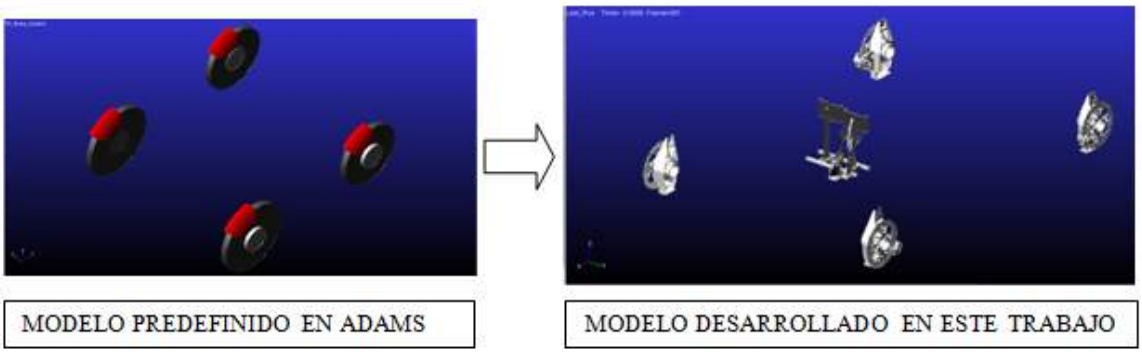


Figura 1: Modelo predefinido y modelo desarrollado.

2. Modelo multicuerpo del sistema de accionamiento de frenos

El modelo desarrollado, consta de las siguientes partes y fuerzas que simulan el sistema de frenado que incorpora el monoplaza, las cuales, se muestran en el siguiente esquema:

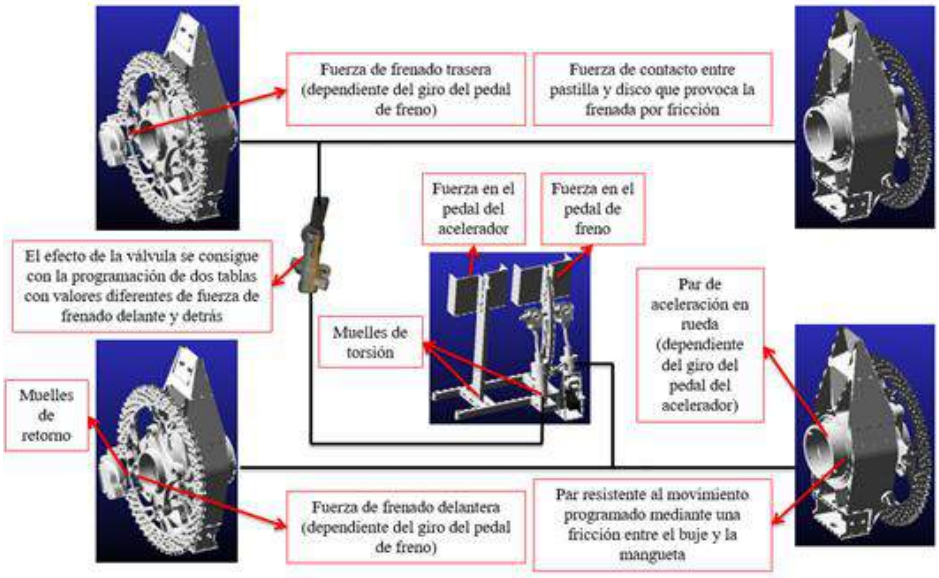


Figura 2: Elementos y fuerzas utilizadas en el modelo.

Entre estas fuerzas programadas destacan las siguientes:

- Fuerza en el pedal del acelerador, el cual provocará el inicio del movimiento en las ruedas.
- Momentos en rueda y tablas de control de la aceleración, al aplicar la fuerza en el acelerador actuarán en las ruedas un par de aceleración en función del ángulo que gira el pedal del acelerador, provocando el movimiento de rotación de las ruedas.
- Fuerza en el pedal de freno, la cual, provoca el giro del pedal de freno, provocando que se inicie el movimiento de las pastillas al ejercer presión en el circuito hidráulico de frenos, y provocando que una vez se produzca el contacto pastilla-disco, las ruedas comiencen a disminuir su velocidad.
- Fuerza de frenado, se programa para que actúen en las pastillas una vez se pisa el pedal de freno. Esta fuerza se obtiene mediante los datos del ensayo en el frenómetro, el cual se explica a continuación, y se programan en Adams mediante tablas separando en varias tablas, una fija para la parte delantera del circuito de frenos (ruedas delanteras) y otra variable para la parte trasera, la cual cambiará en función de la posición de la válvula de reparto de frenado.

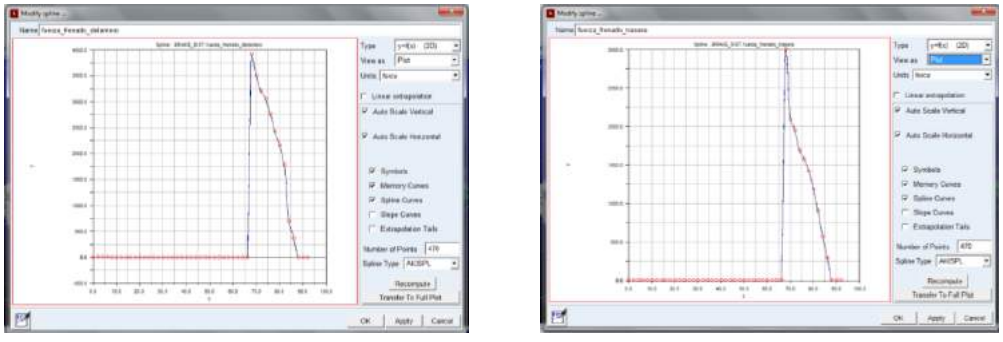


Figura 3: Gráficos de fuerzas de frenado programadas.

- Fuerzas de contacto pastillas-discos, se programan en base a la fricción [1] que genera el contacto entre los dos elementos, son las que mayor complicación dan a la hora de simular el modelo y es necesario ajustar los diversos parámetros que entran en juego (rigidez, coeficiente de fuerza, amortiguamiento, penetración del contacto, coeficiente de fricción estático y dinámico, etc) con diversas simulaciones para alcanzar una simulación que sea validada en la

realidad. En este sentido, se realizan numerosas simulaciones con distintos valores de los parámetros y se apuntan en una tabla el fallo que generan unos y otros en la simulación y el historial de cambios que se han realizado en los valores de forma que alguien que tenga que trabajar con estos contactos en el futuro, pueda hacerse una idea del camino a seguir y no perder tanto tiempo en realizar tantos cambios.

- Par resistente al movimiento, se programa en el buje de la rueda mediante una fricción existente en el contacto, y es el encargado de ejercer la resistencia al movimiento del vehículo debido a la propia física de la dinámica de los automóviles. Esta forma de programarlo representará una simplificación con respecto al comportamiento real.

De este modo, el modelo completo quedaría de la siguiente forma en el programa:

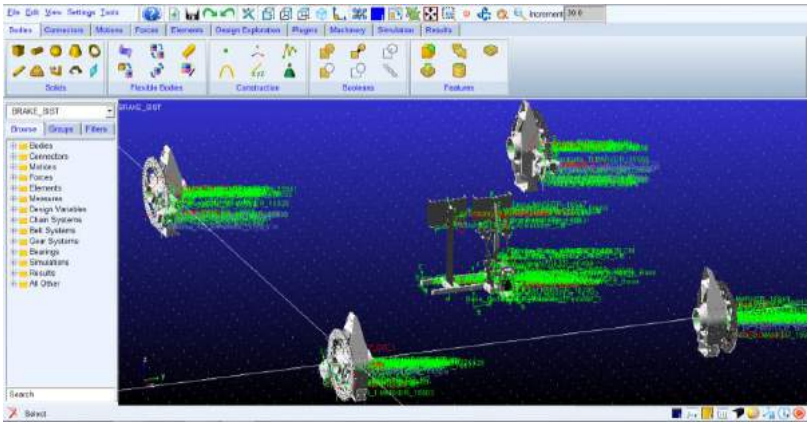


Figura 4: Modelo completo desarrollado en MSC Adams.

3. Ensayo en frenómetro de ITV y resultados

Para obtener las fuerzas de frenado y el resto de datos necesarios para que el modelo se comporte de forma realista y acorde con el comportamiento del monoplaza, se realiza en las instalaciones del INSIA un ensayo en el banco frenómetro de ITV.

Durante este ensayo se utiliza el monoplaza y se repite el ensayo en 3 ocasiones para cada posición de la válvula de reparto de frenado para la parte trasera del vehículo y, se realiza 3 veces para la parte delantera, caracterizando de esta forma, todas las presiones y fuerzas de frenado que puede desarrollar el piloto en las distintas posiciones de la válvula de reparto de frenado.

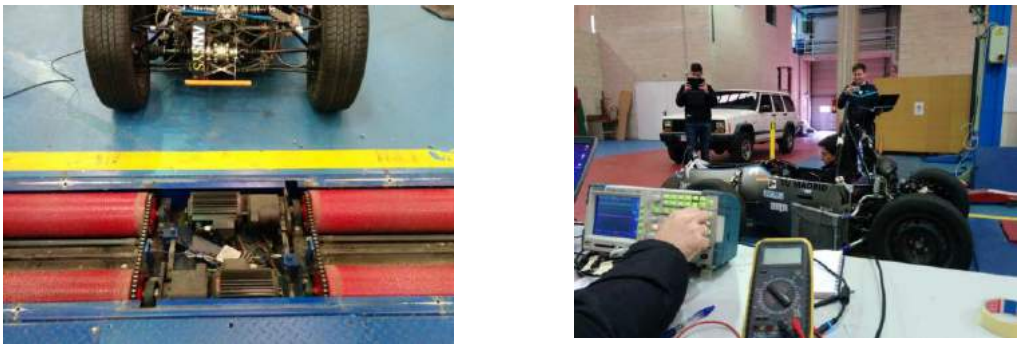


Figura 5: Ensayo en frenómetro.

Para realizar el ensayo se cuentan con los siguientes elementos:

- Frenómetro de ITV.
- Cables para obtener las señales del banco y registrarlos.
- Tarjeta de adquisición “National Instruments USB-6211”.
- Sistema de adquisición del monoplaza, AIM.
- Pulsador para sincronizar las señales del AIM y las analógicas del frenómetro.
- Osciloscopio para analizar las señales puenteadas del banco de ensayo.
- Convertidor digital a analógico para la célula de carga del pedal de freno.

El procedimiento para realizar el ensayo correctamente, se mete el coche en los rodillos (el eje delantero o la trasero), automáticamente la máquina, al detectar peso en los rodillos comienza a rodar con velocidad constante. Hay que tener cuidado de que el coche no deslice en los rodillos y pueda salirse por un lateral o se produzca el roce del neumático con su borde y no se obtengan buenos resultados en el ensayo. El piloto tiene instrucciones de ir aumentando la fuerza de frenado progresivamente, de forma pausada y poco a poco, hasta que se bloqueen las ruedas y el propio frenómetro te expulse de ella.

Este procedimiento se realizará varias veces, una vez en la parte delantera (ensayo 1) y siete veces en la parte trasera del vehículo (se repite el ensayo varias veces para cada posición). Estas siete veces se corresponden con cada posición de la válvula de reparto de presión del sistema de frenos, para poder obtener datos de ella en cada una de sus posiciones.

Todos estos datos se recogen en una hoja Excel y pasan a procesarse posteriormente para su posterior selección e introducción en el modelo de Adams.

Se disponen después de cada ensayo los siguientes datos: tiempo del ensayo, distancia recorrida en el ensayo (aunque realmente el ensayo se hace con el coche parado, pero el AIM al moverse las ruedas, refleja una velocidad), presión de frenado después de la válvula, presión de frenado antes de la válvula y la fuerza del pedal de freno. Además, se dispone de la fuerza que nos indica la máquina de rodillos y del radio efectivo de las ruedas mediante las cuales, se calculan los momentos de frenado que se desarrollan en el monoplaza.

Se obtienen las siguientes gráficas una vez se han tratado los datos, como son la de las presiones para cada ensayo realizado tanto para la parte delantera del circuito de frenos como para la trasera:

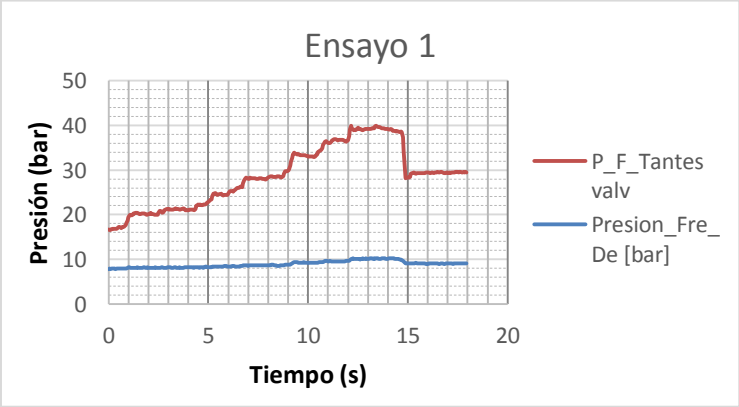


Figura 6: Presión en los circuitos delantero y trasero para el ensayo 1.

El ratio presion-fuerza en el pedal, para cada una de las posiciones ensayadas de la válvula de reparto de frenado:

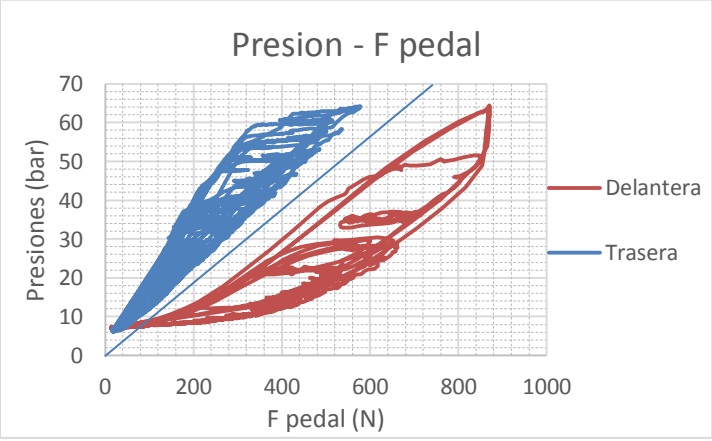


Figura 7: Gráfica de ratio presión-pedal de todos los ensayos realizados.

Y con todos ellos, además, se puede caracterizar el comportamiento de la válvula de reparto de frenado y compararla con la que ofrece el fabricante para las distintas posiciones:

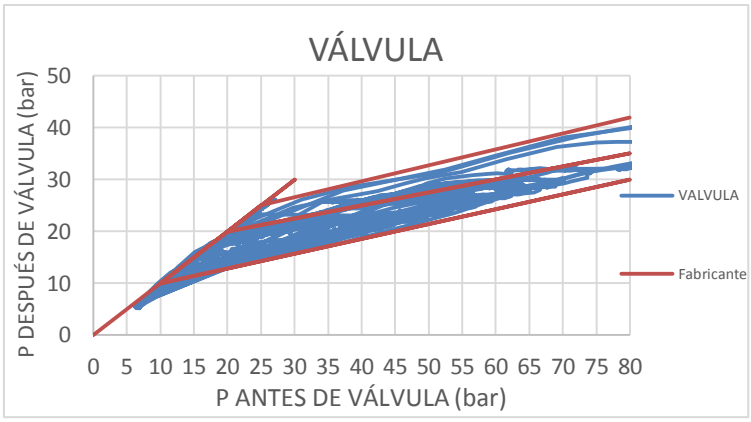


Figura 8: Gráfico de caracterización de la válvula de reparto de frenado.

Con estos datos se hace la hipótesis de que la fuerza de frenado crece linealmente con el ángulo que gira el pedal de freno (el movimiento comenzaría en el ángulo de 90º y se alcanzaría la mayor presión de frenado para el valor de 70º) y se hace una tabla de referencia para una posición de la válvula de reparto de frenado, que indica las fuerzas que se ejercen sobre el bombín y las pastillas para incorporarlas en el modelo de Adams:

Tabla 1: Presiones y Fuerzas de frenado para el modelo en ADAMS.

Ángulo Pedal (º)	P_Antes_V (bar)	P_Des_V (bar)	Fuerza_Bombín_Del (N)	Fuerza_Bombín_Tras (N)
70	104,4	41,8	5223,8	2092
72	95,7	38,9	4788,9	1947
74	83,9	33,9	4197,7	1695,2
76	73,1	31,3	3656	1569,3
78	63,2	28,4	3160,1	1420,6
80	51,1	23,6	2557,3	1184,1
82	35,5	18,0	1779,1	901,8
84	13,9	11,3	695,8	569,9
86	7,2	5,9	363,9	299,1
88	6,5	5,4	329,6	272,4
90	0	0	0	0

4. Resultados y validación

Se realizan dos modelos: uno con las inercias de los componentes del sistema de frenos de manera que cuando se realiza la simulación de frenado con este modelo se estarían frenando sólo los discos de frenos, es decir, sería como levantar el coche en el aire y acelerar las ruedas hasta que obtuvieran una cierta velocidad angular y posteriormente frenarlas; y otro en el cual se modifican las inercias de los discos para que represente de forma aproximada la inercia de todo el vehículo y asegurar de esta forma que el modelo realizado se comporta de forma real en el frenado una vez se incorpore en un modelo final del coche completo.

La simulación del modelo con la inercia de los discos únicamente da como resultado la siguiente gráfica con las velocidades angulares de las ruedas:

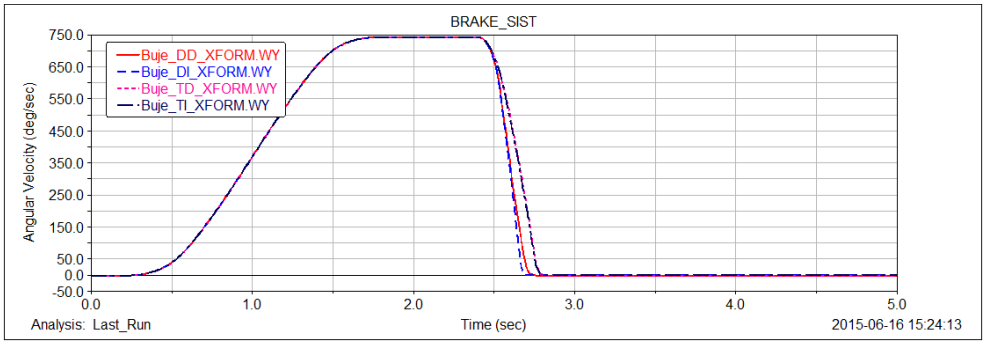


Figura 9: Velocidad angular de las ruedas durante la simulación de la frenada del modelo 1.

Se puede observar como acelera la rueda en los primeros momentos de la simulación y pasamos de 0 a 742.8 deg/s en un intervalo tiempo de 0.3 s a 1.7 s, es decir, en un tiempo de 1.5 s.

Esto pasado a rad/s representa una velocidad angular de:

$$\frac{742.8*2*\pi}{360}=12.96 \text{ rad/s} \qquad (1)$$

Que con el radio de rueda efectivo se tiene una velocidad lineal de las ruedas que es igual a:

$$12.96*0.2626*3.6=12.25\frac{\text{km}}{\text{h}} \qquad (2)$$

Llegados a este punto se mantiene la velocidad constante hasta que en el instante t=2.4 s comienza a iniciarse la frenada.

Hay que remarcar que al tener las ruedas delanteras y traseras fuerzas de frenado distintas (simulando las condiciones de la válvula de reparto de frenado) y no trabajar Adams con una matriz de inercias variables que permita simular la transferencia de masa del monoplaza, se produce que las ruedas traseras bloqueen más tarde, que por otra parte es una condición de diseño fundamental en los vehículos para dificultar que puedan producirse trompos. [2]

De este modo se establece que las ruedas delanteras tardan en frenar en un intervalo de tiempo que va desde el instante t=2.4s al instante t= 2.7s, es decir, se produciría el frenado en un tiempo de 0.3s.

Por otro lados las traseras se frenaría desde el instante de tiempo t=2.4 s al instante t= 2.8 s, es decir, en un tiempo total de 0.4s.

Para realizar el segundo modelo, se cambian las inercias de los discos de freno de forma que simulen la inercia del coche completo para comprobar que este modelo puede comportarse de forma adecuada cuando se incorpore en un modelo futuro del coche entero, con todo el resto de subsistemas simulados de forma similar a la que se realiza en este trabajo.[3]

Para compararlo, se recogen los datos de un ensayo en pista real del monoplaza realizando una maniobra de frenado y una vez se adaptan las presiones introducidas en el modelo original a las que alcanza el piloto durante este ensayo (ya que en función del piloto la maniobra de frenado debida al uso del pedal de freno, es variable), se simula el comportamiento del modelo obteniéndose los siguientes resultados.[4]

Por un lado se pueden obtener, al igual que en la gráfica mostrada con anterioridad, la velocidad angular de las ruedas que se registran durante la simulación, la cual es la siguiente:

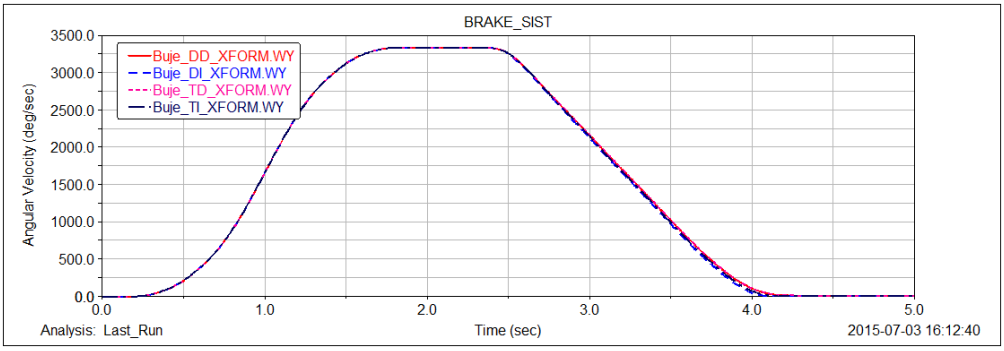


Figura 10: Velocidad angular de las ruedas para la simulación de la frenada del modelo 2.

Se puede observar como en este ensayo se alcanza una velocidad de 3339.5 deg/s que es igual a:

$$3339.5\frac{\text{deg}}{\text{s}}*2*\frac{\pi}{360}=58.28\frac{\text{rad}}{\text{s}} \qquad (3)$$

Que pasando a velocidad lineal, se tiene que:

$$58.28\frac{\text{rad}}{\text{s}}*0.2626 \text{ m}=15.3\frac{\text{m}}{\text{s}}=55.09 \text{ km/h} \qquad (4)$$

Que es la velocidad que se tiene en el ensayo aproximadamente (55 km/h) estimada en un primer momento.

En la simulación se reduce completamente la velocidad en el intervalo de tiempo que va desde el instante 2.4s al 4.2 s, es decir la deceleración del vehículo, hasta su completa detención, estimada por el modelo tiene una duración de 1.8 s, valor practicamente idéntico al medido en el ensayo en pista t = 1.81 s.

La aceleración longitudinal alcanzada es la siguiente:

$$\vec{a}=\frac{0-15.3}{1.8}=-8.5\frac{m}{s^2}=-0.9g \qquad (5)$$

Que es el valor aproximado que se registra en la frenada en el ensayo.

Comparando la información inicial del ensayo en pista con lo obtenido (a partir de que comienza la frenada en la simulación) se puede observar que el comportamiento de las curvas es muy similar:

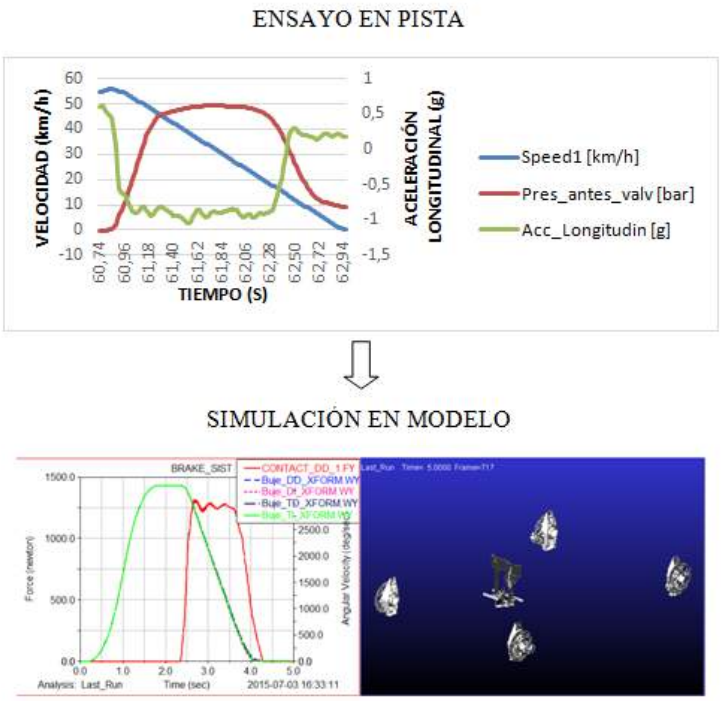


Figura 11: Comparación de parámetros entre el ensayo en pista y el modelo.

5. Conclusiones

El modelo predice unos resultados muy similares a los medidos en ensayos en pista y se considera que su grado de aproximación es buena, considerándolo como validado. Se demuestra de esta forma que es posible adaptar el modelo a los ensayos realizados sin hacer grandes cambios al modelo de partida. Adicionalmente, gracias al modelo se pueden obtener gráficas como las del ángulo girado por los pedales, la fuerza de fricción y los pares de fricción en los contactos pastilla-disco, desplazamientos de los elementos móviles, velocidades lineales, etc; las cuales pueden aportar información relevante para el futuro desarrollo del monoplaza.

Con todo este trabajo, pretende obtener un elemento diferenciador de cara a la competición Formula Student, que permita obtener mayor puntuación en las pruebas estáticas, como el evento de diseño, y un modelo en el cual se puedan predecir que efectos podría suponer un cambio en el sistema de frenos del vehículo y poder evaluar de este modo, si resulta efectivo aplicarlo o no.

6. Referencias

[1] Jochem Giesbers. Contact mechanics in MSC Adams - A technical evaluation of the contact models in multibody dynamics software MSC Adams, July 11 th, 2012.

[2] Fisher, D., "Brake System Component Dynamic Performance Measurement and Analysis," SAE Technical Paper 700373, 1970, doi:10.4271/700373.

[3] M. Nakazawa, O. Isobe, S. Takahashi & Y. Watanabe, Braking Force Distribution Control for improved Vehicle Dynamics and Brake Performance, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Volume 24, Issues 4-5, pages 413-426, 1995.

[4] Y. Khan, P. Kulkarni & K. Youcef-Toumi, Modeling, Experimentation and Simulation of a Brake Apply System, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Volume 116, Issue 1, pages 111-122, 2008.

Análisis experimental de la influencia de distintos factores en la resistencia a la rodadura de los neumáticos nuevos y recauchutados

M. Sánchez Lozano[1], O. Cuadrado Sempere[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. msanchez@umh.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. ocuadrado@umh.es*

En el ámbito de las medidas encaminadas a la optimización de la energía y la reducción de las emisiones de CO2, la reducción del consumo de combustible de los vehículos de transporte de mercancías se presenta como uno de los objetivos prioritarios. En este caso además del argumento medioambiental, cobra también gran importancia la reducción de costes que lleva aparejada, particularmente interesante para el sector del transporte por carretera donde se manejan unos márgenes de rentabilidad muy ajustados. Uno de los factores que tienen una gran influencia en dicho consumo de combustible es la resistencia a la rodadura de los neumáticos. En el estudio que se presenta se ha medido experimentalmente la resistencia a la rodadura de una muestra de neumáticos recauchutados, y se ha profundizado en el análisis de la influencia que pueden tener distintos parámetros en la resistencia a la rodadura obtenida tras el recauchutado. Por una parte se ha intentado eliminar la influencia del estado de la carcasa de partida, estudiando los factores de influencia asociados al propio proceso de recauchutado y a los materiales utilizados en el mismo. Para ello se han realizado en primer lugar ensayos de resistencia a la rodadura sobre neumáticos nuevos. Posteriormente se han raspado y recauchutado utilizando diferentes formulaciones y procesos, y se ha comparado los resultados de ensayo con los anteriores. Por otra parte se ha estudiado también qué parte de la resistencia a la rodadura es debida a la influencia del estado de la carcasa, independizándola de la parte debida a la banda de rodadura. Para ello se han ensayado neumáticos usados con distintas edades y grados de desgaste, antes y después de ser recauchutados. El estudio se ha realizado sobre una muestra reducida de neumáticos de un tipo determinado, lo que no permite extraer conclusiones generales extrapolables al comportamiento del recauchutado en general. No obstante, de los resultados obtenidos se pueden sacar interesantes conclusiones sobre la influencia de distintos factores de influencia en la resistencia a la rodadura de los neumáticos de camión.

1. Introducción y objetivos

En el ámbito de las medidas encaminadas a la optimización de la energía y la reducción de las emisiones de CO2, la reducción del consumo de combustible de los vehículos de transporte de mercancías se presenta como uno de los objetivos prioritarios. En este caso además del argumento medioambiental, cobra también gran importancia la reducción de costes que lleva aparejada, particularmente interesante para el sector del transporte por carretera, donde en los últimos tiempos se manejan unos márgenes de rentabilidad muy ajustados.

Uno de los factores que tienen una gran influencia en dicho consumo de combustible, es la resistencia a la rodadura de los neumáticos [1-5], en adelante RR. En este sentido el Reglamento (CE) 661/2009 establece que los neumáticos nuevos fabricados a partir de noviembre de 2012 deberán obligatoriamente cumplir unos requisitos mínimos en relación con su baja RR y ruido de rodadura [6]. Se estima que la reducción de consumo de combustible del vehículo asociada a la reducción de la RR planteada por el reglamento, podría llegar a superar el 15% en algunos casos.

El Reglamento (CE) 661/2009 no es aplicable por el momento a los neumáticos recauchutados, que representan a día de hoy el 40% del consumo de neumáticos de vehículo comerciales. No obstante en las consideraciones preliminares del propio documento se establece que la Comisión debe proceder a una evaluación de este sector empresarial y evaluar la adaptación del régimen regulador para este tipo de neumáticos, por lo que cabe esperar que la aplicación de estos mismos criterios se extienda a medio plazo a los neumáticos reciclados. Pero más allá de su futura obligatoriedad, la reducción de la RR de los neumáticos reciclados se presenta como una necesidad. La verificación del buen comportamiento medioambiental y energético de estos neumáticos se convertirá en un futuro próximo en un argumento fundamental para poder mantener su amplia presencia actual en el mercado.

Por otra parte, en los últimos tiempos ha cobrado protagonismo la problemática de la capacidad de disipación de calor de los neumáticos de camión, para evitar su sobrecalentamiento en recorridos largos con carga. Esto es debido a la aparición de nuevas medidas de neumático de perfil bajo, con las que se consigue una disminución de la altura del chasis respecto al suelo, y por tanto un aumento de la altura útil para carga. Por poner un ejemplo concreto, dos de la medidas de neumático más habituales en camión (315/80 R22.5 y 385/65 R22.5) están siendo sustituidas en el mercado por las 315/70 R22.5 y 385/55 R22.5. Estos neumáticos de perfil bajo (y por tanto menor diámetro) rebajan la altura del vehículo, pero como contrapartida se han reportado con relativa frecuencia problemas de durabilidad y seguridad. En efecto al reducirse el diámetro la velocidad de giro de los neumáticos aumenta, y la frecuencia del ciclo de deformación que sufre el neumático también. Esto da lugar a un sobrecalentamiento de la banda de rodadura y hombros que, en particular en el caso de los neumáticos recauchutados, puede reducir su durabilidad y en determinados llegar a producir el reventón del neumático.

Los dos problemas mencionados, el sobrecalentamiento y la RR, tienen su origen en la histéresis de los materiales del neumático, que hace que en cada ciclo de deformación se absorba una cantidad de energía que se acaba disipando en forma de calor. Por tanto un desarrollo adecuado de las formulaciones de goma empleadas en la banda de rodadura de los neumáticos podrá contribuir a la vez a una reducción de la RR y del calentamiento del neumático.

En el estudio que se presenta se ha medido experimentalmente el Coeficiente de Resistencia a la Rodadura, en adelante CRR, de una muestra de neumáticos de camión de una misma medida, con el objetivo de analizar que influencia pueden tener sobre el CRR los materiales empleados en el proceso de recauchutado y las características y estado de la carcasa.

En estudios previos sobre RR de neumáticos recauchutados se ha observado una gran dispersión entre los resultados obtenidos con distintas muestras, aparentemente debido a la influencia del estado de la carcasa usada para el recauchutado [7]. Es por esto que en una primera fase se ha intentado eliminar la influencia del estado de la carcasa de partida, para estudiar la influencia de los materiales utilizados para el recauchutado. Para ello se han realizado en primer lugar ensayos de CRR sobre neumáticos nuevos de primera marca. Posteriormente se han raspado dichos neumáticos, y se han realizado ensayos de CRR sobre las carcasas raspadas (sin banda de rodadura). Finalmente se han recauchutado utilizando 3 formulaciones diferentes, y se ha comparado los resultados de ensayo con los anteriores.

Posteriormente se ha estudiado también la influencia del estado de la carcasa usada en el CRR obtenido. Para ello se han ensayado neumáticos usados con distintas edades y grados de desgaste, probando también sus carcasas una vez raspadas, y por último después de ser recauchutados.

2. Metodología

2.1. Selección del método de ensayo de RR

Los ensayos se realizan haciendo uso del banco de ensayos de la UMH, que permite la aplicación de dos de los métodos de ensayo de RR previstos en la norma ISO 28580 [8], el método de medida de fuerza en el eje o el método de deceleración.

Previamente a la realización del presente estudio, se realizaron pruebas preliminares con diferentes tipos de neumáticos, comparando los resultados obtenidos por los dos métodos mencionados. De la conclusiones obtenidas cabe destacar el nivel de ruido en la señal de fuerza medida en eje, que se incrementa considerablemente al ensayar neumáticos recauchutados. Como causa se apunta a la variabilidad en las características de las carcasas de partida, que hace que existe un mayor desequilibrio y excentricidad en los neumáticos resultantes, lo que provoca una oscilación grande en los valores de esfuerzo medidos. Este problema no se refleja sin embargo en la medida de deceleración libre del tambor tras desacoplar el motor del banco de ensayos, por lo que se ha optado por el método de deceleración descrito en la norma ISO 28580.

El método incluye una etapa de 24 horas de aclimatación del neumático una vez montado en la llanta, la pesada y medida del momento de inercia neumático, una fase de 3 horas de calentamiento a 80 km/h, la fase de deceleración y medida, y una medida posterior de la resistencia en vacío para estimar las pérdidas mecánicas inmediatamente después de cada uno de los ensayos.

2.2. Análisis de la repetibilidad del método

Para estimar la necesidad de realizar medidas reiteraradas, se han realizado varias pruebas sobre un neumático de control, montado, aclimatado y ensayado en semanas diferentes, para estudiar la variabilidad y dispersión de las medidas. Se ha calculado la reproducibilidad de la medición de los resultados, y atendiendo al punto 10.3.3 de la norma [7], se ha llegado a la conclusión de que no es necesario realizar más de un ensayo sobre cada neumático para obtener el valor del CRR buscado.

2.3. Medidas termográficas

Como información adicional sobre el comportamiento de los neumáticos, se ha considerado interesante la medida de la temperatura superficial durante la etapa de calentamiento, y en concreto en el instante final de dicha etapa, en el que se deben haber alcanzado condiciones estacionarias de temperatura. Se utiliza para ello una cámara termográfica orientada en la dirección paralela al eje de giro y enfocada sobre la parte superior del flaco en la zona de contacto con el rodillo durante el ensayo.

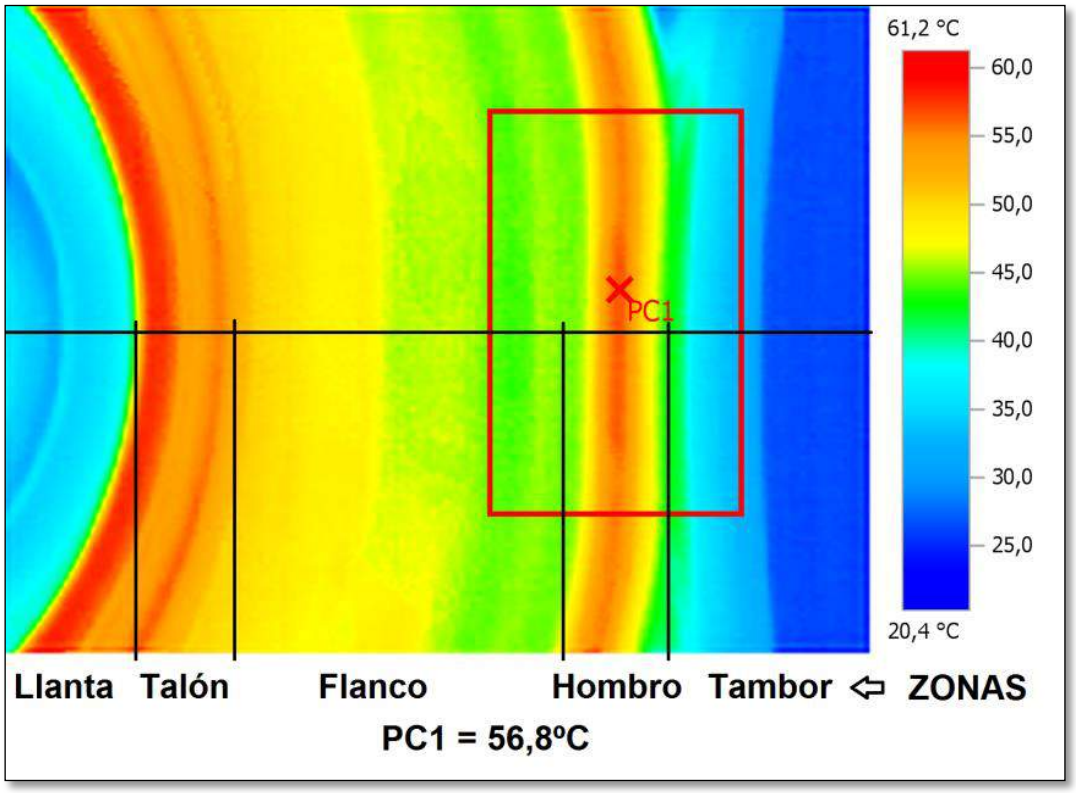


Figura 1: Imagen termogáfica.

La medida más interesante es la temperatura máxima alcanzada en la zona del hombro del neumático, en la transición entre flanco y banda de rodadura. Es en esta zona donde se produce la mayor deformación, y donde se da la mayor parte de la generación de calor debido a la histéresis, que se relaciona directamente con la RR. Y también es en esta zona donde se dan las mayores diferencias de comportamiento entre los neumáticos nuevos, los neumáticos gastados en los que se ha reducido el espesor de la banda de rodadura, y los neumáticos recauchutados.

2.4. Plan de ensayos

A) Ensayos sobre neumáticos nuevos

Se han realizado en primer lugar ensayos sobre 12 neumáticos nuevos iguales de medida 315/70 R22,5, de un mismo tipo fabricado por una primera marca, y con igual fecha de fabricación (1115), con lo que debería a priori tratarse de neumáticos esencialmente idéntidos. Este neumático cuenta con una clasificación de eficiencia energética B según el etiquetado obligatorio por Reglamento (CE) 1222/2009, lo que se corresponde con un CRR entre 4,1 y 5 N/kN.

B) Ensayos sobre carcasas nuevas raspadas.

Se han raspado 3 neumáticos nuevos de la fase anterior, eliminándose de la carcasa la banda de rodadura y gran parte de la goma de blancos y hombros, tal y como se muestra en la figura 1. Se ha procedida a ensayar las carcasas sin banda de rodadura, siguiendo el procedimiento de ensayo establecido. El interés de estos ensayos radica en la comparación del resultado con el obtenido con el neumático completo, y su posible utilidad para estimar la parte de la RR que es debida a la carcasa, diferenciándola de la parte aportada por la banda de rodadura.



(a) (b)

Figura 2: (a) Carcasa nueva raspada y (b) neumático nuevo recauchutado.

C) Ensayos sobre carcasas nuevas recauchutadas

Se ha procedido al recauchutado de los 9 neumáticos restantes, mediante el método de recauchutado por moldeo en caliente. Se ha utilizado en todos los casos los mismos moldes y dibujos, resultado en nuemáticos de iguales dimensiones y dibujo muy similar a los neumáticos nuevos de partida, como el que puede verse en la figura 2. No obsante se han utilizando tres compuestos de goma diferentes para la nueva banda de rodadura, designados como compuesto C1, C2 y C3, que a priori deberían conducir a prestaciones sensiblemente diferentes. Las diferencias entre los compuestos, que son objeto de un estudio aparte del que aquí se presenta, consisten tanto en los tipos de caucho utilizados como en los tipos de negro de humo utilizados.

D) Ensayos sobre neumáticos usados.

Se aborda ahora la realización de ensayos de RR sobre 6 neumáticos usados de la misma medida 315/70 R22,5. Se han seleccionado neumáticos de tipos diferentes, también de distintas fechas de fabricación (desde 2010 a 2014), y distinto grado de desgaste (entre 4,5 y 9 mm de profundidad de dibujo residual), como se muestra en la figura 3.

A pesar de que todos ellos van a ser posteriormente recauchutados usando los mismos moldes y dibujos, se ha decidido utilizar una muestra de neumáticos de distintos tipos y características. Esto es porque en la práctica, en la selección de entrada de carcasas para las fábricas de recauchutado se realiza una verificación exhaustiva de su dimensiones, geometría y el estado de conservación de su estructura. Pero no se diferencia habitualmente entre los modelos de dibujos y tipos del neumático original.

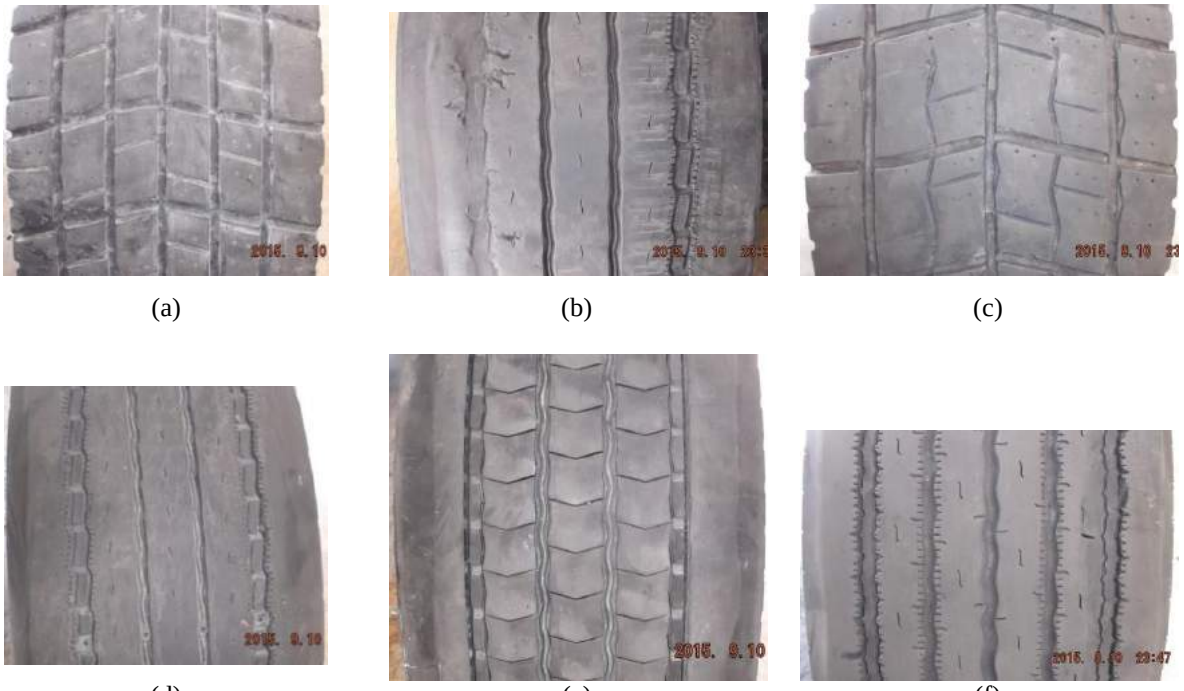


Figura 3: Neumáticos usados a, b, c, d y f.

E) Ensayos sobre carcasas usadas raspadas

En este caso, se han realizado también ensayos de RR sobre las carcasas de los 6 neumáticos usados una vez raspadas antes de proceder al recauchutado.

F) Ensayos sobre neumáticos usados recauchutados

Una vez realizados los ensayos de la fase anterior, se ha verificado que la superficie raspada de las carcasas conserva tras el ensayo la textura y características apropiadas para ser recauchutadas. Se ha procedido entonces a su recauchutado, utilizando los mismos moldes y dibujo empleados anteriormente, y la fórmula de goma C2 con la que se obtuvieron mejores resultados en los ensayos de CRR de recauchutado sobre carcasas nuevas. Se realizan finalmente ensayos de RR sobre esta última serie de neumáticos recauchutados, con el objetivo de comparar resultados con los anteriores.

3. Resultados y discusión

En la tabla1 se muestra un análisis de los resultados obtenidos, aportando para cada una de las fases los valores medios y en su caso desviación típica de los principales parámetros medidos.

Tabla 1: valores medios obtenidos para los neumáticos ensayados

	Estado del neumático	Profundidad dibujo (mm)	Masa (kg)	CRR a 80 km/h (N/kN)		Tª hombro (ºC)	
				Media	Desv. Tip.	Media	Desv. Tip.
A	**NUEVOS**	15	61,1	4,7093	0,0770	45,4	1,1
B	**NUEVOS RASPADOS**	---	43,5	3,3016	0,0927	41,9	2,1
C1	**NUEVOS RECAUCHUTADOS (C1)**	18	66,2	7,5635	0,0318	56,0	1,1
C2	**NUEVOS RECAUCHUTADOS (C2)**	18	66,3	7,2552	0,1023	56,7	3,4
C3	**NUEVOS RECAUCHUTADOS (C3)**	18	66,2	7,6332	0,0390	54,9	0,9
D	**USADOS**	6	52,5	3,9998	0,3357	46,6	5,8
E	**USADOS RASPADOS**	---	43,7	3,8913	0,3410	42,1	1,2
F	**USADOS RECAUCHUTADOS**	18	63,2	7,6206	0,0874	-	-

La muestra de 12 neumáticos nuevos ensayados se ha obtenido un valor medio para el CRR de 4,71 N/kN, con un valor máximo de 4,87 y un mínimo de 4,63. Para todos los neumáticos ensayados se obtienen por tanto valores dentro del rango marcado por su etiquetado.

Tras el raspados de las carcasas se eliminan más de 7 kg de material, fundamentalmente de la banda de rodadura y hombros, quedando un peso de carcasa de 43,7 kg. De las 3 carcasas nuevas raspadas que se han ensayado (B) se obtiene un valor medio de CRR de 3,30 N/kN. Comparando este valor con el obtenido para los neumáticos nuevos puede inferirse que aproximadamente el 70% de la RR del neumático nuevo es debida a las pérdidas que tienen lugar en la carcasa, mientras que sólo el 30% sería achacable a la deformación del material de la banda de rodadura.

De una primera observación de los valores medios de CRR obtenidos para los neumáticos recauchutados con cada uno de los 3 cumpuestos considerados (C1, C2, C3), se concluye que la RR es sensiblemente más alta que la medida para los neumáticos nuevos. Los valores medios medidos para cada uno de los compuestos son entre un 54 y un 62 % superiores a aquellos. En estos neumáticos, la contribución porcentual de la carcasa al CRR total es del orden del 45%, mientras que la nueva banda de rodadura es responsable de aproximadamente el 55% de la RR resultante.

La diferencia máxima entre los valores de CRR obtenidos para los neumáticos recauchutados con distintos compuestos de goma es inferior a 0,4 N/kN, lo que representa algo más del 5% del CRR medio. El tipo de compuesto utilizado en la nueva banda de rodadura, aún teniendo una influencia clara en la RR obtenida, no parece por tanto ser el factor más determinante en el aumento de CRR observado en comparción con los neumáticos nuevos.

Los factores que parecen ser más determinantes son entonces los asociados a la cantidad de material añadido durante el recauchutado. En efecto, en los neumáticos nuevos recauchutados se ha medido una masa superior en más de 5 kg a la de los neumáticos nuevos. Esto está asociado también a un mayor espesor de la banda (18 mm de profundidad de dibujo frente a los 15 mm del neumático nuevo). Como consecuencia el volumen de material deformado en cada ciclo es mayor, y por otra parte el mayor espesor de banda requiere también mayores esfuerzos puestos en juego para provocar dicha deformación.

Respecto a la máxima temperatura superficial medida por termografía en la zona del hombro, los resultados medidos en los neumáticos recauchutados son en todos los casos más de 10ºC superiores a los medidos en los nuemáticos nuevos, lo que indica generación de calor por histéresis mucho más elevada, y concuerda con el incremento del CRR. Respecto a la diferencia entre las distintas formulaciones, la temperatura obtenida con la fórmula C3 es algo inferior a las obtenidas con las fórmulas C1 y C2. Este hecho podría ser indicativo de una menor capacidad del material para transmitir el calor interno generado hacia la superficie y disiparlo, que podría explicar en parte los mayores valores de CRR obtenidos con el empleo de esta fórmulación. No obstante las pequeñas diferencias de temperatura medidas y la alta dispersión de los resultados ponen en tela de juicio cualquier conclusión en este sentido.

En los ensayos sobre neumáticos usados (D) se obtienen valores inferiores a los de los neumáticos nuevos, lo que resulta esperable al haber desaparecido la mayor parte del espesor de la banda de rodadura. También se observa una dispersión de los resultados mucho mayor, con una desviación tipica 5 veces superior a la obtenida con la muestra de neumáticos nuevos. Esto también parece lógico al tratarse de neumáticos con dibujos, edades y grados de desgaste diferentes, aunque en la muestra ensayada no se ha podido establecer una ley clara que relacione el CRR obtenido con el grado de desgaste y la edad de carcasa. Si que es interesante el hecho de que la dispersión obtenida entre los valores de CRR medidos sobre las carcasas usadas una vez raspadas (E) es también de un orden similar al anterior, de lo que puede deducirse que además del espesor residual de banda de rodadura, el estado del material de la carcasa es un factor que influye de forma significativa en el resultado.

Por otra parte, el valor medio de CRR obtenido en los ensayos de carcasas usadas raspadas (E) es superior en 0,59 N/kN al obtenido con las carcasas nuevas (B). Bien es cierto que la gran dispersión de resultados obtenida resta validez y significancia este valor medio, aunque la tendencia es clara.

Y esta influencia de la carcasa usada se refleja también finalmente en el resultado obtenido al ensayar los neumáticos recauchutados sobre la carcasas usadas (F). En efecto, el valor medio de 7,62 N/kN obtenido es superior en 0,4 N/kN al obtenido para los recauchutados con el mismo compuesto sobre carcasas nuevas (C2).

Por último cabe destacar que en la temperatura superficial medida en los neumáticos usados se observa una gran dispersión. No obstante el distinto estado de conservación, textura y coloración de la superficie de los neumáticos usados puede haber desviado las mediciones termográficas en algunos casos. La técnica termográfica

es muy sensible a estos parámetros que pueden afectar a la emisividad de la superficie. Se renuncia por tanto a obtener conclusiones a partir de estos datos medidos.

4. Conclusiones

El análisis y optimización de la RR y la generación de calor en los neumáticos recauchutados se presenta como un reto a afrontar por los fabricantes de estos neumáticos, para conseguir reducir el consumo de combustible de los vehículos y aumentar su seguridad. Y esta necesidad cobra particular importancia en los neumáticos de camión.

A la vista de los resultados obtenidos puede concluirse que en efecto los neumáticos recauchutados de camión pueden presentar valores de RR superiores a los neumáticos nuevos equivalentes, con incrementos que en las muestras estudiadas pueden llegar a ser superiores al 50%. Los valores obtenidos situarían a los neumáticos recauchutados estudiados en la zona central de la clase de eficiencia energética E según el Reglamento (CE) 1222/2009, frente a la clase B en la que se sitúan los neumáticos nuevos con los que se han comparado.

No obstante hay que destacar que estos resultado se han obtenido del estudio de una muestra de neumáticos de un tipo determinado, recauchutados por moldeo en caliente en unas condiciones concretas. No son por tanto extrapolables a los neumáticos recauchutados en general, lo que requeriría el análisis de una muestra muchísimo más amplia, que supera con creces el alcance de este trabajo.

Se han extraído conclusiones interesantes acerca de la influencia en el CRR de distintos factores. El tipo de compuesto de goma empleado para el recauchutado tiene una influencia apreciable, pero no es el factor más influyente en el resultado observado. Los factores que se han mostrado como más influyentes son la cantidad de material adicionado durante el recauchutado, y el espesor de la nueva banda de rodadura.

Estos factores, junto con el diseño de una distribución de tacos y canales que ayude a minimizar la energía necesaria para la deformación de la banda de rodadura, deberán tenerse en cuenta a la hora optimizar la resistencia a la de los neumáticos recauchutados y minimizar su calentamiento.

5. Referencias

[1] The tyre. Rolling resistance and fuel savings. Societé de Technologie Michelin, (2003).

[2] Tires and Passenger Vehicle Fuel Economy. Informing consumers, improving performance. Transportation Research Board Special Report 286, National Research Council of National Academies, (2006).

[3] Technologies and Approaches To Reducing The Fuel Consumption Of Medium- And Heavy-Duty Vehicles, Board on Energy and Environmental Systems, Division on Engineering and Physical Sciences, Transportation Research Board, National Research Council of National Academies, (2010).

[4] Assessment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles. Board on Energy and Environmental Systems, Division on Engineering and Physical Sciences, National Research Council of National Academies, (2011).

[5] T.J. LaClair, Chapter 12-Rolling Resistance, The Pneumatic Tire, (2006).

[6] Reglamento (CE) nº 661/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 13 de julio de 2009, relativo a los requisitos de homologación de tipo referentes a la seguridad general de los vehículos de motor, sus remolques y sistemas, componentes y unidades técnicas independientes a ellos destinados, (2015).

[7] J.M. López Martínez.. Estudio del comportamiento de neumáticos recauchutados bajo condiciones estables de carga-velocidad en banco de pruebas, DYNA, volumen 83, nº8, paginas 499-506, (2008).

[8] ISO 28580. Passenger car, truck and bus tyres. Methods of measuring rolling resistance. Single point test and correlation of measurement results, (2009).

[9] Reglamento nº 117 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE). Disposiciones uniformes relativas a la homologación de neumáticos por lo que se refiere a las emisiones de ruido de rodadura, a la adherencia en superficie mojada y/o a la resistencia a la rodadura, (2016).

Estudio de sensibilidad de las propiedades de un biocombustible sobre los parámetros de inyección mediante simulación con Boost-Hydsim

E. Torres-Jiménez[1], F. Guerrero-Villar[2], F. Cruz-Peragón[3], R. Dorado Vicente[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. etorres@ujaen.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. mgvillar@ujaen.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. fcruz@ujaen.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. rdorado@ujaen.es*

El modelado numérico de los sistemas de inyección permite predecir el comportamiento de un sistema de suministro de combustible ante variaciones en las condiciones operativas. Una de las grandes ventajas del modelado numérico es el ahorro importante en costosos ensayos experimentales. El renovado interés por el uso de biocombustibles ha dado ímpetu a este tipo de estudios de investigación ya que, una vez desarrollado y validado el modelo numérico, puede modificarse para obtener los nuevos parámetros de funcionamiento. Los sistemas de alimentación tipo common-rail instalados en turismos han desplazado casi por completo a los sistemas de alimentación mecánicos. Los turismos constituyen un gran porcentaje del transporte por carretera, por lo que una actuación para disminuir su dependencia del petróleo y sus emisiones contaminantes produciría un beneficio considerable para el planeta. En este trabajo se presenta un análisis de sensibilidad basado en el modelo de un sistema de inyección tipo common-rail realizado mediante la herramienta de simulación AVL Boost-Hydsim. Puesto que la utilización de biocombustibles supone un cambio significativo en las propiedades del combustible, nos hemos propuesto mostrar cómo influyen estas propiedades sobre los parámetros de respuesta del sistema. Las propiedades estudiadas son: densidad, viscosidad cinemática, tensión superficial y módulo de elasticidad. El estudio se centra en mostrar la influencia que tienen las citadas propiedades sobre las siguientes variables de salida: tasa de combustible inyectado, volumen inyectado, duración de la inyección, diámetro medio Sauter, ángulo y penetración del chorro. Los resultados muestran que al aumentar la densidad disminuye significativamente la tasa y el volumen inyectado, mientras que el diámetro medio Sauter aumenta significativamente. El aumento de la viscosidad cinemática conlleva un aumento importante del diámetro medio Sauter. La tensión superficial del combustible sólo afecta significativamente al diámetro medio Sauter, el cual aumenta al aumentar la tensión superficial. Finalmente, no se ha observado una influencia significativa del módulo de elasticidad sobre los parámetros de la inyección estudiados. Las variables analizadas influyen sobre la calidad de la mezcla aire-combustible dentro del cilindro, y por tanto sobre el proceso de combustión y sobre las prestaciones y emisiones resultantes, de ahí la importancia de este estudio.

1. Introducción

El modelado numérico de los sistemas de inyección permite predecir el comportamiento de un sistema de suministro de combustible para un motor de combustión interna ante variaciones en las condiciones de operación, i.e. ante un cambio de la carga y la velocidad del motor. Una de las grandes ventajas del modelado numérico es el ahorro importante en costosos ensayos experimentales. Es por esto que numerosos investigadores se han dedicado al estudio y modelado de sistemas de inyección tanto mecánicos [1] como electrónicos [2]. Actualmente, el renovado interés por el uso de biocombustibles ha dado ímpetu a este tipo de estudios de investigación ya que, una vez desarrollado y validado el modelo numérico, puede modificarse para obtener los nuevos parámetros de funcionamiento y así estudiar las nuevas prestaciones del motor (par, potencia, emisiones contaminantes, etc.)

Los sistemas de alimentación tipo common-rail para motores de combustión interna instalados en turismos, han desplazado casi por completo a los sistemas de alimentación mecánicos de tipo en línea o rotativo. Los turismos

constituyen un gran porcentaje del transporte por carretera, por lo que una actuación para disminuir su dependencia del petróleo y sus emisiones contaminantes produciría un beneficio considerable para el planeta.

En la Unión Europea (UE), más del 96% del combustible empleado para al transporte procede del petróleo [3]. La tendencia global a comprometerse con el medio ambiente ha propiciado el estudio de biocombustibles viables. Así, la UE ha promulgado una directiva para la promoción del uso de biocombustibles, con el objeto de conseguir que la cantidad de biocombustibles para transporte sea de al menos un 10% para finales del 2020 [4]. Del mismo modo, la norma RFS2 (Renewable Fuel Standard) de EE.UU. se ha propuesto incrementar el uso de biocarburantes desde los 28 billones de litros en 2012 hasta los 136 billones de litros en 2022 [5].

Basándonos en estos antecedentes, nos hemos propuesto utilizar la herramienta de simulación AVL Boost-Hydsim para estudiar el comportamiento de un sistema de inyección tipo common-rail alimentado por distintos combustibles, tanto renovables como parcialmente renovables, así como por gasoil que es el combustible de referencia. En concreto, se realiza un estudio de sensibilidad de cómo influyen las propiedades que caracterizan a un combustible sobre los parámetros de respuesta del sistema. El régimen operativo se caracteriza mediante los parámetros de entrada: tiempo de apertura del inyector y presión del rail. Estos parámetros influyen sobre la calidad de la mezcla aire-combustible dentro del cilindro, así como las propiedades del combustible, por lo que afectan al proceso de combustión y a las prestaciones y emisiones resultantes, de ahí la importancia de este estudio.

2. Materiales y Métodos

2.1. Variables de entrada y parámetros de salida seleccionados

Como se ha comentado en el introducción, se ha realizado un estudio de sensibilidad de cómo influyen las propiedades de un combustible sobre los parámetros de respuesta del sistema. Las propiedades seleccionadas para el estudio son: *densidad*, *viscosidad cinemática, tensión superficial y módulo de elasticidad,* mientras que los parámetros de respuesta del sistema que se han seleccionado son: *tasa de inyección, duración de la inyección, volumen inyectado por cilindro y ciclo, diámetro medio Sauter de las gotas del chorro, penetración del chorro y ángulo del chorro*. Se han analizado las respuestas del sistema manteniendo el mismo régimen operativo para todos los casos, el cual se ha fijado mediante los parámetros de entrada: tiempo de apertura del inyector (2,1 ms) y presión del rail (2000 bar).

2.2. Combustibles analizados y sus propiedades

Para determinar la influencia que tiene un combustible sobre los parámetros de la inyección, se han analizado 3 combustibles con la idea de abarcar los límites máximos y mínimos del rango de variación de estas propiedades, teniendo siempre en cuenta que el combustible analizado se pueda utilizar en un sistema de inyección tipo common-rail. Los combustibles que se han tomado como referencia para fijar el rango de variación de cada una de las propiedades analizadas son: biodiesel puro obtenido del aceite de colza (B100), gasoil puro sin aditivos (D100) y una mezcla al 15% de bioetanol en volumen con gasoil (E15D85). Sus propiedades se resumen en la tabla 1 y fueron determinadas en dos estudios previos [6,7].

Tabla 1: Características a 20ºC de los combustibles utilizados para fijar el rango de estudio.

Combustible	Densidad (kg/m^3)	Viscosidad cinemática (mm^2/s)	Tensión superficial (N/m)	Módulo de Elasticidad (N/mm^2)
B100	880,3	6,78	0,0330	1625,03
D100	834,5	4,15	0,0262	1441,37
E15D85	827,4	3,75	0,0256	1387,75

Los valores seleccionados en la simulación para cada propiedad del combustible se detallan en la tabla 2, los cuales se han establecido en base a los límites máximos y mínimos especificados en la tabla 1.

Tabla 2: Valores seleccionados de cada propiedad del combustible, utilizados para la simulación de los parámetros de respuesta del sistema.

Densidad (kg/m^3)		Viscosidad cinemática (mm^2/s)		Tensión superficial (N/m)		Módulo de Elasticidad (N/mm^2)	
d1	800	**Kv1**	3,500	**ST1**	0,0250	**E1**	1300
d2	825	**Kv2**	4,375	**ST2**	0,0275	**E2**	1375
d3	850	**Kv3**	5,250	**ST3**	0,0300	**E3**	1450
d4	875	**Kv4**	6,125	**ST4**	0,0325	**E4**	1525
d5	900	**Kv5**	7,000	**ST5**	0,0350	**E5**	1600

2.3. Modelo de common-rail simulado

El sistema de inyección simulado es de tipo common-Rail con apertura del inyector mediante válvula solenoide de dos vías. Sus principales componentes se muestran en la figura 1.

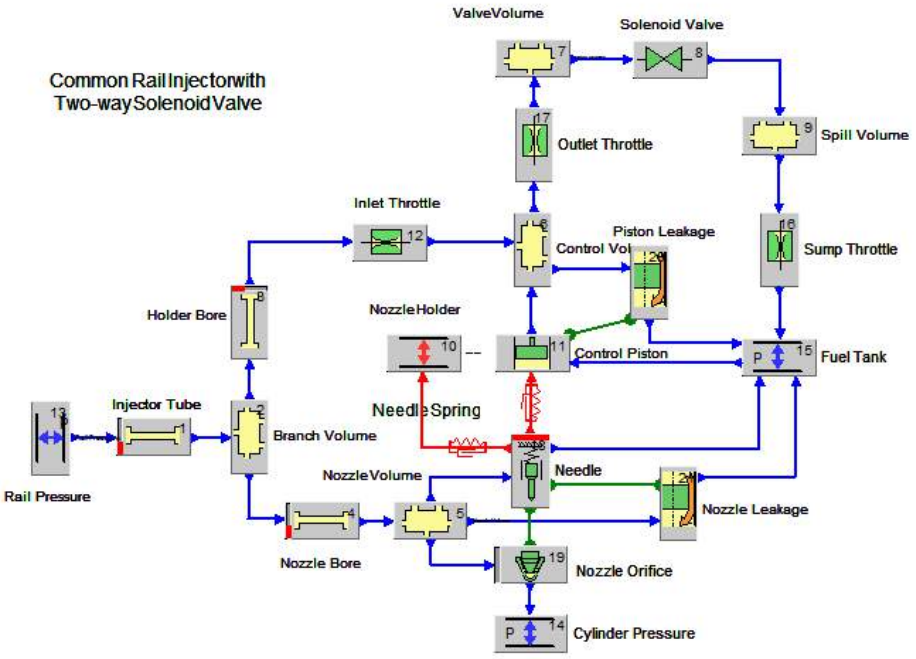


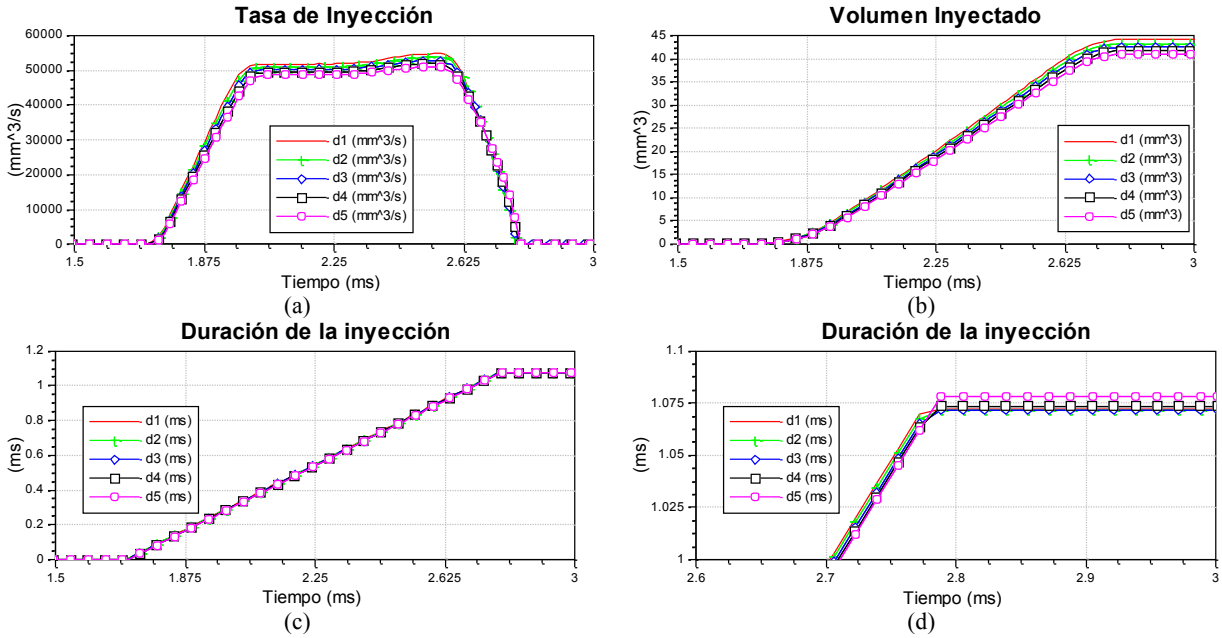
Figura 1: Esquema del sistema common-rail simulado para el estudio de sensibilidad.

3. Resultados y discusión

En esta sección se muestra, de forma gráfica, cómo influye el cambio de las propiedades del combustible (densidad, viscosidad cinemática, tensión superficial y módulo de elasticidad) en las variables de salida del sistema (tasa de inyección, volumen inyectado por ciclo y cilindro, duración de la inyección, diámetro medio Sauter de la gota del chorro inyectado en el cilindro, penetración del chorro y ángulo del chorro).

3.1. Efecto de la densidad

La figura 2 muestra los cambios en los parámetros de salida al variar la densidad del combustible.



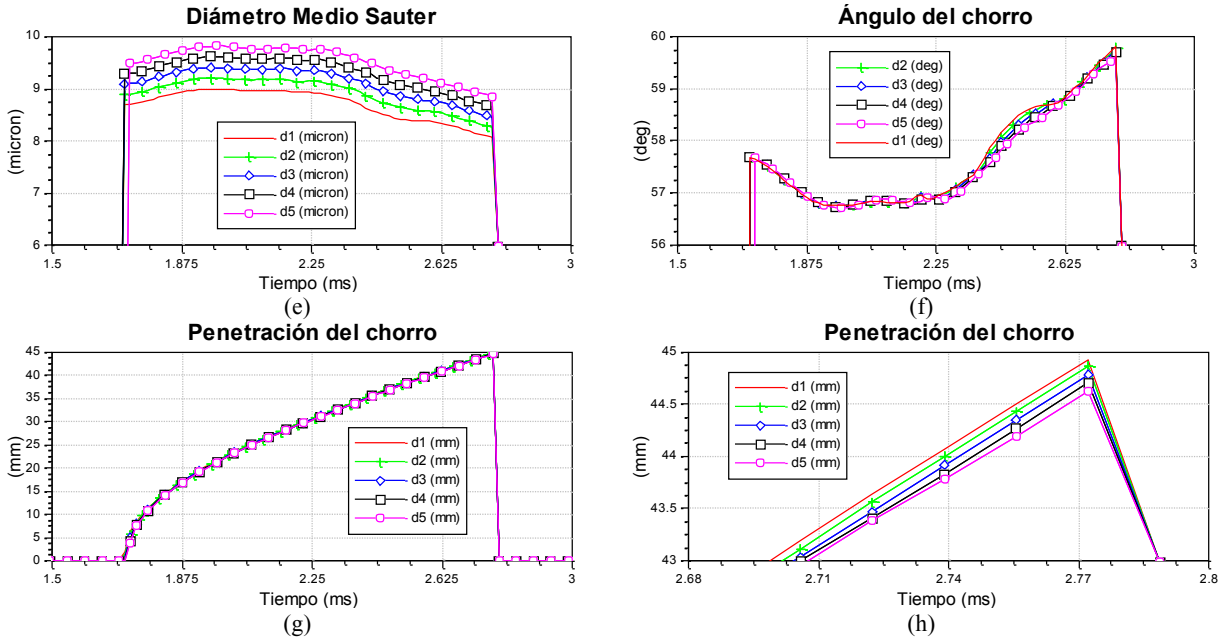
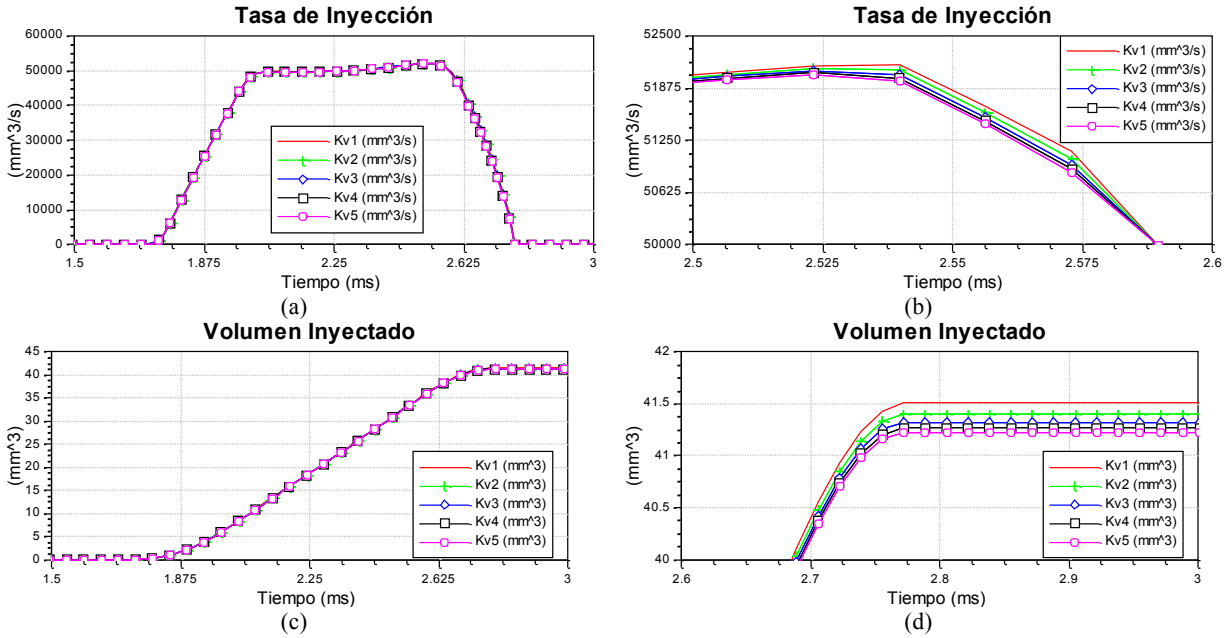


Figura 2: Influencia del cambio de densidad sobre: (a) la tasa de inyección, (b) el volumen inyectado, (c) duración de la inyección, (d) duración de la inyección: detalle, (e) diámetro medio Sauter, (f) ángulo del chorro, (g) penetración del chorro, (h) penetración del chorro: detalle del máximo de la curva.

De los resultados de la figura 2 se puede deducir que: al aumentar la densidad disminuye significativamente la tasa de inyección y el volumen inyectado, mientras que el diámetro medio Sauter de la gota aumenta significativamente. El efecto sobre el resto de parámetros no es significativo, aunque se ve una tendencia decreciente del ángulo y la penetración del chorro al aumentar la densidad. La duración de la inyección no se ve afectada.

3.2. Efecto de la viscosidad cinemática

La figura 3 muestra los cambios en los parámetros de salida al variar la viscosidad cinemática del combustible.



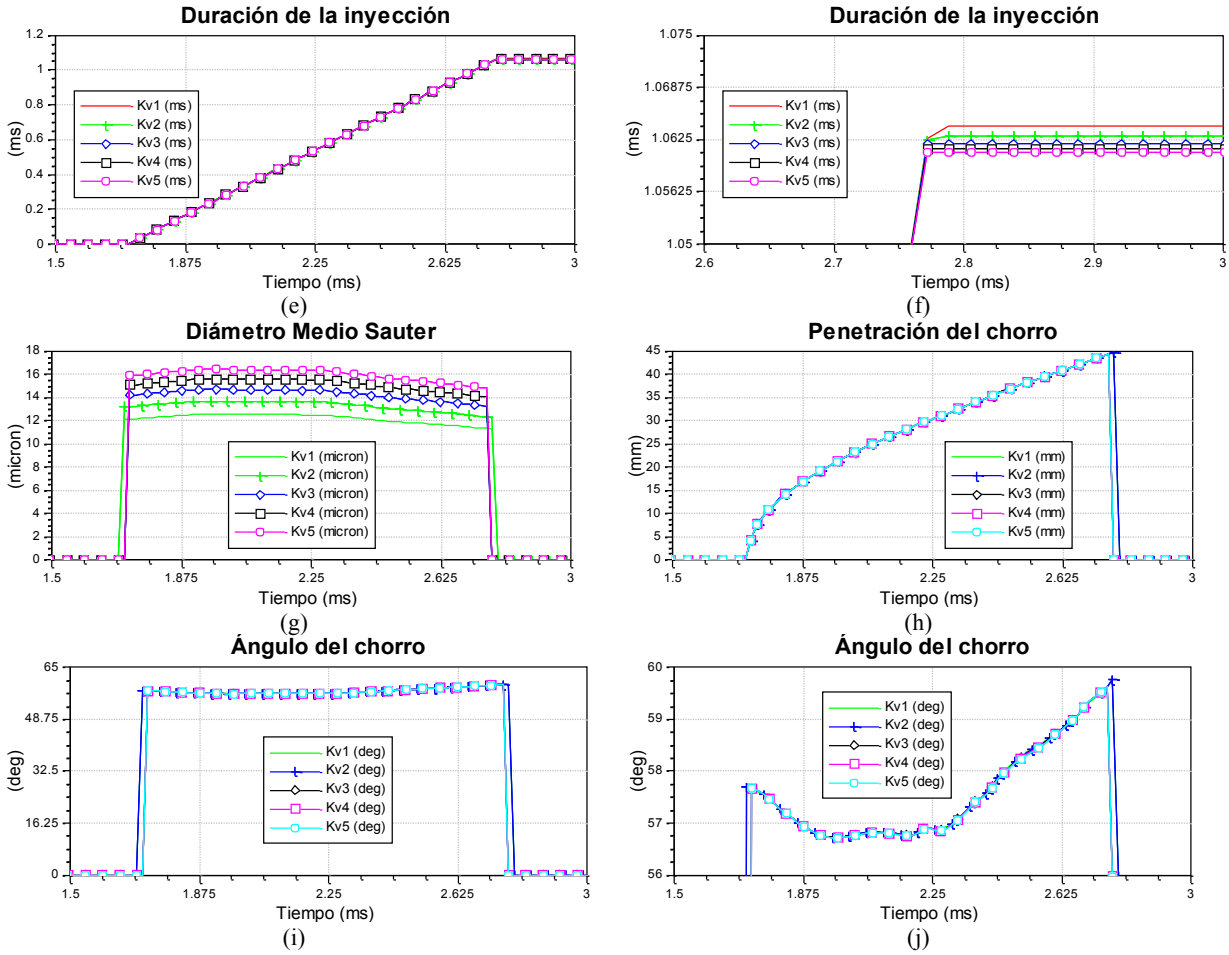
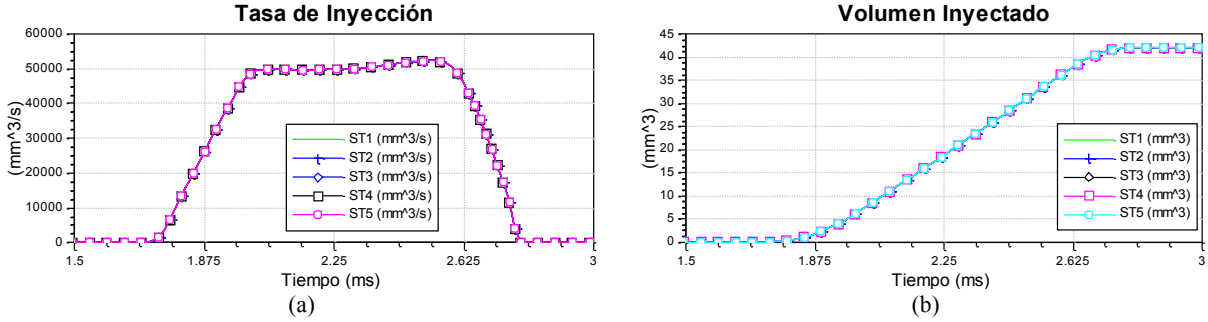


Figura 3: Influencia del cambio de viscosidad cinemática sobre: (a) la tasa de inyección, (b) la tasa de inyección: detalle, (c) el volumen inyectado, (d) el volumen inyectado: detalle, (e) duración de la inyección, (f) duración de la inyección: detalle, (g) diámetro medio Sauter, (h) la longitud del chorro (penetración), (i) ángulo del chorro, y (j) ángulo del chorro: detalle de la curva.

De los resultados de la figura 3 se puede deducir que: el efecto de la viscosidad cinemática sobre los parámetros de salida es menor que el efecto de la densidad, excepto para el caso del diámetro medio Sauter de la gota. Al aumentar la viscosidad cinemática este diámetro aumenta muy significativamente. El efecto sobre el resto de parámetros no es importante, aunque se ve una leve tendencia decreciente de la tasa y el volumen inyectado, así como de la duración de la inyección, al aumentar la viscosidad cinemática. Dicha viscosidad no afecta a resto de parámetros estudiados (ángulo y penetración del chorro).

3.3. Efecto de la tensión superficial

La figura 4 muestra los cambios en los parámetros de salida al variar la tensión superficial del combustible.



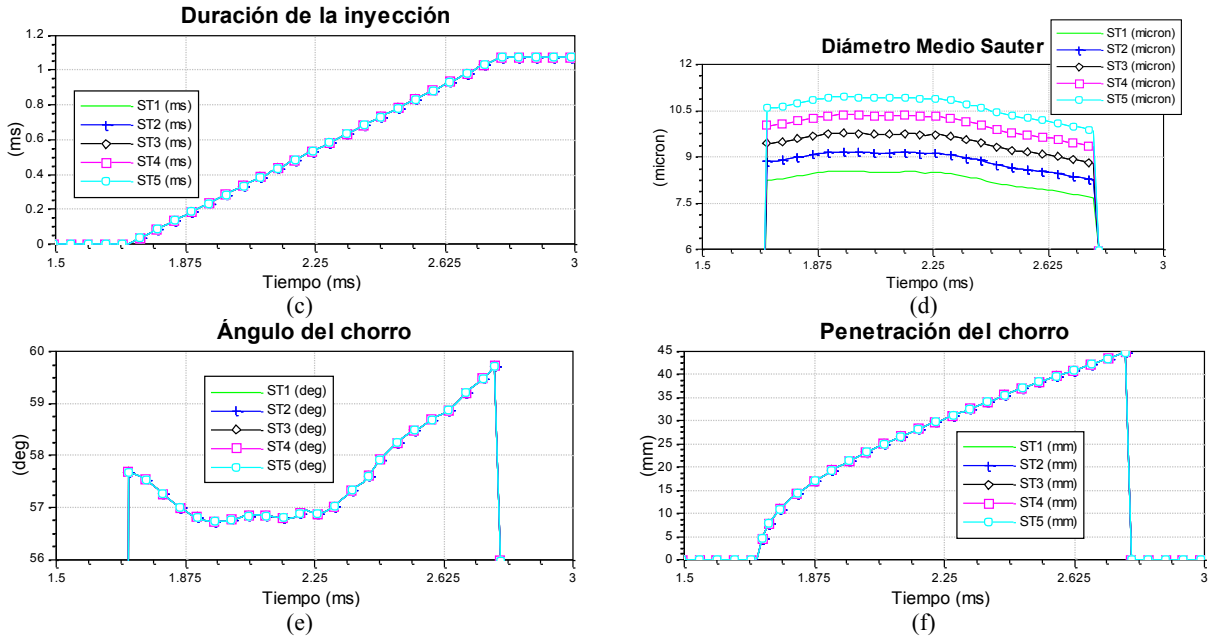
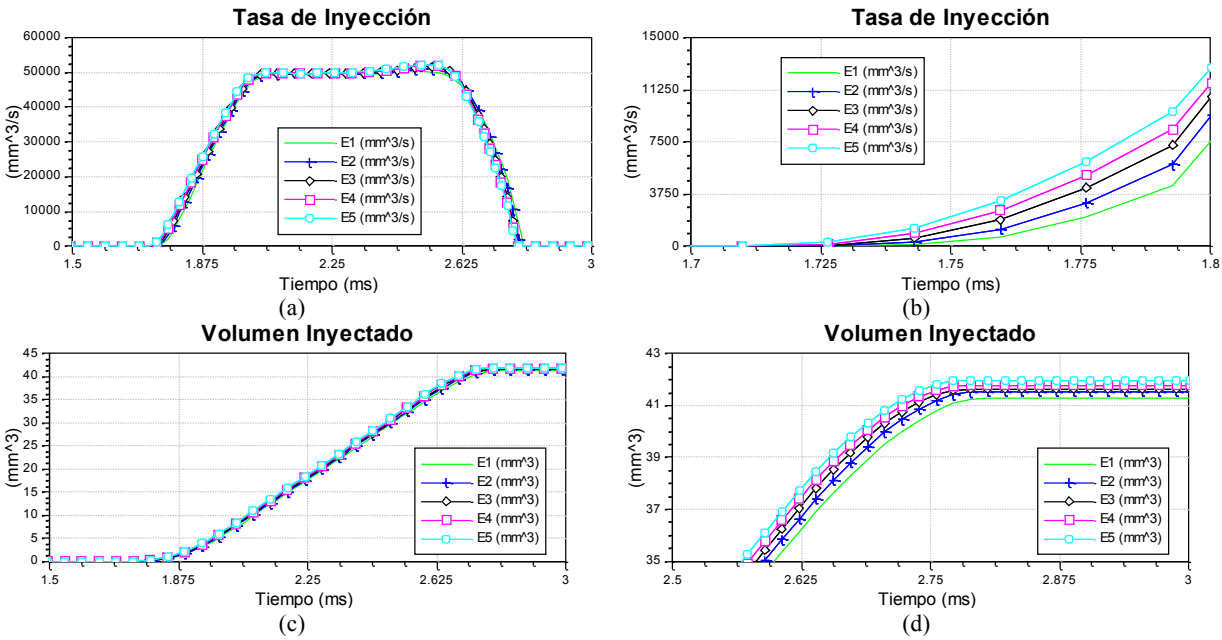


Figura 4: Influencia del cambio de tensión superficial sobre: (a) la tasa de inyección, (b) el volumen inyectado, (c) duración de la inyección, (d) diámetro medio Sauter, (e) ángulo del chorro, (f) penetración del chorro.

De los resultados de la figura 4 se puede deducir que: el efecto de la tensión superficial del combustible sólo es significativo en el caso del diámetro medio Sauter de la gota, el cual aumenta al aumentar la tensión superficial. El resto de parámetros no se ven afectados por la tensión superficial (ángulo y penetración del chorro, tasa de inyección, volumen inyectado, y duración de la inyección).

3.4. Efecto del módulo de elasticidad

La figura 5 muestra los cambios en los parámetros de salida al variar el módulo de elasticidad del combustible.



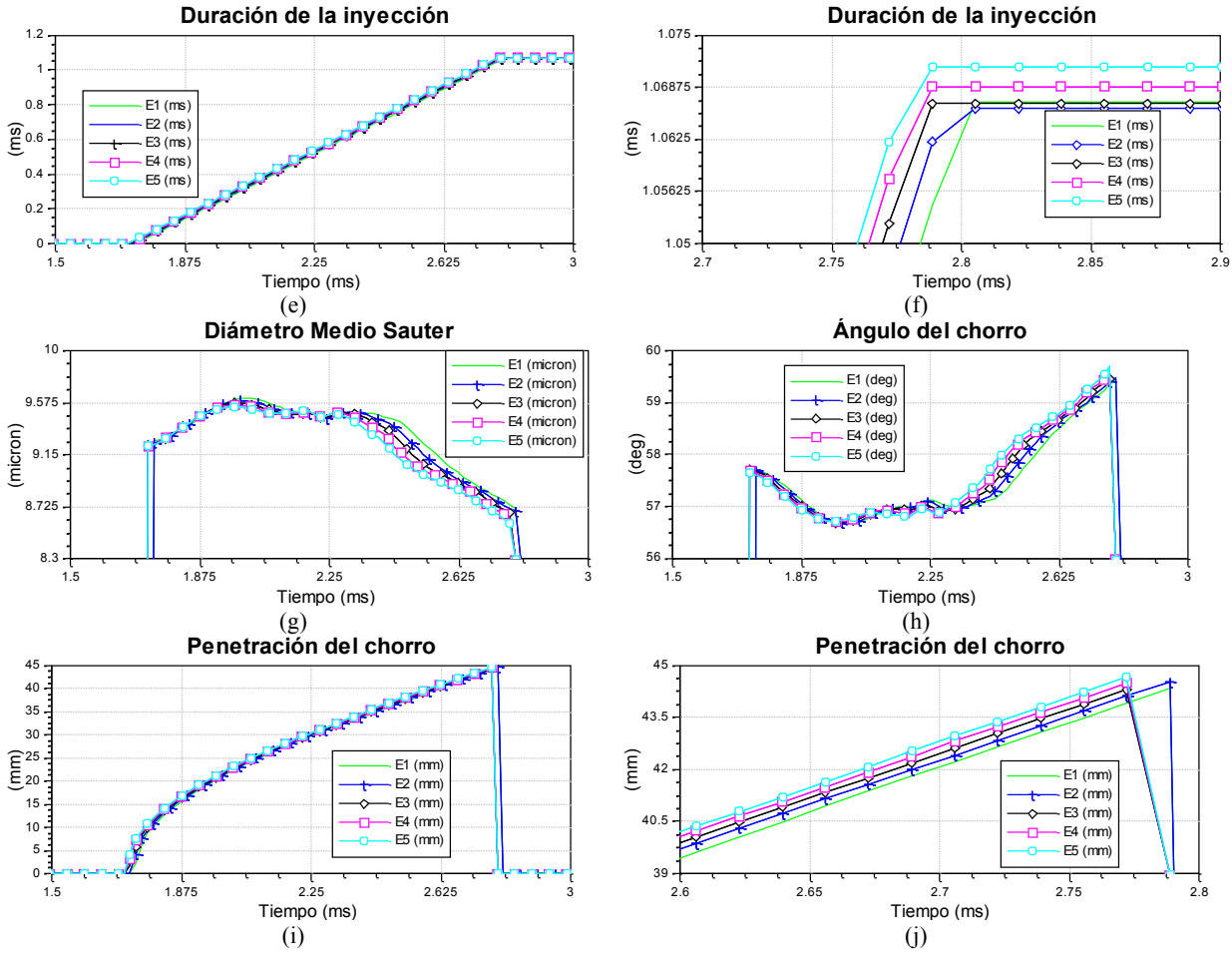


Figura 5: Influencia del cambio del módulo de elasticidad sobre: (a) la tasa de inyección, (b) tasa de inyección: detalle, (c) el volumen inyectado, (d) el volumen inyectado: detalle, (e) duración de la inyección, (f) duración de la inyección: detalle (g) diámetro medio Sauter, (h) ángulo del chorro, (i) penetración del chorro, (j) penetración del chorro: detalle del máximo de la curva.

De los resultados de la figura 5 se puede deducir que el efecto del módulo de elasticidad sobre los parámetros de la inyección estudiados no es muy significativo, aunque se puede observar que: al aumentar el módulo de elasticidad aumentan la tasa y el volumen inyectado, la duración de la inyección y la penetración del chorro, mientras que el diámetro medio Sauter de la gota disminuye y el ángulo del chorro disminuye en la primera parte de la inyección y luego aumenta. En base a los resultados obtenidos se puede decir que el módulo de elasticidad del combustible no influye significativamente sobre los parámetros de la inyección de los sistemas common-rail, a diferencia de lo que ocurría en los sistemas de inyección mecánicos. Sin embargo, sí se puede observar un pequeño adelantamiento del punto de inyección a mayor módulo de elasticidad (ver figuras 5(b) y 5(f)), el cual era mucho mayor en los sistemas de inyección mecánicos y producía una variación significativa en el proceso de combustión y en las prestaciones y emisiones contaminantes.

4. Conclusiones

Tras realizar un análisis de sensibilidad de cómo afectan las propiedades de un combustible a las respuestas de un sistema de inyección tipo common-rail, mediante una herramienta de simulación, se puede concluir que:

- Un aumento de la densidad del combustible implica una disminución significativa de la tasa y el volumen inyectado, y un aumento significativo del diámetro medio Sauter de la gota. Un aumento del citado diámetro implica una peor atomización, lo que repercute negativamente sobre la calidad del proceso de combustión y consecuentemente sobre las emisiones contaminantes. La repercusión sobre el ángulo y la penetración del chorro no es significativa, aunque se observa una tendencia decreciente al aumentar la densidad. La duración de la inyección no se ve afectada.

- La influencia de la viscosidad cinemática sobre los parámetros de salida es menor que aquella que ejerce la densidad, excepto para el caso del diámetro medio Sauter de la gota, que se ve muy influenciado por la viscosidad. Al aumentar la viscosidad cinemática el diámetro medio de Sauter aumenta significativamente. El efecto sobre el resto de parámetros no es importante, aunque se ve una leve tendencia decreciente de la tasa y el volumen inyectado, así como de la duración de la inyección al aumentar la viscosidad cinemática. Dicha viscosidad no afecta a resto de parámetros estudiados (ángulo y penetración del chorro).
- La tensión superficial del combustible sólo afecta significativamente al diámetro medio Sauter, el cual aumenta al aumentar la tensión superficial. El resto de parámetros no se ven afectados (ángulo y penetración del chorro, tasa de inyección, volumen inyectado, y duración de la inyección).
- El efecto del módulo de elasticidad sobre los parámetros de la inyección estudiados no es significativo, a diferencia de lo que ocurría en los sistemas de inyección mecánicos. Sin embargo, se puede observar que: al aumentar el módulo de elasticidad se adelanta levemente el inicio de la inyección, además, aumentan la tasa y el volumen inyectado, la duración de la inyección y la penetración del chorro, mientras que el diámetro medio Sauter de la gota disminuye y el ángulo del chorro disminuye en la primera parte de la inyección y luego aumenta.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Economía y Competitividad la concesión del proyecto POWER (Potencial de recuperación de energías residuales en motores de combustión interna. Implicaciones energéticas y medioambientales) con referencia ENE2014-57043-R. Igualmente, los autores agradecemos a la empresa AVL de automoción, y en concreto a su división de investigación, por facilitarnos el programa de simulación Boost-Hydsim dentro del programa de colaboración AVL AST University Partnership Program.

6. Referencias

[1] E. Torres-Jimenez, M. Kegl, R. Dorado, B. Kegl. Numerical injection characteristics analysis of various renewable fuel blends, Fuel, 97, (2012), 832–842.

[2] P. Lino, B. Maione, A. Rizzo. Nonlinear modelling and control of a common rail injection system for diesel engines, Appl. Math. Model, 31, (2007), 1770-1784.

[3] Energy and Transport in Europe – Statistical Pocketbook, 2010.

[4] Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources.

[5] EPA-420-F-09-023. Environmental Protection Agency Proposes New Regulations for the National Renewable Fuel Standard Program for 2010 and Beyond. May 2009.

[6] E. Torres-Jimenez , M. Svoljšak-Jerman, A. Gregorc, I. Lisec, M.P. Dorado, B. Kegl. Physical and Chemical Properties of Ethanol−Biodiesel Blends for Diesel Engines, Energy Fuels, 24, (2010), 2002-2009.

[7] E. Torres-Jimenez, M. Svoljšak-Jerman, A. Gregorc, I. Lisec, M.P. Dorado, B. Kegl. Physical and chemical properties of ethanol diesel fuel blends, Fuel, 90, (2010), 795-802.

Diseño y parametrización de un sistema de aerodinámica activa para una motocicleta

J. Alonso González, E. Blanco Marigorta[1]

[1]*Dpto. de Mecánica de Fluidos. Universidad de Oviedo. eblanco@uniovi.es*

En este artículo se presenta el estudio, diseño, optimización y parametrización de un sistema de aerodinámica activa para una motocicleta de competición. En particular se trata de un dispositivo instalado en la parte posterior del vehículo, bajo el colín, que contrarresta el momento generado en situaciones de frenada mediante la generación de una fuerza de sustentación negativa que incrementa la carga vertical en la rueda trasera. Partiendo del comportamiento aerodinámico inicial del vehículo se ha desarrollado, a través de numerosos estudios por CFD, un perfil alar específico para el caso en cuestión, que posteriormente se ha comparado y cuantificado su eficiencia contra dos perfiles alares estándar (NACA 6410 y NLF 1015). Paralelamente se han realizado una serie de simulaciones fluido dinámicas que determinan la posición relativa del sistema que optimiza el comportamiento del conjunto del vehículo y la modificación. Con la geometría del sistema definida se realizan numerosas iteraciones de las simulaciones por CFD a distintos valores de los parámetros de funcionamiento obteniendo un modelo matemático que caracteriza el rendimiento del dispositivo teniendo en cuenta las diferentes condiciones de contorno. Gracias a la parametrización del comportamiento del dispositivo, se establece de manera sencilla el input para la elaboración de la lógica de control y el análisis dinámico multicuerpo del conjunto en las siguientes fases del desarrollo del dispositivo.

1. Introducción

El mundo de la competición ha sufrido una gran evolución desde sus inicios hasta los tiempos que corren actualmente. Cuando en 1905 se puso en juego por primera vez el título del campeonato del mundo de motociclismo las técnicas actuales de diseño y simulación no eran más que un sueño, por aquel entonces era la valía y experiencia del piloto, junto con el vehículo que usaba, lo que decidía si era merecedor del título o no. Actualmente nos encontramos en una nueva era del automovilismo y el motociclismo de competición, en el que el margen de error que se permite es mínimo, ya no sólo en el pilotaje, si no, en el diseño también, donde la innovación ya no es una elección si no una obligación, y donde ya no sólo se busca el talento innato en los pilotos si no también en todos los técnicos que desarrollan los vehículos. Cada día queda más patente que la filosofía de trabajo ha cambiado, hoy en día los imposibles no existen, y las ideas más locas y descabelladas se convierten en ventajas competitivas.

Ya no suena extraño escuchar hablar de vehículos de Fórmula 1 que son capaces de generar efecto suelo mediante la reconducción de los gases de escape en frenada, ni del DRS, un sistema de aerodinámica activa que permite variar el comportamiento aerodinámico del vehículo en función de las condiciones de circulación. Pero ¿por qué todos estos desarrollos aerodinámicos están ligados al mundo de los automóviles y no en las motocicletas? La solución es simple a la par que compleja, si bien el estudio aerodinámico en motos de competición sigue los mismos principios y utiliza las mismas herramientas que en los automóviles tiene un enfoque diferente.

Mientras que en el sector de la automoción el estudio aerodinámico se centra en el diseño, estudio y optimización de las superficies exteriores del medio, con el objetivo de producir una disminución del coeficiente de arrastre y/o mejorar la sustentación negativa del vehículo, en el caso de las motocicletas todos esos esfuerzos están enfocados, principalmente, a una optimización de la posición del piloto sobre la motocicleta y la mejora de aquellos aspectos relacionados con la potencia del motor. Todo esto es debido a las características inherentes a cada vehículo. Mientras que en el caso de los automóviles el aire incide sobre la carrocería del vehículo, y es por tanto la geometría de ésta, la que va a proporcionar una mejor o peor eficiencia aerodinámica, en el caso de las motos es el piloto y la postura del mismo la que tendrá mayor grado de influencia sobre este concepto, así mismo la mayor complejidad que presentan las motos al variar su inclinación con respecto al suelo, no interesando siempre tener empuje en el plano vertical, juega un factor decisivo.

El dispositivo objeto de estudio, se basa en el concepto de aerodinámica activa para aumentar la fuerza de sustentación negativa en el eje trasero con el fin de aumentar la estabilidad longitudinal del vehículo en situaciones de bruscas deceleraciones, sin que ello perjudique al comportamiento normal de la motocicleta ni a la fuerza de arrastre característica del mismo. Todo esto es conseguido gracias al paso controlado del flujo de aire desde la parte frontal hacia un alerón colocado en la parte trasera, bajo el colín. Tanto la salida del conducto como el ángulo de ataque del alerón están controlados electrónicamente.

Se ha estudiado aerodinámicamente el comportamiento de todo el conjunto del vehículo, haciendo hincapié en el desarrollo de un perfil para el alerón sobre el que incide el flujo de aire. Así mismo se han tenido en cuenta dos perfiles alares estándar (NACA 6410 y NLF 1015). Finalmente tras analizar todas las variables de influencia (a nivel aerodinámico) del sistema se ha realizado una parametrización del dispositivo que permite dar el siguiente paso en el desarrollo integrando la simulación multicuerpo al desarrollo del dispositivo de aerodinámica activa.

2. Método de trabajo y estudios previos

La metodología definida para el estudio de este sistema responde, de una forma resumida, al flujograma mostrado en la Figura 1. Se trata de un método de trabajo secuencial e iterativo para todo el desarrollo, no obstante se ha de entender como un proceso estándar, existiendo particularidades para cada una de las diferentes etapas del proceso.



Figura 1: Flujograma del método de trabajo

2.1. Desarrollo del concepto

La función principal del sistema es el de aumentar la fuerza de sustentación negativa en el eje posterior del vehículo, contrarrestando el par generado en momentos de bruscas deceleraciones. De esta manera la capacidad de frenada se incrementa, permitiendo aumentar el tiempo en que el vehículo puede estar acelerando, lo que conlleva una reducción de tiempo por vuelta.

El sistema se basa en la canalización de un flujo de aire desde la parte frontal del vehículo a la parte posterior del mismo. Dicho flujo incide de manera controlada sobre una superficie aerodinámica (de ahora en adelante alerón), sobre la que se provoca una diferencia de presiones generándose así, una fuerza de sustentación negativa en la parte posterior del vehículo.

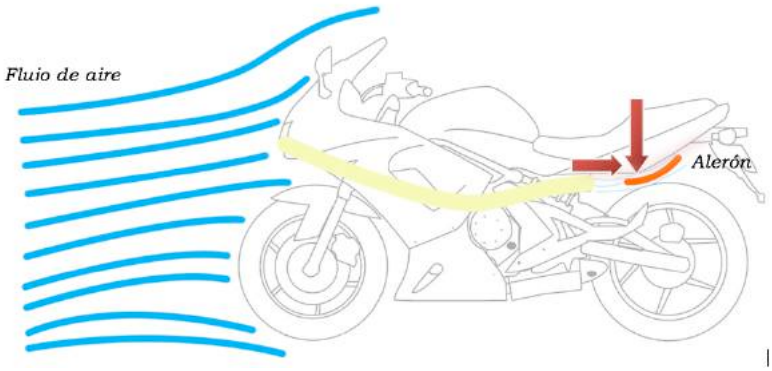


Figura 2: Concepto del sistema

El ángulo de ataque del alerón es controlado en todo momento por una lógica de control que toma como entradas la velocidad de circulación, inclinación, % frenada, % aceleración y magnitud de vientos laterales. Tras un tratamiento de éstos parámetros según un diagrama de flujo definido, similar al presentado en la Figura 2, se regula su posición.

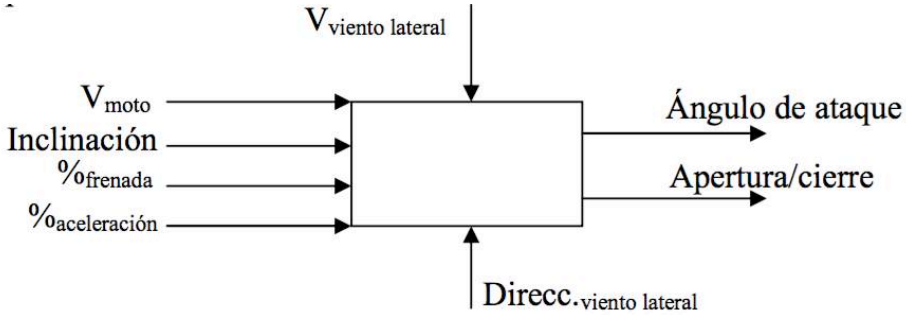


Figura 3: Entradas y salidas del sistema electrónico de control

2.2. Análisis de variables del sistema

El objetivo final del estudio es la obtención de un modelo matemático que caracterice el rendimiento del dispositivo teniendo en cuenta las diferentes condiciones de contorno. La parametrización completa del sistema permite, en unas etapas posteriores, no objeto de este artículo, la elaboración de la lógica de control y el análisis dinámico multicuerpo del conjunto.

Para realizar la parametrización del sistema se analizan, en primer lugar, las variables que afectan al comportamiento del sistema. La fuerza de sustentación negativa generada por el dispositivo está directamente relacionada con la geometría del conjunto, la velocidad de circulación, y el ángulo de ataque del alerón. Teniendo en cuenta que la geometría de la motocicleta no puede ser variada, las variables de estudio se reducen a la velocidad de circulación del vehículo y el ángulo de ataque del alerón.

Puesto que se trata de un sistema diseñado para la instalación en motocicletas de competición, y ya que su uso está dirigido a deceleraciones con un cierto grado de intensidad, se ha acotado un intervalo de velocidades ($v_{circulación}$) comprendidas entre los 100 y 350 km/h.

$$F_{Sustentación}\,(v_{circulación}, \alpha_{ataque}) \tag{1}$$

2.3. Condiciones de partida

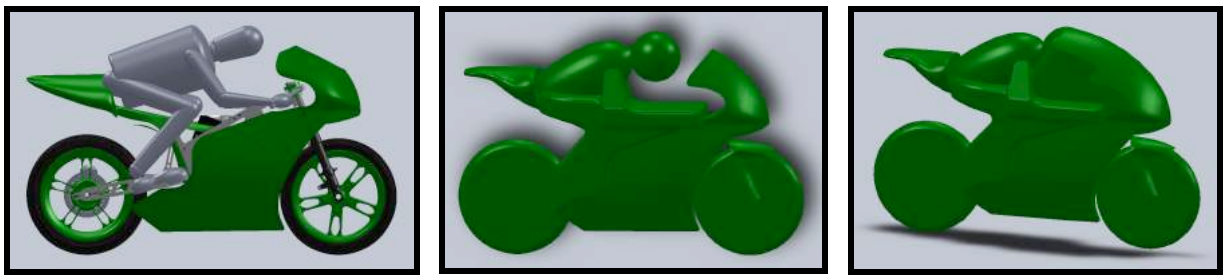
Para comenzar con el diseño del sistema se han de conocer las condiciones de partida:

- Características y comportamiento del flujo alrededor del vehículo.
- Presiones y fuerzas obtenidas en el colín de la motocicleta. Se toman como valor de referencia para obtener la ganancia de fuerza de sustentación negativa.
- Presión en la parte frontal del vehículo (zonas de toma de aire).

A partir del modelo 3D inicial del vehículo, se elabora, en Solidworks 2011®, un modelo sólido simplificado del conjunto del vehículo más el dummy del piloto. Ambos aspectos tienen una gran importancia de cara a la obtención de los resultados buscados.

La simplificación de los modelos 3D es necesaria ya que se ha de tener en cuenta que la potencia de cálculo es limitada y que los modelos poseen geometrías muy complejas, en ocasiones poco depuradas, que hacen que sea difícil alcanzar valores adecuados de calidad de malla (skew inferior a 0,8). Por otro lado, con el fin de llevar a cabo cálculos más apurados en determinadas zonas del sistema, que permitiesen corregir en detalle la geometría, se detectó la necesidad de simular zonas aisladas del vehículo. Los resultados obtenidos sobre esas áreas fueron contrastados con los valores resultantes de la simulación completa previamente a dar como válidas éstas simplificaciones.

Finalmente la distorsión del flujo ejercida por el piloto al ir sobre el vehículo varía sustancialmente los resultados, y es por ello que debe ser tomada en consideración.



(a) (b) (c)

Figura 4: Evolución geométrica del modelo 3D. (a) Modelo en superficies, (b) simplicación 1, (c) modelo final

Tras la generación del modelo 3D simplificado se realiza el mallado de la geometría, haciendo hincapié en las zonas de mayor interés (parte posterior y frontal). Una vez finalizado el mallado se simula el conjunto del vehículo mediante técnicas de CFD, con un modelo de turbulencia k-epsilon, obteniendo el comportamiento del flujo de aire entorno a la motocicleta y en especial bajo el colín, así como las presiones en la parte frontal, punto donde estarían situadas las tomas de aire.

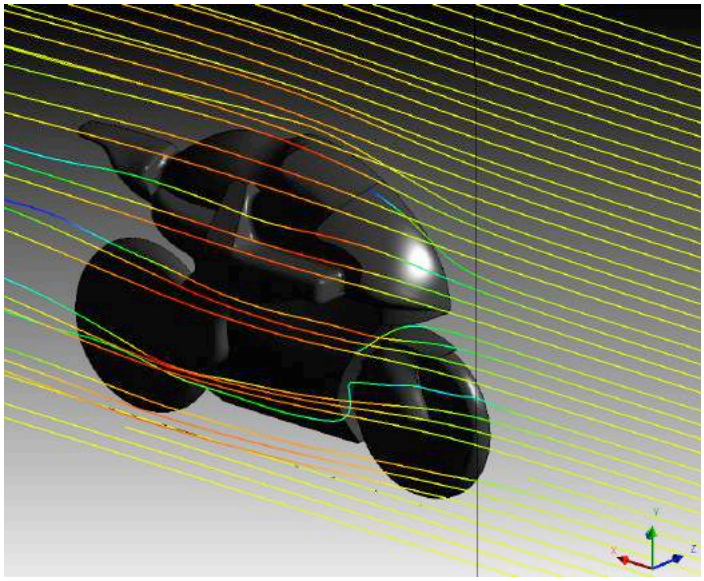


Figura 5: Líneas flujo alrededor de la motocicleta

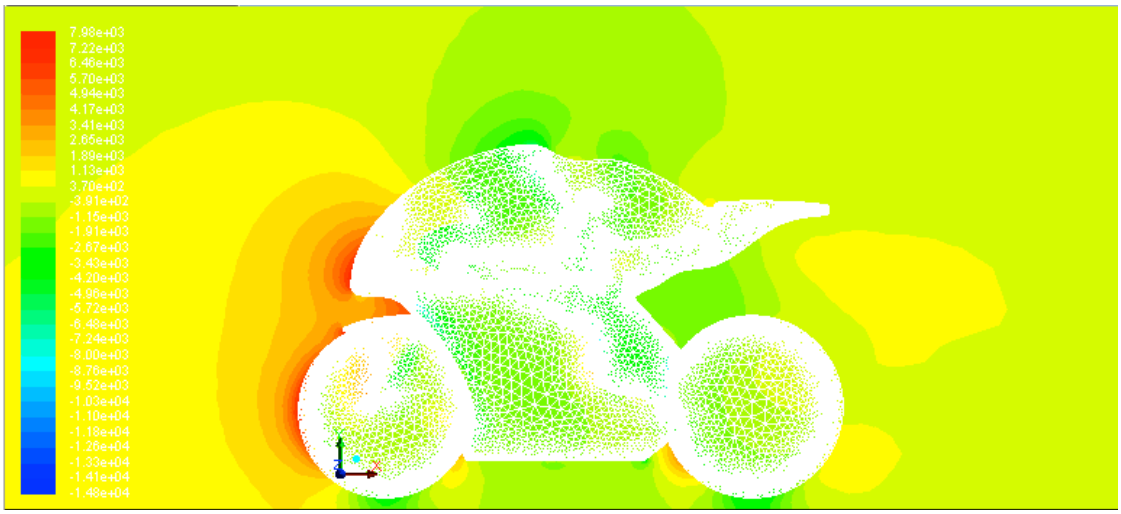


Figura 6: Contornos de presión estática alrededor del vehículo

3. Diseño y simulación por CFD del sistema

Sobre el modelo simplificado de partida con el dummy del piloto (o sobre una de las simplificaciones dadas como válidas) se diseñan y ensamblan los diferentes componentes del dispositivo. Éstos modelos se mallan, se simulan por CFD, y se analizan los valores obtenidos.

El método de trabajo es un ciclo iterativo en el que tras el análisis de los resultados obtenidos se determina si es necesaria la modificación de la geometría existente o la incorporación de nuevos elementos. Éstas modificaciones son implementadas en el modelo volviendo a realizarse una simulación del vehículo.

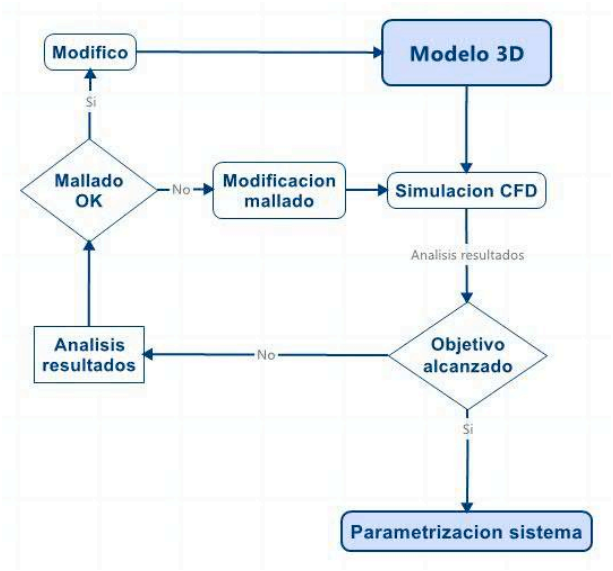


Figura 7: Flujograma desarrollo alerones

3.1. Diseño de los conductos

La distribución de todos los elementos y geometría interna de la motocicleta, así como el limitado espacio existente entre el chasis y el carenado dificultan el trazado de los conductos y la optimización de los mismos.

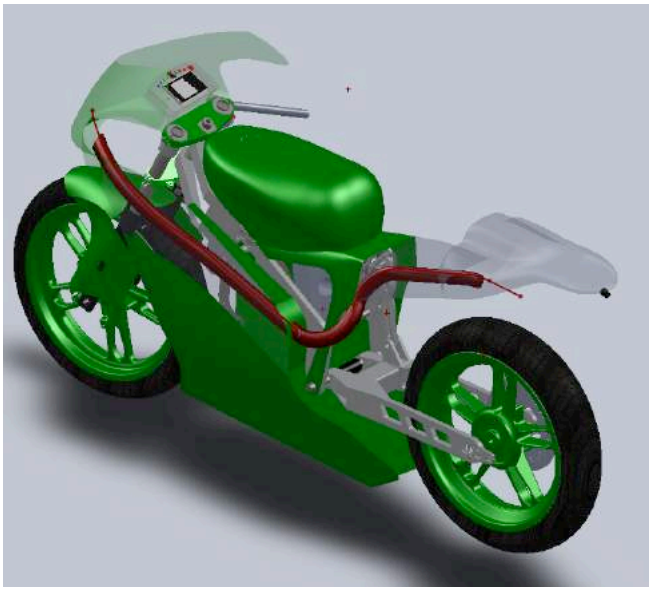


Figura 8: Trazado de los conductos sin sección de entrada ni salida

La entrada y salida del flujo de aire han sido optimizadas para el conjunto del dispositivo, teniendo en cuenta la distribución de presiones en la parte frontal del vehículo y maximización de la eficiencia sobre la superficie de incidencia en la salida.

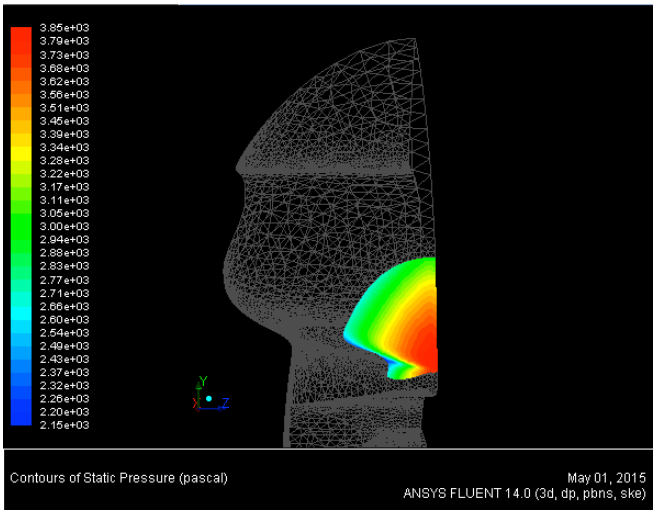


Figura 9: Presión estática en la sección de entrada del flujo de aire a los conductos

3.2. Posición relativa del alerón

La superficie de incidencia o alerón está situado en la parte baja del colín, teniendo dos posiciones extremas de movimiento: apertura máxima ($\alpha_{máx}$), apertura mínima o estado de reposo (α_{min}).

Teniendo en cuenta la normativa de seguridad aplicable, las condiciones dinámicas de circulación del vehículo y las condiciones de funcionamiento del sistema se determina que α_{min} =22º y $\alpha_{máx}$ =35º. Se fija un α=31º para el desarrollo de la geometría del sistema, una vez definida la geometría final se obtienen la fuerza de sustentación negativa para el intervalo de ángulo de ataque anterior.

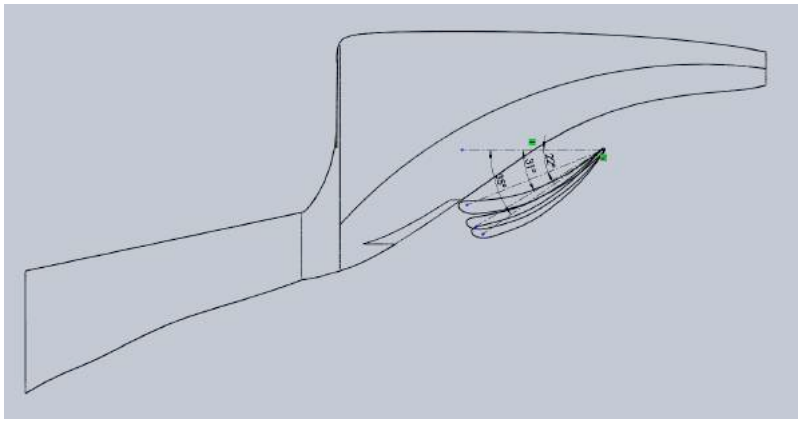


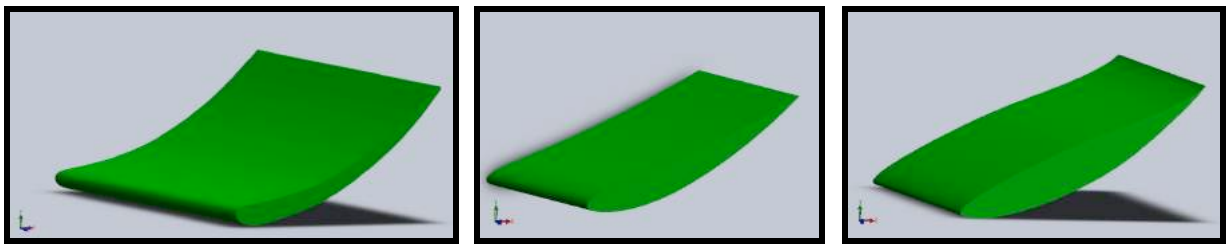
Figura 10: Rangos de ángulos de ataque posibles

3.3. Geometría del perfil alar

El sistema se ha desarrollado con tres tipos de perfiles alares:

- Perfil alar de geometría propia
- Perfil alar NACA 6410
- Perfil alar NLF 1015

De todos los perfiles estándar se han seleccionado el NACA 6410, y el NLF 1015 puesto que son los más utilizados en los elementos aerodinámicos de vehículos de competición.



(a) (b) (c)

Figura 11: Geometrías iniciales de los perfiles. (a) propio, (b) NACA 6410, (c) NLF 1015

El estudio y el comportamiento de la geometría se lleva a cabo mediante simulaciones con un software de CFD. El desarrollo de los perfiles se centra principalmente en la evolución del perfil alar de diseño específico para este caso de uso, no obstante muchas de las mejoras, como es la incorporación de deflectores laterales para minimizar las pérdidas por turbulencias Figura 10, son implantadas en los perfiles estandarizados también.

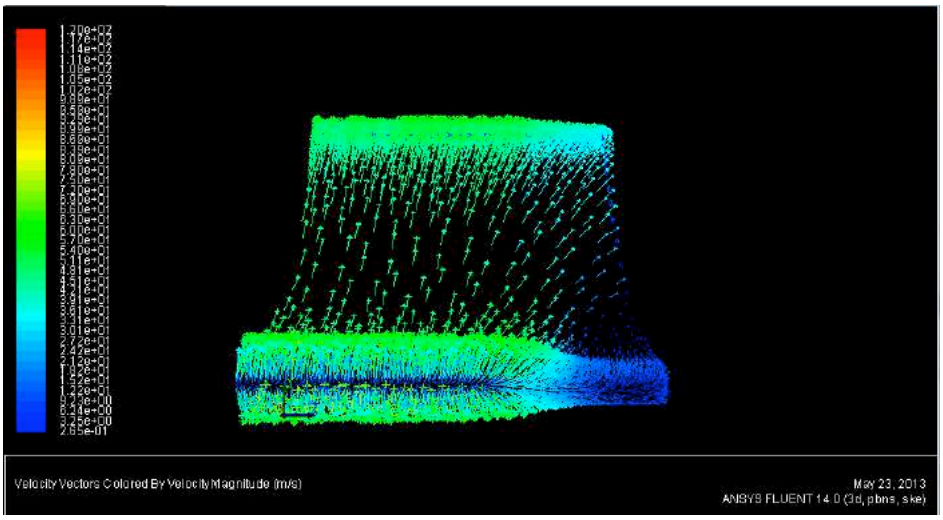
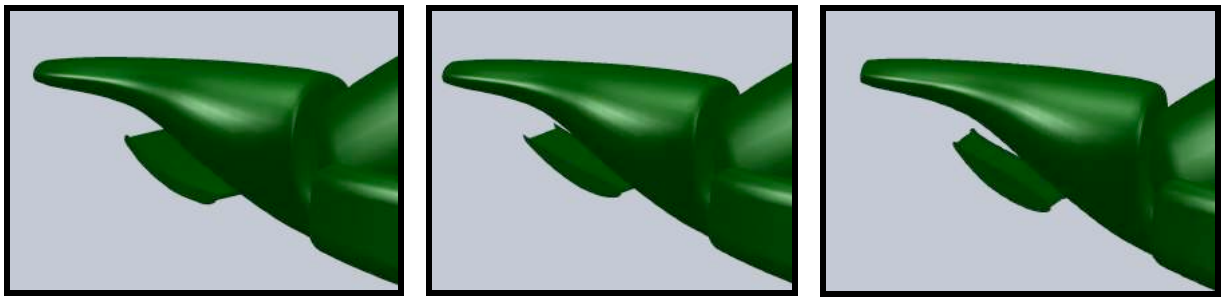


Figura 12: Desviación del flujo de aire sobre la superficie de incidencia



(a) (b) (c)

Figura 13: Geometrías finales de los perfiles. (a) propio, (b) NACA 6410, (c) NLF 1015

4. Resultados

De las simulaciones realizadas, y la definición de variables del sistema se obtiene la parametrización de la presión total y la presión estática de entrada al sistema en función de la velocidad de circulación del vehículo.

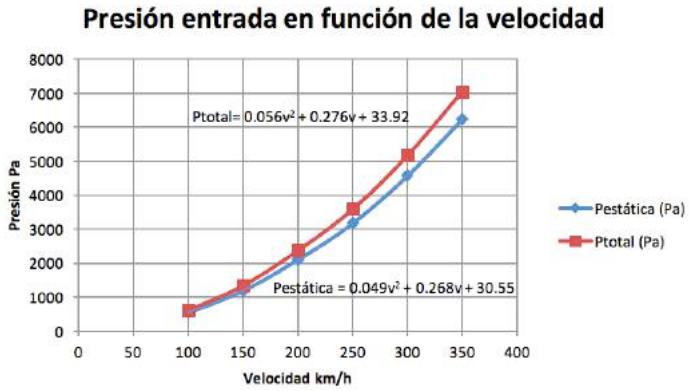


Figura 14: Presión de entrada en función de la velocidad

El perfil alar que presenta mayor eficiencia en su comportamiento y por tanto es más adecuado para el uso en el sistema desarrollado es el de geometría propia, proporcionando un incremento de la fuerza de sustentación del vehículo completo de 41 N a una velocidad de 250 km/h (70 m/s).

El máximo incremento de la fuerza de sustentación negativa obtenida es 160 N, lo que supone un incremento de un 15% sobre el peso del vehículo.

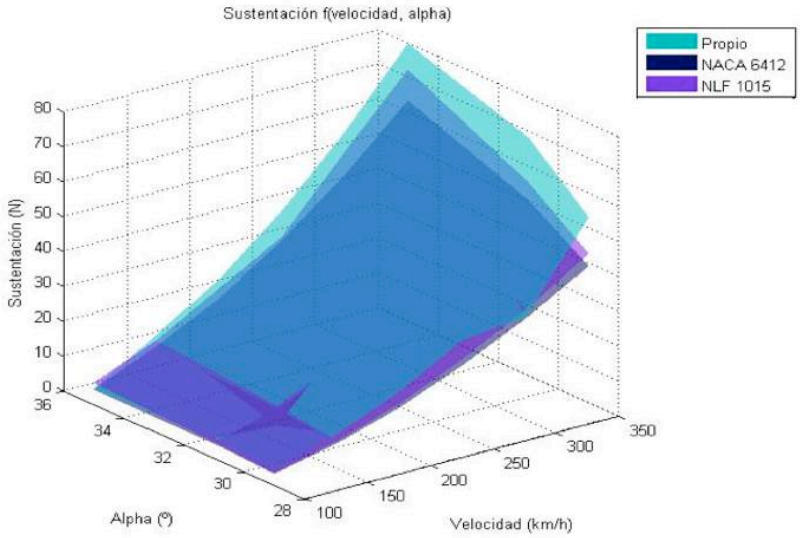


Figura 15: Caracterización del funcionamiento de los tres perfiles alares

5. Conclusiones

La parametrización del comportamiento del dispositivo permite establecer de manera sencilla el input para el diseño de la lógica de control y el análisis multicuerpo del conjunto dentro de las condiciones de contorno establecidas. Aunque este sistema es fácilmente implementable en vehículos ya desarrollados, la puesta a punto del dispositivo juga un papel decisivo en la eficacia del sistema, así como, atendiendo a la psicología del piloto, la necesidad de una implantación progresiva. Finalmente el desarrollo de sistemas de aerodinámica activa este tipo de vehículos suponen un salto cualitativo en cuanto a lo que hoy en día se entiende por estudio aerodinámico de motocicletas de competición.

6. Referencias

[1] Tony Foale. Motorcycle Handling and Chassis Design. Publicaciones Tony Foale. 2002

[2] J. Alonso E.Blanco y A.Noriega. Incorporación de asistente aerodinámico de frenado en una motocicleta, Actas del XIX CNIM, (2012).

TMD ajustable en frecuencia aportando rigidez positiva o negativa mediante imanes permanentes

Á. Magdaleno González[1*], M. Cacho Pérez[1], N. Ibán Lorenzana[2], O. Hernández Gómez[1], A. V. Poncela Méndez[1], A. Lorenzana Ibán[1,2]

[1]*ITAP, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid. alvaro.magdaleno@uva.es*

[2]*Fundación CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Boecillo (Valladolid). noriba@catif.es*

En ocasiones es conveniente resintonizar dispositivos inerciales de mitigación de vibraciones en sistemas estructurales donde las frecuencias iniciales varíen significativamente. El trabajo se centra en el típico amortiguador de masas sintonizado TMD, compuesto por una masa móvil, un resorte y el correspondiente amortiguador. Si la frecuencia del sistema donde está instalado el dispositivo aumenta, la rigidez del resorte del TMD debería también aumentar. Esto se conseguiría con diversas soluciones mecánicas que aportaran rigidez, tales como reforzar el resorte o introducir nuevos apoyos intermedios elásticos. Sin embargo, cuando hay que adaptarse a frecuencias menores, resulta imposible eliminar rigidez añadiendo nuevos apoyos, a no ser que sean del tipo especial presentado en este trabajo. Se trata de enfrentar dos imanes de manera que se atraigan o repelan, lo cual a efectos prácticos resulta en un nuevo apoyo sin contacto. Cuando están a repulsión el conjunto se comporta como el típico muelle, donde un incremento de fuerza origina un incremento de desplazamiento (igual dirección y sentido contrario), siendo la fuerza creciente a medida que el desplazamiento (o distancia entre los imanes a repulsión) disminuye. Sin embargo, cuando están a atracción, el sentido del incremento de desplazamiento es el mismo que el de la fuerza, comportándose por tanto como un muelle de rigidez negativa. Tras los correspondientes estudios de caracterización, este fenómeno se aplica al caso práctico de un TMD instalado en una estructura a escala, comprobándose experimentalmente su viabilidad práctica.

1. Introducción

Determinadas estructuras esbeltas pueden experimentar vibraciones apreciables ante determinadas excitaciones. Como ejemplos se tienen rascacielos y chimeneas industriales que oscilan por el efecto de los desprendimientos de torbellinos o pasarelas peatonales que vibran cuando son transitadas por peatones andado o corriendo a determinados ritmos. Este comportamiento vibratorio puede derivar en problemas estructurales, pérdida de funcionalidad e incomodidad para los usuarios, entre otros efectos indeseables.

En ocasiones la única manera de mitigar estos problemas es instalando un dispositivo mecánico denominado amortiguador de masas, convenientemente sintonizado. Se conoce como TMD, de sus siglas en inglés (Tuned Mass Damper) y consiste en una masa móvil (suspendida de un péndulo o unida a la estructura mediante un resorte) y un amortiguador. Este dispositivo, actuando de forma inercial, modifica el comportamiento dinámico de la estructura original en dos aspectos: por una parte disminuye el factor de amplificación dinámico ya que desdobla y aplana el pico asociado al modo de vibración excitable de la estructura, susceptible de entrar en resonancia ante la acción exterior considerada; por otra añade amortiguamiento. Ambos efectos pueden hacer que la respuesta disminuya hasta en un 90% con tan solo añadir masas móviles del orden del 3% de la masa modal del modo problemático. Sin embargo, para que esta mejora sea óptima es necesario que el TMD esté correctamente sintonizado, de tal manera que cuando la estructura oscila en una dirección, la masa móvil la sigue con un cierto retraso, originando desplazamientos relativos entre la masa móvil y el punto de la estructura donde está unido el amortiguador del TMD, disipando energía y por tanto mitigando la vibración significativamente. En caso de que el sintonizado no sea correcto, la mejora no es tan significativa.

En principio, mediante distintas metodologías (en base a la respuesta temporal ante una carga escalón, por ejemplo, o en base a la función de respuesta en frecuencia estimada mediante técnicas experimentales) es posible realizar un correcto sintonizado in-situ. Como el TMD es un dispositivo puramente mecánico, una vez sintonizado correctamente no sería necesario cambiar ninguno de los parámetros que lo definen (masa móvil, rigidez del resorte o longitud del péndulo y amortiguamiento del amortiguador). Sin embargo, a lo largo de la

vida útil de una estructura pueden aparecer fenómenos que hagan cambiar sus propiedades modales y comportamiento dinámico, sacando de sintonía al TMD instalado previamente. Entre esos fenómenos cabe destacar la variación de rigidez por retracción o envejecimiento de los materiales estructurales y la modificación de la masa no estructural o distintos niveles de ocupación (pasarelas abarrotadas de peatones, vehículos pesados en puentes,…). En estructuras hiperestáticas o pretensadas también podrían tener influencia los asentamientos de los apoyos o las variaciones de temperatura ambiental. En estos casos sería interesante poder modificar fácilmente las propiedades del TMD para llevarlo al punto de sintonizado óptimo. Desde el punto de vista práctico suele resultar inviable hacer modificaciones en la masa y en la rigidez/longitud y se han propuesto diversas alternativas relativamente sencillas para modificar el amortiguamiento mediante sistemas semiactivos (regulando el orificio del amortiguador viscoso, usando fluidos magnetorreológicos o modificando el campo magnético en el caso de usar amortiguadores basados en corriente de Eddy, entre otros). Desafortunadamente si la variación de la frecuencia de la estructura original es significativa (del orden del 2% o superior) no es viable resintonizar el TMD modificando únicamente el amortiguamiento. En estos casos resulta más efectivo retocar la rigidez del elemento elástico (resorte, péndulo), no así la masa.

En este trabajo se muestra un método para cambiar la rigidez de un TMD cuya masa está unida a la estructura mediante un resorte consistente no en el típico muelle helicoidal sino en una ballesta sometida a flexión. Algunos autores han propuesto modificar la rigidez de los muelles helicoidales mediante ingenios mecánicos que permiten seleccionar el número de espiras. Uniendo la masa móvil del TMD a la estructura a través del muelle con más espiras se estaría disminuyendo la rigidez. En caso contrario, aumentando. Sin embargo, cuando el resorte es de tipo ballesta se podrían añadir rigideces (para sintonizarlo a casos en los que la frecuencia de la estructura haya aumentado) mediante nuevos apoyos elásticos, pero nunca eliminar rigidez por medios puramente mecánicos. Recurriendo a imanes permanentes, sin embargo, dispuestos por pares a modo de soportes auxiliares sin contacto, se puede no solo aumentar la rigidez (si se enfrentan a repulsión) sino también disminuirla (en caso de enfrentarlos a atracción). En este estudio se muestra precisamente cómo lograr estos cambios de rigidez para el caso de un TMD a escala para maquetas de laboratorio.

2. Montaje experimental para caracterización de la rigidez

La Figura 1 muestra el prototipo del TMD consistente en: (a) un bastidor unido a la estructura (en este caso, al forjado superior de una maqueta de un edificio de 2 plantas); (b) una ballesta empotrada en el bastidor por un extremo y con masas concentradas en el extremo libre; (c) un par de imanes permanentes de neodimio, tipo anillo, uno de ellos unido a la ballesta y otro a la estructura a través de un actuador lineal para ajustar la distancia entre los imanes; y (d) un sistema de amortiguación magnética formado por otro imán permanente de neodimio cilíndrico enfrentado a una pequeña placa de aluminio.

Con el fin de calcular la rigidez mediante la relación de Hooke (cociente entre la fuerza y el desplazamiento), se muestra en la Figura 2 la configuración experimental en la que se disponen el bastidor (a) y la ballesta (b) en posición tumbada con el fin de poder medir el incremento de flecha (medida con el láser (c)) ante un peso conocido aplicado en el extremo libre (d). La estrategia consiste en ir aplicando diferentes masas conocidas al extremo de la ballesta y medir la deflexión de ese punto. La operación se repite para diferentes distancias entre el imán fijo (e) y el imán solidario a la ballesta. Se muestran en la Tabla 1 los resultados para el caso inicial en el que ambos imanes se encuentran a una distancia “infinita” y por tanto no existe influencia entre ambos.

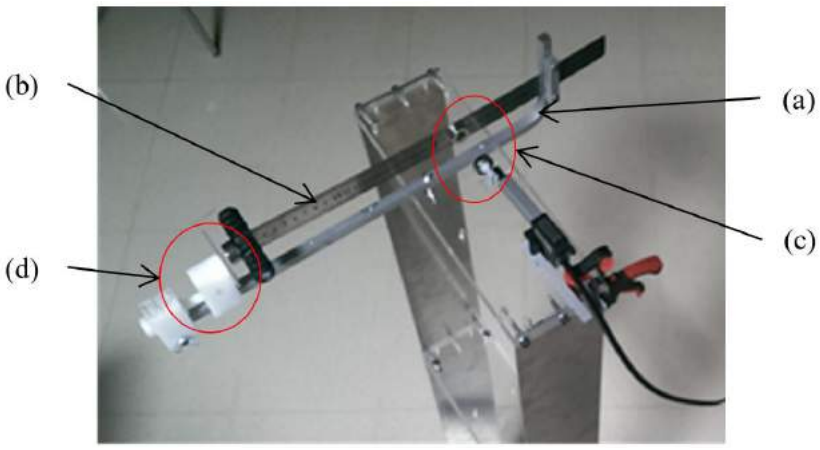


Figura 1. Prototipo del TMD tipo ballesta

Este ensayo permite caracterizar la rigidez a flexión de la ballesta, la cual se puede asimilar a una viga en voladizo. Para un sistema ideal de estas características la relación entre la fuerza F y la deflexión δ del extremo del voladizo están relacionados mediante:

$$= \frac{3EI}{L^3}\,\delta$$

donde E es el módulo de Young del material, I es el momento de inercia de la sección de la ballesta respecto a su eje principal débil y L es la longitud del voladizo.

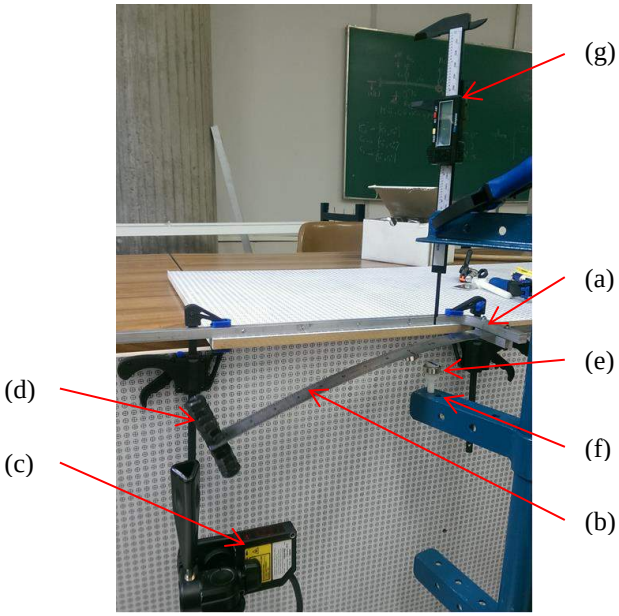


Figura 2. Configuración experimental

Como se aprecia en la Figura 3, cuando la viga no se encuentra influenciada por los imanes, se puede obtener experimentalmente su rigidez a flexión de una forma muy fiable (en este caso el valor es 14.75 N/m, siendo el coeficiente de la regresión entre los 5 valores medidos de 0.9999). El valor obtenido coincide con el que se estima a través de la fórmula anterior, conocidas las dimensiones de la sección.

Tabla 1: Resultados para distancia infinita entre imanes

Masa (kg)	Peso (N)	δ (m)	$\Delta\delta$ (m)
0	0	0.1659	0
0.0074	0.0726	0.1615	0.0044
0.0152	0.1491	0.1561	0.0098
0.0251	0.2462	0.1490	0.0169
0.104	1.020	0.0967	0.0692

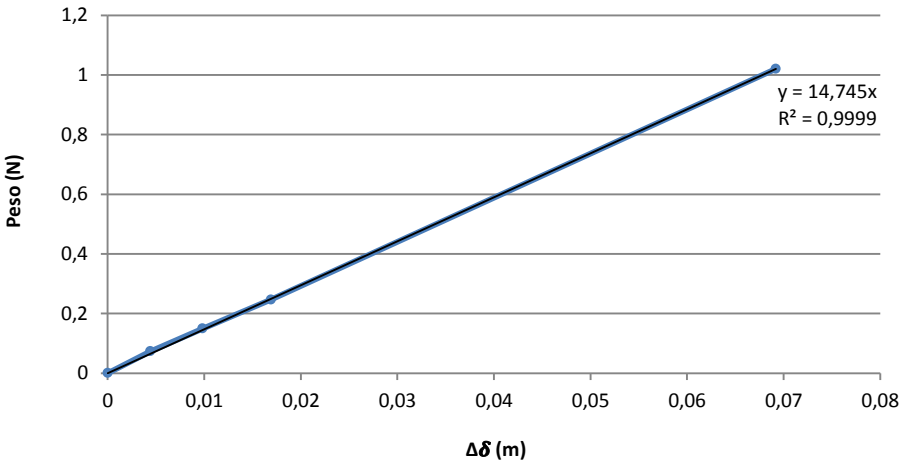


Figura 3. Regresión de la información de la Tabla 1

Cuando se acerca el imán de la parte fija (e) mediante el soporte (f) se tienen los siguientes resultados en función de la distancia entre el par de imanes D, medida mediante el calibre digital (g), según los imanes estén a repulsión (Tabla 2) o a atracción (Tabla 3). En ambos casos el procedimiento de cálculo ha sido similar al descrito en los párrafos anteriores, mediante el cálculo de incrementos de desplazamientos debidos a incrementos de carga. Se incluye para una discusión posterior la estimación de la primera frecuencia propia del sistema.

Tabla 2: Resultados para distintas distancias (repulsión)

D (m)	Masa (kg)	$\Delta\delta$ (m)	f (Hz)
	0.0942	0	2.344
0.0098	0.104	0.0045	2.246
	0.114	0.0093	2.185
	0.0942	0	2.258
0.0118	0.104	0.0049	2.185
	0.114	0.0099	2.112
	0.0942	0	2.173
0.0138	0.104	0.0049	2.110
	0.114	0.0101	2.026
	0.0942	0	2.100
0.0173	0.104	0.0056	2.014
	0.114	0.0116	1.953

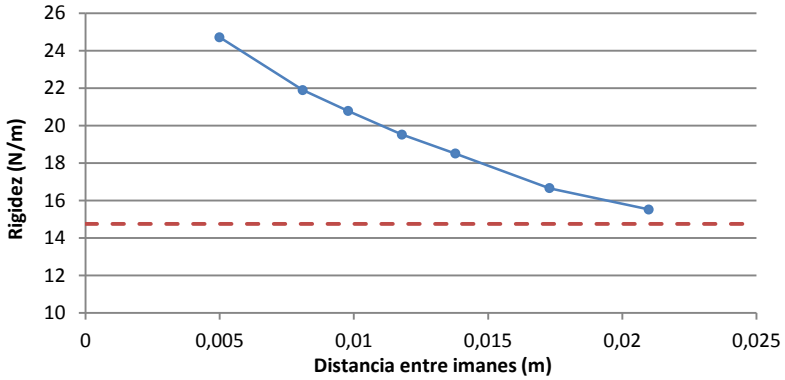


Figura 4. Evolución de la rigidez del TMD con la distancia entre imanes a repulsión

La rigidez es estimada igual que en caso anterior, obteniéndose diferentes valores en función de la distancia entre los imanes. Nótese cómo para distancias lejanas, esta rigidez (y también la primera frecuencia propia) tiende a la del sistema original. Asimismo se aprecia cómo aumentan conforme disminuye la distancia entre los imanes a repulsión y que el efecto se invierte con los imanes a atracción. Recuérdese que las fuerzas de atracción magnéticas son proporcionales a la inversa del cuadrado de la distancia, de ahí la no linealidad observable en las figuras 4 y 5.

Tabla 3: Resultados para distintas distancias (atracción)

D (m)	Masa (kg)	$\Delta\delta$ (m)	f (Hz)
	0.0844	0	1.807
0.0173	0.0942	0.0093	1.672
	0.104	0.0172	1.526
	0.0844	0	1.941
0.0248	0.0942	0.0080	1.843
	0.104	0.0159	1.758
	0.0844	0	1.965
0.0306	0.0942	0.0074	1.880
	0.104	0.0149	1.794
	0.0844	0	1.990
0.0365	0.0942	0.0067	1.904
	0.104	0.0139	1.819

3. Caracterización de la frecuencia

Para cada una de las situaciones del apartado anterior (donde se ha centrado el estudio en la rigidez del TMD a partir de su respuesta estática) se ha procedido de la siguiente manera para conocer la frecuencia de vibración del conjunto ballesta en voladizo con la masa móvil en el extremo libre y con el soporte magnético constituido por el par de imanes: se desplaza el conjunto ligeramente de su posición de equilibrio dejándolo vibrar, registrando desplazamientos con el láser y obteniendo la FFT del registro de 30 s (con una resolución de 0.012 Hz

muestreado a 400Hz). Parte de los resultados han sido mostrados en las Tablas 2 y 3 y se sintetizan gráficamente en la Figura 6. Para elaborar el diagrama se ha supuesto que los imanes a atracción corresponden a "distancias negativas", se han tomado más puntos que los representados anteriormente y se han considerado únicamente los valores de frecuencia correspondientes a la masa de 0.104 kg para cada una de las distancias. La frecuencia del sistema sin la influencia del imán fijo (6) es de 1.85 Hz, que podía haber sido estimada mediante la siguiente expresión a partir de las propiedades mecánicas de las distintas partes:

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{3EI}{L^3(M + 0.2357m)}}$$

donde M es la masa puntual en el extremo y m la masa de la ballesta.

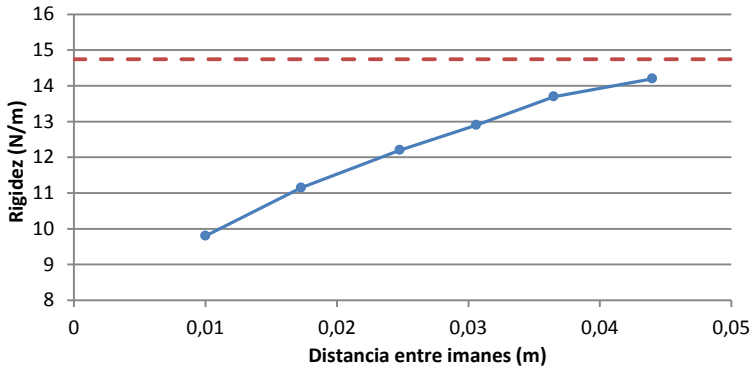


Figura 5. Evolución de la rigidez del TMD con la distancia entre imanes a atracción

De nuevo se aprecia la dependencia no lineal con la orientación del par de imanes y con la distancia. Nótese que, dentro de los límites prácticos, se consiguen variaciones del orden del 20%. Los límites aparecen por aspectos funcionales. En el caso de que los imanes estén a repulsión, la deflexión estática es muy apreciable a distancias inferiores a 10mm. En el caso de imanes a atracción, para distancias inferiores a 20, ante movimientos vibratorios de la amplitud esperada durante el movimiento del edificio, resultaría que quedarían pegados.

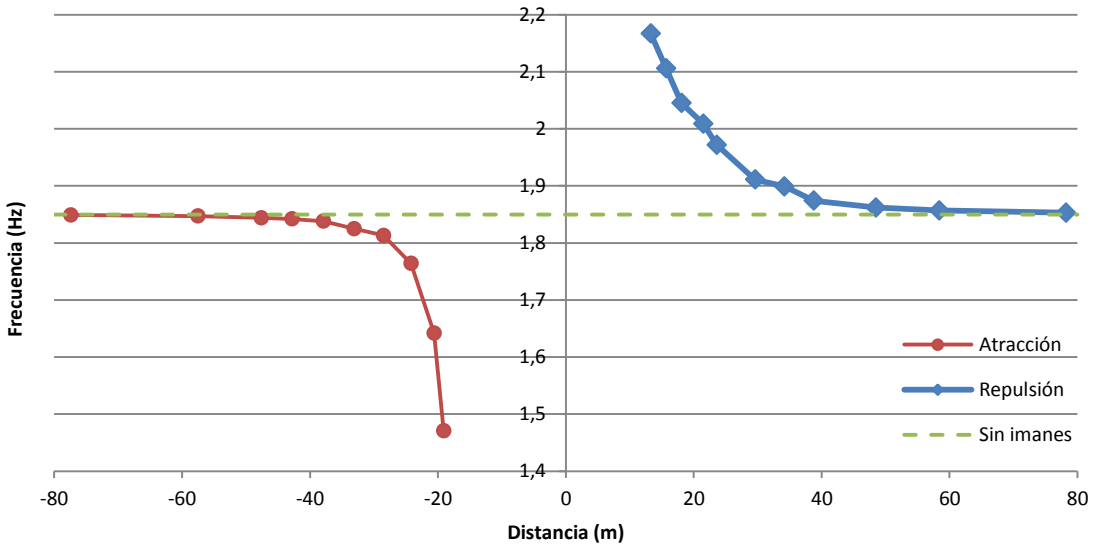


Figura 6. Dependencia de la frecuencia con la distancia a atracción (rojo) y a repulsión (azul).

4. Aplicación

Una vez caracterizado el TMD se ensambla a la maqueta del edificio (Figura 1), cuyas propiedades se muestran en la Tabla 4, obtenidas tras la correspondiente caracterización experimental. En la Figura 7 se muestra en color azul su FRF. Nótese que el pico correspondiente al modo 1 es el de mayor factor de amplificación con un valor de 61.72 (relación entre la amplitud de la respuesta en aceleraciones y la amplitud de la excitación).

Tabla 4: Propiedades de la maqueta de un edificio de 2 plantas

Piso / modo	1	2
Masa (kg)	2.5	2
Rigidez (N/m)	805.7	805.7
Frecuencia propia (Hz)	1.907	4.784
Factor de amortiguamiento (%)	0.963	0.408
Factor de amplificación (FRF)	61.72	23.15

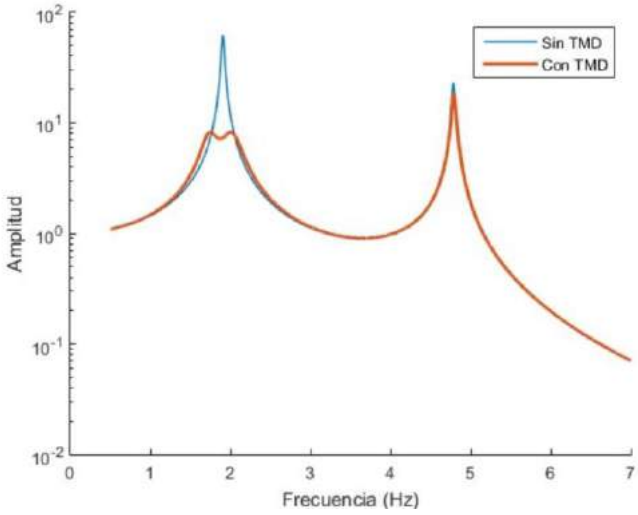


Figura 6. FRF en aceleración del conjunto edificio con TMD ante una excitación armónica en su base

En estas condiciones se decide disminuir ese valor mediante la instalación de un TMD. Puesto que se pretende atacar la respuesta del modo 1 se escoge, de entre otras alternativas, posicionarlo en el piso 2 ya que es ahí donde se registra la mayor coordenada modal del modo 1. Se establece además una masa móvil de 104g correspondiente a aproximadamente un 3% de la masa modal del modo 1 en el piso 2. Los valores de sintonizado óptimo se muestran en la Tabla 5, siendo la FRF la curva roja de la Figura 6.

Tabla 5: Resultado de la sintonización del TMD

Masa móvil (kg)	0.104
Frecuencia (Hz)	1.85
Factor de amortiguamiento (%)	11
Máximo factor de amplificación	8.246

Nótese que el pico ha quedado desdoblado y notablemente reducido, pasando de 61.72 a 8.246, resultando una eficiencia de mitigación del 86%. Se plantean a continuación una serie de casos prácticos en los que se aumenta o disminuye la masa de los forjados del edificio en un 10%. Para cada uno de los casos considerados no se modifica el sintonizado del TMD y se registra tanto la nueva frecuencia del edificio sin TMD como el valor máximo de la cresta en el entorno del modo 1 del sistema con TMD. Se resumen los resultados en la Tabla 6.

Tabla 6: Resultado de los casos de variación de masa

			Adición de masa			*Reducción de masa*		
	Estruct. original	*Estructura con TMD*	*+10% en piso1*	*+10% en piso2*	*+10 en piso1y2*	*-10% en piso1*	*-10% en piso2*	*-10 en piso1y2*
f sin TMD (Hz)	**1.907**	**1.75 / 2.0**	**1.847**	**1.875**	**1.819**	**1.973**	**1.940**	**2.011**
Variación (%)	-	-	-3.15	-1.68	-4.61	3.46	1.73	5.45
Amplitud máx.	**61.72**	**8.247**	**10.37**	**9.405**	**11.77**	**10.03**	**8.898**	**10.84**
Reducción (%)	-	86.64	83.20	84.76	80.93	83.76	85.58	82.44
Empeoramiento porcentual (%)	-	-	3.97	2.17	6.59	3.33	1.22	4.84

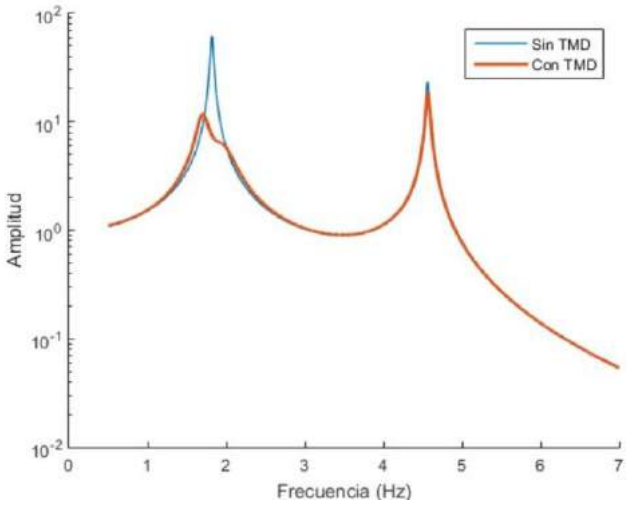


Figura 7. FRF con TMD con masas aumentadas un 10%.

Junto a los valores de frecuencia del edificio sin TMD se representan además las variaciones porcentuales respecto de la primera frecuencia propia de la estructura original sin TMD apreciándose que se alcanzan variaciones máximas de entorno al 5%. Junto a los valores de las crestas del sistema con TMD (el mismo en todos los escenarios) se encuentran asimismo los valores de reducción porcentual respecto del valor de la cresta del edificio original sin TMD. Se muestra adicionalmente el empeoramiento porcentual. Como se aprecia, el caso más desfavorable es suponer un incremento de masa en ambos forjados, haciendo bajar la frecuencia del modo 1 de 1.901 a 1.819 Hz, un 4.61%, disminuyendo la eficiencia del TMD hasta el 80.9%, un 6.59% peor que en el caso del edificio original para el cual se sintonizó el TMD. En la Figura 7 se muestra la FRF correspondiente a este escenario más desfavorable.

Se plantea a continuación los parámetros que debería tener el TMD que se sintonizara adecuadamente a este escenario. Se muestra en la Tabla 7 las propiedades del dispositivo resultante, en el cual se aprecia una reducción el 4.44% de la frecuencia de sintonizado del TMD. Afortunadamente, y como se discutió anteriormente, esta reducción de la frecuencia queda dentro del margen de ajuste del prototipo (20%). Para ello hay que disminuir la rigidez en un 8.67% lo que implica acercar los imanes a atracción hasta 26mm aproximadamente.

Tabla 7: Resultado de re-sintonizar el TMD

Masa móvil (kg)	0.104
Frecuencia (Hz)	1.768
Factor de amortiguamiento (%)	11
Máximo factor de amplificación	8.608

La FRF de la nueva sintonización se muestra en la Figura 8 (comparada con la de la estructura con las masas añadidas). Nótese que se recupera el 86% de eficiencia (casi la original, sin llegar a ella porque la relación entre la masa móvil -invariable- y la total, que ha crecido un 10%, es inferior).

Si ahora se diera el caso de que la ocupación de los pisos 1 y 2 volviera a su estado original se podría comprobar que la eficiencia del TMD resintonizado (tabla 7) bajaría hasta el 82%. Curiosamente este valor es mayor que el 80.93% de partida. Desde esta situación, si fuera necesario se volvería a ajustar la distancia entre los pares de imanes convenientemente. En el caso de que las masas de los forjados fueran inferiores a las consideradas para el sintonizado original, el resintonizado consistiría en acercar el imán (e) dispuesto a repulsión.

5. Conclusiones

Tras los experimentos realizados, se constata la posibilidad práctica de eliminar rigidez mediante una simple disposición de imanes a atracción en un resorte tipo ballesta.

Cuando este tipo de resorte se usa en TMDs instalados en edificios o pasarelas susceptibles de ser ocupados por multitudes que añaden masa, al bajar la frecuencia, sería conveniente añadir soportes intermedios de pares de imanes a atracción y algún sistema mecánico (actuador lineal) que permita regular la distancia entre ellos. Con esto se conseguiría asegurar la sintonización del TMD ante cualquier circunstancia de ocupación.

Los resultados mostrados corresponden a un sistema a escala de laboratorio en el que se han usado imanes de neodimio de 0.015 Kg de masa, frente a los 0.104 Kg de masa móvil del TMD. Respecto a la posible extrapolación a estructuras reales, si hubiera proporcionalidad entre masas modales, masa móvil del TMD y masa de los imanes permanentes usados, resulta que serían necesarios imanes de un peso aproximado del 0.9% respecto a la masa modal del modo problemático, lo cual para determinadas aplicaciones (pasarelas peatonales esbeltas) resulta viable.

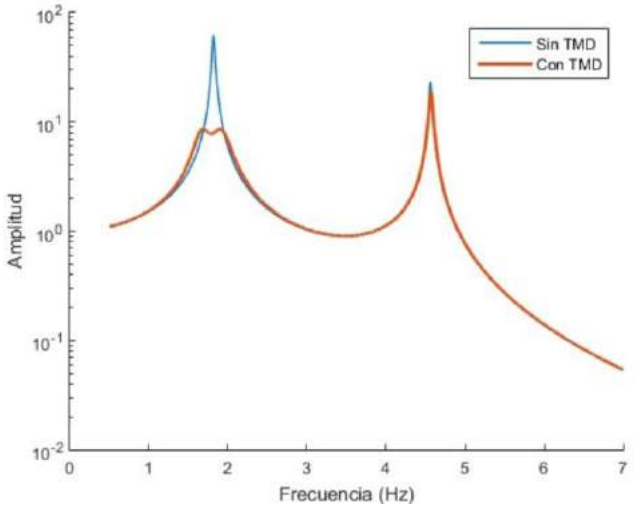


Figura 8. FRF con TMD con la nueva sintonización

6. Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado parcialmente mediante los proyectos de referencias BIA2011-28493 y BIA2014-59321 (Ministerio de Economía y Competitividad, Gobierno de España).

7. Referencias

[1] Housner GW, Bergman, LA,Caughey TK,Chassiakos AG, Claus RO,Masri SF, Skelton RE, SoongTT, SpencerBF, Yao JTP. Structural control: Past, present, and future. Journal of Engineering Mechanics-ASCE 1997; 127:887-971.

[2] SymansMD,Constantinou MC. Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review. Engineering Structures 1999;21:469-487.

[3] Den Hartog J P. Mechanical Vibrations, 4th edition, McGraw-Hill, New York, 1956.

[4] Abé M, Igusa T. Tuned Mass Dampers for structures with closely spaced natural frequencies. Earthquake Enginnering and Structural Dynamics 1995; 24: 247-261.

[5] Zarate B. A., Caicedo J. M., "Finite element model updating: multiple alternatives," Engineering Structures, vol. 30, no. 12, pp. 3724–3730, 2008.

[6] Li W.M., Hong J.Z., "New iterative method for model updating based on model reduction," Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 25, no. 1, pp. 180–192, 2011.

[7] Mottershead J. E., Friswell M. I., "Model updating in structural dynamics: a survey," Journal of Sound and Vibration, vol. 167, no. 2, pp. 347–375, 1993.

[8] Ribeiro, D., Calçada, R., Delgado, R., Brehm, M., Zabel, V., Finite element model updating of a bowstring-arch railway bridge based on experimental modal parameters, Engineering Structures, 40 (2012) 413-435.

[9] Zivanovic, S., Pavic, A. and Reynolds, P. (2007), "Finite element modelling and updating of a lively footbridge: the complete process", J. Sound. Vib., 301, 126-145

BLOQUE X

MÁQUINAS Y MECANISMOS

Nueva Metodología para el Desarrollo de Secuencias de Atornillado Óptimas en Uniones RTJ

I. Coria Martínez[1], M. Abasolo Bilbao[2], I. Olaskoaga Fernández[3], A. Etxezarreta Larrañaga[4], J. Aguirrebeitia Celaya[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco (UPV/EHU). ibaicoriamartinez@gmail.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco (UPV/EHU). mikel.abasolo@ehu.eus*

[3]*Director ejecutivo de Fastening Solutions Division, Matz-Erreka, S.Coop. iolaskoaga@erreka.com*

[4]*Director de tecnología de Fastening Solutions Division, Matz-Erreka, S.Coop. aetxezarreta@erreka.com*

[5]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco (UPV/EHU). josu.aguirrebeitia@ehu.eus*

Obtener una carga uniforme en los tornillos en las uniones bridadas es un requisito fundamental para evitar fugas a lo largo de su vida útil. Esto es una tarea complicada debido a las variaciones de carga que sufren los tornillos durante el proceso de ensamblado. Con el fin de darle una solución al problema en anteriores trabajos se desarrolló el Método de los Coeficientes de la Interacción Elástica para conseguir una distribución de carga uniforme con una secuencia de atornillado de una única pasada. En este trabajo se valida este método para las uniones Ring Type Joint y de los resultados obtenidos se desarrolla una nueva metodología mucho más eficiente.

1. Introducción

En el ensamblado de uniones bridadas con junta, obtener una carga uniforme en los tornillos es muy importante para evitar fugas a lo largo de su vida útil. Sin embargo, cuando un tornillo es precargado durante el proceso de ensamblado, la unión se comprime y el resto de los tornillos pierde parte de su carga dificultando significativamente la obtención de una precarga uniforme. A este fenómeno se le llama interacción elástica y depende de un gran número de parámetros como geometría, material, nivel de carga y secuencia de atornillado entre otros [1].

Existen diferentes normas como el ASME PCC-1 que contienen procedimientos de ensamblado con los que se puede obtener una carga final uniforme en los tornillos [2]. Sin embargo, estas secuencias son muy costosas debido a que requieren un gran número de pasadas; además, la norma advierte de que estas secuencias son generalistas y por ello recomienda que cada ensamblador desarrolle sus propias secuencias para sus productos y condiciones de trabajo en particular.

Por otro lado, en la bibliografía especializada se pueden encontrar métodos que proporcionan una carga uniforme en una única pasada o en dos pasadas. Este proceso es conocido como "optimización de secuencias de atornillado". El método más popular en la literatura especializada es el "Método de los Coeficientes de la Interacción Elástica" conocido como MCIE, que calcula las cargas de apriete de cada tornillo para una determinada secuencia y carga objetivo [3].

En este trabajo se estudia el proceso de optimización de la secuencia de atornillado para las uniones "Ring Type Joints" (RTJ) con una junta metálica, las cuales son muy populares en el sector Oil&Gas debido al gran comportamiento que presentan frente a fugas con presiones internas muy elevadas [4,5]. Para ello se utiliza el MCIE, y de los resultados obtenidos, se desarrolla una nueva metodología mucho más eficiente que el MCIE, al tener un coste mucho menor y proporcionar unos resultados más generalistas.

En primer lugar y para la correcta comprensión del artículo se va a explicar brevemente el MCIE, a continuación se procederá a validar el MCIE para este tipo de uniones y para finalizar se desarrollará la nueva metodología para este tipo de uniones.

2. Método de los Coeficientes de la interacción Elástica (MCIE)

El MCIE permite calcular las cargas con las cuales se debe precargar cada tornillo para que en una secuencia de atornillado de una sola pasada se consiga una distribución de cargas uniforme. El MCIE relaciona las cargas de apriete de los tornillos y las cargas finales de los tornillos mediante la siguiente expresión [6]:

$$\{S_f\} = [A] \cdot \{S_i\} \tag{1}$$

Donde $\{S_f\}$ y $\{S_i\}$ son los vectores con las cargas finales e iniciales en los tornillos y la matriz $[A]$ es la que simula la variación de la carga en los tornillos durante el proceso de ensamblado. Como se puede ver, una vez se ha obtenido la matriz $[A]$ se pueden obtener las cargas iniciales de una manera directa mediante la siguiente expresión:

$$\{S_i\} = [A]^{-1} \cdot \{S_f\} \tag{2}$$

Respecto al cálculo de la matriz $[A]$, es preciso hacer una simulación de una secuencia de atornillado completa en la cual se van midiendo las cargas de los tornillos en cada paso de carga. El procedimiento de cálculo se explica a continuación mediante un sencillo ejemplo (ejemplo similar en [7]).

Supóngase la unión atornillada compuesta por tres tornillos de la figura 1. Se quiere obtener una carga uniforme de 10000 N precargando en primer lugar el tornillo *a*, en segundo lugar el tornillo *b* y en tercer lugar el tornillo *c*.

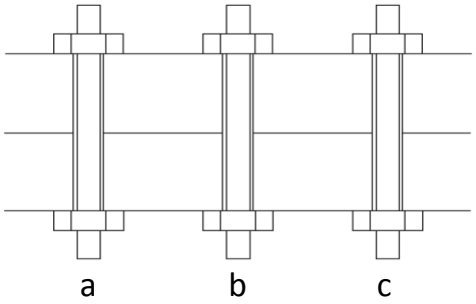


Figura 1: Unión atornillada compuesta por tres tornillos.

Para el cálculo de la matriz $[A]$ en primer lugar hay que simular una secuencia de atornillado en el mismo orden que la secuencia atornillado objetivo pero introduciendo como carga inicial el valor de la carga uniforme que se desea obtener finalmente. Además, como se ha mencionado anteriormente, es preciso medir el nivel de carga de todos los tornillos en cada paso de carga. Para este ejemplo en el primer paso de carga se debe precargar el tornillo *a* a 10000 N mientras que los tornillos *b* y *c* quedarían descargados. En el segundo paso de carga se debe precargar el tornillo *b* a 10000 N y debido a la deformación de la unión la carga del tornillo *a* desciende a 8250 N. Por último, el tornillo *c* es cargado a 10000 N haciendo descender la carga del tornillo *a* a 7500 N y la carga del tornillo *b* a 9000 N. Con todas las mediciones obtenidas se construye la matriz $[S_h]$ como se muestra a continuación:

$$[S_h] = \begin{bmatrix} 10000 & 0 & 0 \\ 8250 & 10000 & 0 \\ 7500 & 9000 & 10000 \end{bmatrix}$$

Finalmente, para obtener la matriz $[A]$ se emplea la siguiente expresión matemática [7]:

$$\begin{aligned} A_{i,j} &= 1 && i = j \\ A_{i,j} &= 0 && i > j \\ A_{i,j} &= \frac{[S_h]_{j,i} - [S_h]_{j-1,i}}{[S_h]_{j,j}} && i < j \end{aligned} \tag{3}$$

Operando para el ejemplo:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & -0.175 & -0.075 \\ 0 & 1 & -0.1 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

En conclusión, para el cálculo de la matriz [*A*] es preciso realizar una secuencia de atornillado completa en un modelo de elementos finitos o en un banco experimental y medir la carga de todos los tornillos en cada paso de carga, que como se puede intuir es un proceso muy laborioso. Además la matriz [*A*] obtenida es válida únicamente para el coeficiente de rozamiento, nivel de carga y secuencia de atornillado empleada en la simulación. En el siguiente apartado se valida este método para el tipo de unión RTJ.

3. Validación del Método de los Coeficientes de la Interacción Elástica en uniones RTJ

Una vez explicado el MCIE se va a proceder a su validación. Para ello se ha seleccionado la unión RTJ con NPS de 24", de clase 150 y con un SCHD de 40 [4], empleando como junta un anillo metálico R76 con sección octogonal [5] (ver figura 2). Por otro lado, con el fin de estudiar la influencia de diferentes parámetros, se han estudiado dos niveles de carga (200 kN y 350 kN), dos coeficientes de rozamiento (μ=0,2 y μ=0,3) y las dos secuencias de atornillado que se ilustran en la figura 3.

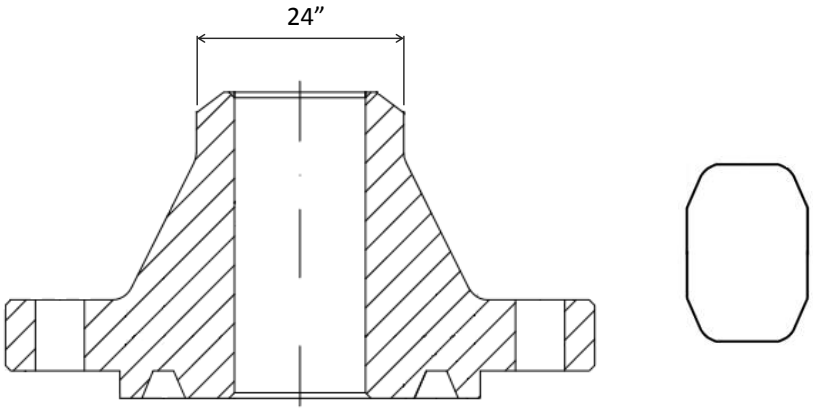


Figura 2: Unión estudiada: a) RTJ con NPS de 24", de clase 150 y con un SCHD de 40 [4] b) junta de anillo metálico R76 con sección octogonal [5].

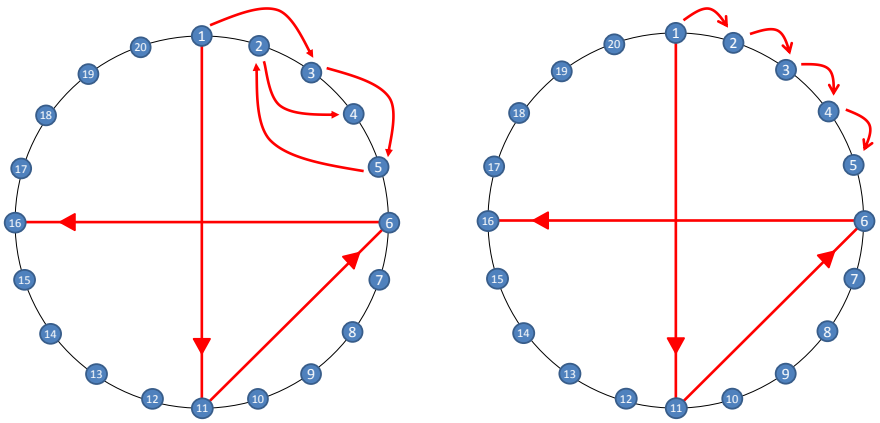


Figura 3: Secuencias de atornillado analizadas: a) Secuencia 1: 1-11-6-16 → 3-13-8-18 → 5-15-10-20 → 2-12-7-17 → 4-14-9-19 b) Secuencia 2: 1-11-6-16 → 2-12-7-17 → 3-13-8-18 → 4-14-9-19 → 5-15-10-20.

Para los ensayos se ha empleado el modelo de elementos finitos que se muestra en la figura 4. Aprovechando la simetría solo se ha realizado medio modelo ya que se han impuesto unas condiciones de contorno que simulan la simetría del sistema, resultando en un modelo de 1 237 977 grados de libertad. Con este modelo se han realizado los dos análisis que se muestran en la figura 5 y como se puede observar se han obtenido unas cargas finales totalmente uniformes con una carga media de 347 kN y 200 kN en cada análisis y con una desviación típica de 4.7 kN y 0.4 kN respectivamente, por lo que el MCIE queda validado para este tipo de uniones.

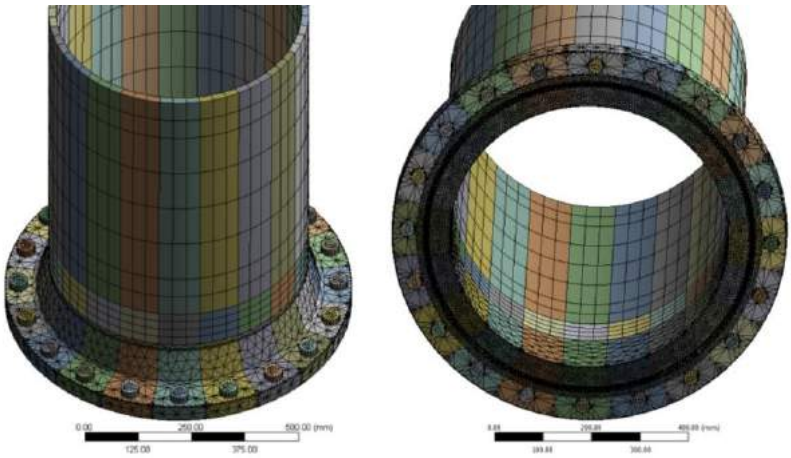


Figura 4: Modelo de elementos finitos.

Cargas Iniciales	
S1 - 350kN	S2 - 200kN
464	265
464	265
464	265
464	265
454	234
454	234
454	234
454	234
398	233
398	233
398	233
398	233
351	228
351	228
351	228
351	228
350	200
350	200
350	200
350	200

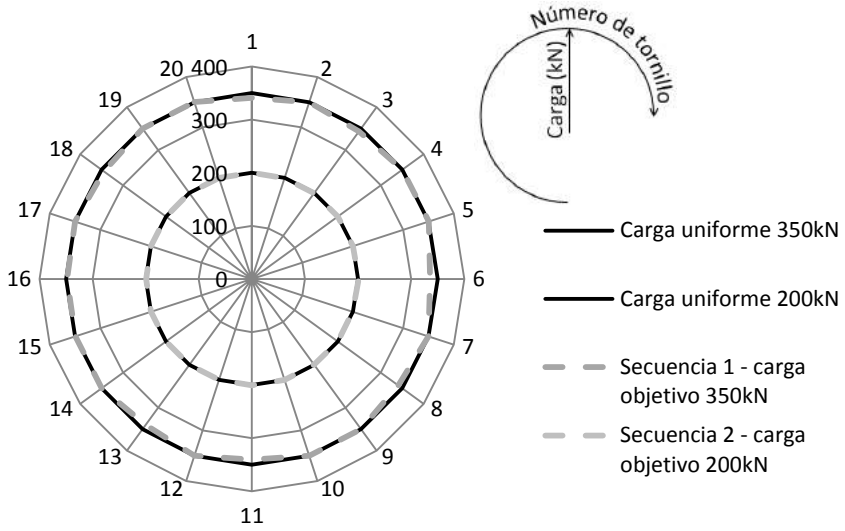


Figura 5: Cargas iniciales obtenidas mediante el MCIE y resultados obtenidos en el modelo de elementos finitos.

Por último, como se ha mencionado al principio de este apartado, se ha estudiado la influencia de diferentes parametros en el MCIE. Una vez realizadas todas las combinaciones posibles de análisis (con las diferentes precargas, coeficientes de rozamiento y secuencias de atornillado), se ha observado que la matriz [A] es prácticamente idéntica cuando se varía el coeficiente de rozamiento y la precarga, por lo que se podría decir que el MCIE es insensible al coeficiente de rozamiento y a la precarga en esta unión. En lo que respecta a la secuencia de atornillado, la matriz [A] varía pero de una forma predecible. En la figura 6 se pueden observar las matrices [A] para las dos secuencias de atornillado. Las dos matrices están compuestas por los mismos coeficientes (que son los que simulan las pérdidas de carga en los tornillos durante la secuencia de atornillado) con la única diferencia de que están ubicados en diferentes posiciones. Esto es totalmente lógico ya que los tornillos se precargan en un orden diferente, pero sabiendo la secuencia de atornillado que se va a emplear es posible deducir la ubicación de cada coeficiente.

	1	11	6	16	3	13	8	18	5	15	10	20	2	12	7	17	4	14	9	19
1	1	0	0	0	γ	0	0	0	0	0	0	α	β	0	0	0	0	0	0	δ
11	0	1	0	0	0	γ	0	0	0	0	α	0	0	β	0	0	0	0	δ	0
6	0	0	1	0	0	0	γ	0	α	0	0	0	0	0	β	0	δ	0	0	0
16	0	0	0	1	0	0	0	γ	0	α	0	0	0	0	0	β	0	δ	0	0
3	0	0	0	0	1	0	0	0	γ	0	0	0	α	0	0	0	β	0	0	0
13	0	0	0	0	0	1	0	0	0	γ	0	0	0	α	0	0	0	β	0	0
8	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	γ	0	0	0	α	0	0	0	β	0
18	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	γ	0	0	0	α	0	0	0	β
5	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	δ	0	β	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	δ	0	β	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	δ	0	0	0	0	β	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	δ	0	0	0	0	0	0	β
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	δ	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	δ	0	0
7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	δ	0
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	δ
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

a)

	1	11	6	16	2	12	7	17	3	13	8	18	4	14	9	19	5	15	10	20
1	1	0	0	0	α	0	0	0	δ	0	0	0	0	0	0	γ	0	0	0	β
11	0	1	0	0	0	α	0	0	0	δ	0	0	0	0	γ	0	0	0	β	0
6	0	0	1	0	0	0	α	0	0	0	δ	0	γ	0	0	0	β	0	0	0
16	0	0	0	1	0	0	0	α	0	0	0	δ	0	γ	0	0	0	β	0	0
2	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0	0	0	0	0	0	δ
12	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0	0	0	0	δ	0
7	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0	δ	0	0	0
17	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0	δ	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0	0
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ	0
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0	δ
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0	0
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	β
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

b)

Figura 6: Matriz [A] de la unión estudiada: a) para la secuencia 1b) para la secuencia 2.

Por último, cabe destacar que las matrices [*A*] de la figura 6 en su mayoría están compuestas por elementos nulos. Esto significa que cuando se precarga un tornillo este no tiene ninguna influencia en la mayoría de los otros tornillos, concretamente tiene influencia solo en los tornillos que están a una o dos posiciones (por ejemplo si se carga el tornillo 5 solo sufren una variación de carga los tornillos 3, 4, 6 y 7). Esta conclusión será muy útil a la hora de desarrollar la nueva metodología que se explica a continuación.

4. La nueva metodología

Como se ha mencionado en el apartado anterior, una unión RTJ tiene una única matriz [*A*] independientemente del nivel de carga, el coeficiente de rozamiento y de la secuencia de atornillado. Por otro lado, en la figura 6 se puede apreciar que solo hay cuatro elementos no nulos en la matriz [*A*] (α, β, γ y δ), los cuales corresponden a las diferentes situaciones que pueden estar los tornillos ubicados a una o dos posiciones del tornillo que está siendo precargado. Mediante el MCIE estos coeficientes se obtenían mediante la simulacion completa de una secuencia de atornillado y midiendo el nivel de carga de todos los tornillos en cada paso de carga, y posteriormente empleando la ecuación 3.

Con el fin de facilitar esta tarea, en la nueva metodología se ha definido un análisis de únicamente dos pasos de carga y en el que hay que hacer solo unas pocas mediciones para obtener los cuatro coeficientes. El primer paso de carga consiste únicamente en precargar varios tornillos a una carga conocida. Una vez precargados estos tornillos se pasa al segundo paso de carga en el cual se precargan otros tornillos a una carga conocida y se mide la variación de carga de los tornillos precargados en el primer paso de carga (ver el ejemplo de la figura 7).

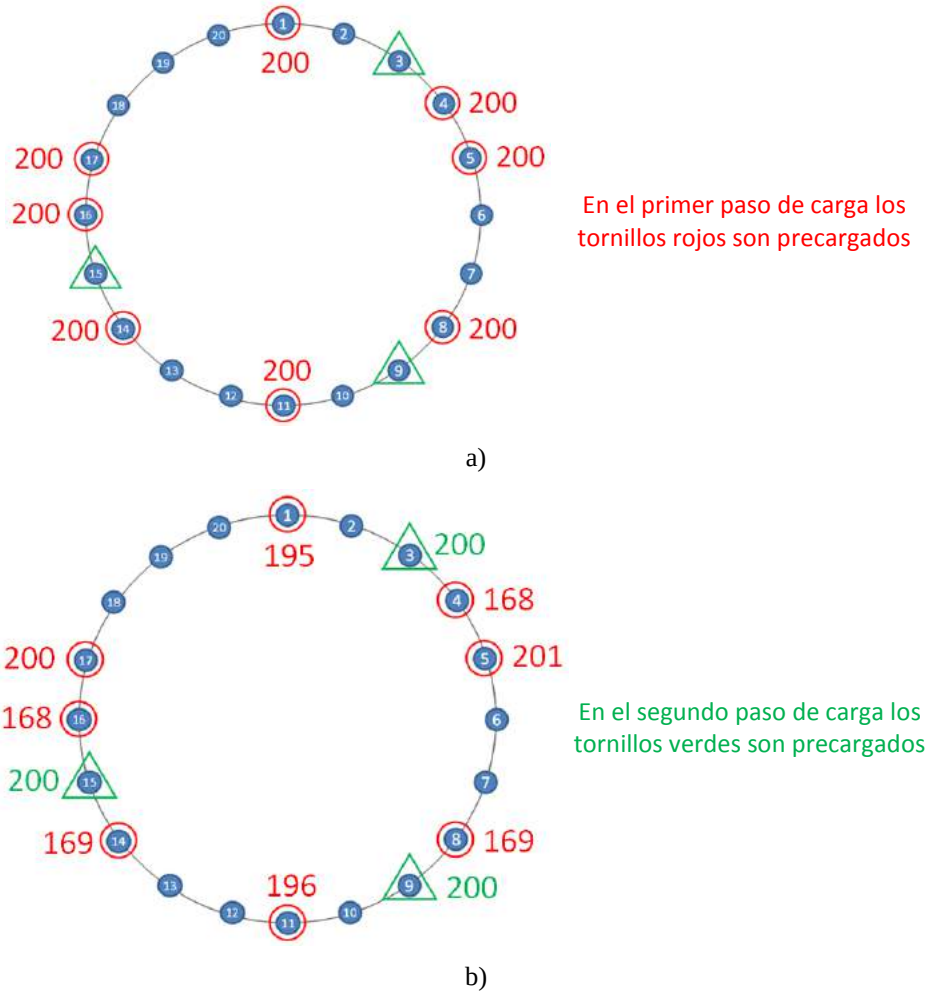


Figura 7: La nueva metodología a) primer paso de carga b) segundo paso de carga.

Una vez se tiene la variación de carga de los tornillos es posible calcular los cuatro coeficientes mediante la ecuación 3, para el ejemplo actual:

$\alpha = (168-200)/200 = -0.16$

$\beta = (169-200)/200 = -0.155$

$\gamma = (196-200)/200 = -0.02$

$\delta = (201-200)/200 = 0{,}005$

Llegados a este punto hay que construir la matriz [*A*] según la secuencia de atornillado que se vaya a emplear (como se ha mencionado anteriormente es totalmente predecible), y finalmente hay que utilizar la ecuación 2 para obtener la cargas de apriete de los tornillos.

En conclusión, la nueva metodología es mucho más eficiente que el MCIE, ya que, en primer lugar en vez de realizar una secuencia de atornillado completa con un número muy elevado de mediciones solo hay que realizar un análisis de dos sencillos pasos de carga. Por otro lado, en el MCIE la matriz [*A*] obtenida es solo válida para la precarga simulada, el coeficiente de rozamiento simulado y la secuencia de atornillado simulada mientras que en la nueva metodología la matriz [*A*] es la misma para cualquier variable.

5. Validación de la nueva metodología

Por último queda validar la nueva metodología, y para ello se ha empleado el banco experimental de la figura 8. Se compone de dos bridas que están soldadas a una tubería y una junta metálica de sección octogonal. Por otro lado se ha utilizado una llave hidráulica para precargar los tornillos y con el fin de tener la máxima precisión posible la carga en los tornillos se ha medido mediante la tecnología i-bolt® de ultrasonidos, proporcionada por Erreka Fastening Solutions [8].

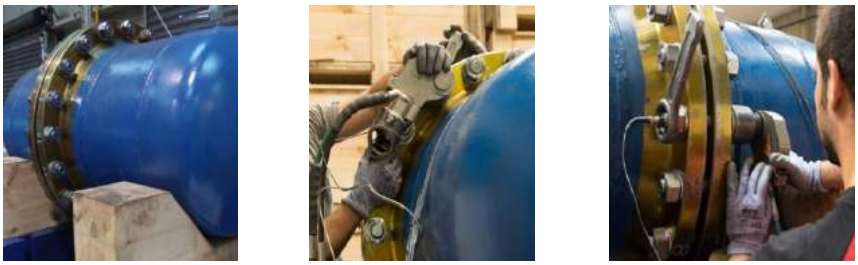


Figura 8: Banco experimental.

Respecto al análisis realizado, se ha empleado una secuencia muy sencilla en la cual se precargan los primeros cuatro tornillos en estrella y a continuación se precargan el resto de tornillos en sentido horiario, y se ha fijado como carga objetivo 200 kN. En la figura 9 se pueden ver las cargas iniciales obtenidas y la distribucion final de cargas obtenida, que como se puede apreciar es totalmente uniforme. La carga final media obtenida es de 198 kN mientras que la desviación típica de la carga es de 5.1 kN. Por lo tanto, la metodología ha sido satisfactoriamente validada proporcionando unos resultados excelentes.

Nº tornillo	Carga (kN)
1	273
11	274
6	274
16	274
2	238
3	237
4	232
5	200
7	238
8	237
9	232
10	200
12	238
13	237
14	232
15	200
17	238
18	237
19	232
20	200

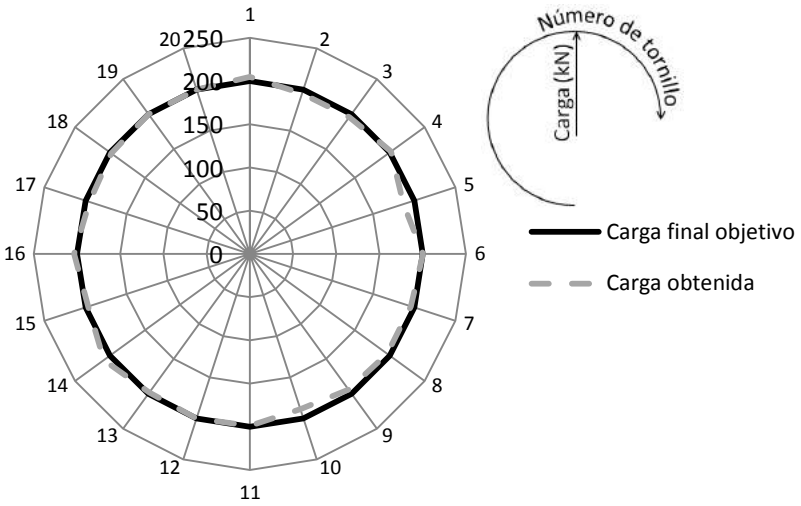


Figura 9: Ensayo experimental realizado (a la izquierda secuencia y cargas de apriete empleadas, y a la derecha distribución de carga final obtenida).

6. Conclusiones

Las normas proponen diferentes secuencias de atornillado, pero estas se realizan en varias pasadas y además son unas secuencias generalistas. Es por ello, que con el fin desarrollar una secuencia de atornillado optimizada, se desarrollo el Método de los Coeficientes de la Interacción Elástica (MCIE). Sin embargo, este método es costoso porque para el cálculo de la matriz es preciso simular una secuencia de atornillado completa y medir el nivel de carga de los tornillos en cada paso de carga. Además, la matriz obtenida es solo valida para las variables operacionales utilizadas (precarga, coeficiente de rozamiento y secuencia de atornillado).

En este trabajo, en primer lugar se valida el MCIE para uniones Ring Type Joints (RTJ) con unos excelentes resultados. Además, a partir de los resultados obtenidos se desarrolla una metodología que es una mejora del MCIE; por un lado, el coste de esta metodología es muy inferior al coste del MCIE; por el otro lado, la matriz que se obtiene mediante esta metodología es válida a pesar de que varíen las variables operacionales.

Finalmente, en lo que respecta a líneas futuras, los autores están trabajando en tres líneas. En primer lugar se quiere generalizar el método para dos pasadas para evitar la posible fluencia de los tornillos con cargas objetivo muy elevadas. En segundo lugar, se quiere estudiar el rango de aplicación de esta metodología en uniones RTJ, ya que este trabajo se ha desarrollado con el estudio de una única unión. Finalmente, se quiere calcular los coeficientes de la matriz para todas las bridas RTJ con el objetivo de generar una librería.

7. Referencias

[1] J.H. Bickford, A.S. Nassar. Handbook of bolts and bolted joints. Nueva York: Marcel Dekker Inc. (1998). 978-0824799779.
[2] ASME. PCC-1-2013 Edition: Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly.
[3] D.L. Goddard, G.D. Bibel. Achieving a selected load distribution in the bolted joint of a cylinder head of highly variable stiffness and contact geometry. International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, (1994).
[4] ASME B16.5-2003 Edition: Pipe Flanges and Flanged Fittings: NPS ½ Through NPS 24 Metric/InchStandard.
[5] ASME B16.20-2012 Edition: Metallic gaskets for pipe flanges: ring-joint, spiral-wound and jacketed.
[6] R.M. Ezell. The Analytical and Experimental Study of the Elastic Interaction in a Bolted, Flanged, Gasketed Joint. Thesis presented to the Graduate Faculty of the University of Akron, OH, (1992).
[7] Bibel GD, Ezell RM. An Improved Flange Bolt-Up Procedure Using Experimentally Determined Elastic Interaction Coefficients, Journal of Pressure Vessel Technology, 114(4) (1992), 439–443.
[8] Erreka, 2015. http://www.errekafasteningsolutions.com/en/ibolt/ (accedido en mayo del 2016).

Rediseño del perfil de levas desmodrómicas utilizadas en mecanismos complejos de barras

S. Cardona Foix, E.E. Zayas Figueras, L. Jordi Nebot

Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya.
salvador.cardona@upc.edu; enrique.zayas@upc.edu; lluisa.jordi@upc.edu

En esta ponencia se presenta el rediseño de perfiles de levas de anchura constante –levas desmodrómicas– utilizadas en mecanismos complejos de barras que incluyen un par leva-palpador. Con el rediseño propuesto, se desea mantener la misma relación funcional entre el movimiento del elemento de entrada y el movimiento del elemento de salida del mecanismo pero aumentando la continuidad del perfil de la leva. Con ello se consigue un mejor comportamiento dinámico y a fatiga del mecanismo. En el trabajo en primer lugar, se determinan las características geométricas del perfil de la leva montada en el mecanismo original mediante un equipo de medición por coordenadas; se corrigen las irregularidades –las tolerancias, los defectos de medición, etc…– para garantizar un perfil de anchura constante. A continuación, se elige un mecanismo auxiliar de leva-palpador con palpador de rotación similar al original y se determina en él la ley de desplazamiento con el perfil de partida. Se rediseña esta ley manteniendo los requisitos funcionales, imponiendo las condiciones de desmodromia y mejorando su continuidad. Con la ley rediseñada se recalcula el perfil de la leva en el mecanismo auxiliar y se verifica su bondad introduciéndola en el modelo del mecanismo original. Como caso de estudio, se expone el resideño de un perfil de leva de anchura constante presente en el mecanismo que regula la longitud del punto en una máquina de coser convencional.

1. Introducción

Los mecanismos de leva de anchura constante pertenecen a los denominados mecanismos de leva desmodrómicos o de accionamiento positivo, que se caracterizan porque el cierre de los pares cinemáticos superiores formados por el contacto leva-palpador se garantiza gracias a la geometría de la leva y del palpador. En éstos, si el doble palpador es de caras planas paralelas la distancia entre ellas constituye la anchura de la leva. Las levas de anchura constante (figura 1) pueden ser levas de arcos circulares o de geometría arbitraria y pueden accionar tanto palpadores de translación como de rotación si se establecen las condiciones de desmodromía adecuadas [1]. También existen palpadores que poseen movimiento complejo, es decir que rotan y se trasladan, como es el caso del mecanismo objeto de estudio en este trabajo (figura 2).

La revisión del estado del arte de los mecanismos de leva de anchura constante muestra que los estudios realizados para la determinación de las leyes de movimiento y la consecuente generación del perfil de leva correspondiente, se centran en mecanismos con dobles palpadores de rotación o de translación, para los que están establecidas las condiciones de desmodromía que deben de cumplir dichas leyes [2, 3]. Si bien los autores Dhande y Rajaram [4] estudian un mecanismo con una leva de anchura constante encerrada por un palpador cuadrado que tiene movimiento de rotación y de translación.

En el presente trabajo se realiza un análisis de los mecanismos de barras complejos de la máquina de coser que accionan un elemento terminal sobre el que se sitúan los dientes que hacen avanzar la tela en uno u otro sentido mientras se realiza la acción de coser y que permiten modificar la longitud de puntada. Dichos mecanismos incluyen un par superior leva-palpador, donde la leva es de anchura constante y el doble plapador es de caras planas. Se plantea un procedimiento mediante el que se rediseñan las leyes de movimiento de los palpadores utilizando las condiciones de desmodromía requeridas y aumentando su continuidad; se rediseñan los perfiles de las levas, garantizando en los mismos una continuidad superior a la de las levas originales, lo que en principio permite un mejor funcionamiento y mayor durabilidad a fatiga. Finalmente del estudio realizado también se obtiene la trayectoria que describe un punto de los dientes del elemento terminal, y se analiza la variación de la longitud de la puntada con el parámetro previsto para ello.

2. Análisis de los mecanismos que forman la máquina de coser

En ocasiones, se precisa estudiar máquinas de las que no se dispone de más información que aquella que facilita el análisis visual de su funcionamiento o alguna muy general comentada en un catálogo de la misma. En este caso, un recurso que puede ayudar al estudio de dichas máquinas es analizar los mecanismos que la forman, analizar la función que realiza cada uno de ellos, tomar las dimensiones principales de dichos mecanismos montados, así como de sus elementos; a partir de aquí, aplicar el ingenio y la tecnología disponible para conocer la geometría de algunos elementos complejos y posterioremente intentar deducir expresiones analíticas que permitan estudiar en detalle su funcionamiento.

En el presente trabajo se analiza el funcionamiento de dos mecanismos que forman parte de una máquina de coser convencional. En esta máquina el movimiento se transmite desde el árbol principal hasta el elemento de arrastre –los dientes– mediante mecanismos complejos de barras que incluyen dos pares superiores de leva-palpador. Estos permiten regular la longitud de la puntada a través de la trayectoria que describen los dientes que hacen avanzar la tela, gracias al movimiento que realizan en los planos horizontal y vertical. Los pares superiores mencionados, utilizan levas desmodrómicas de anchura constante que accionan dobles palpadores de cara plana. Se desconocen las leyes de movimiento de dichos palpadores. En la figura 1 se muestra un esquema donde se representan las levas que forman parte de los mecanismos mencionados, los ramales izquierdo y derecho por donde se transmiste el movimiento a través de mecanismos de barras y la trayectoria que describen de los dientes durante su movimiento, como elemento de salida accionado por ambos mecanismos.

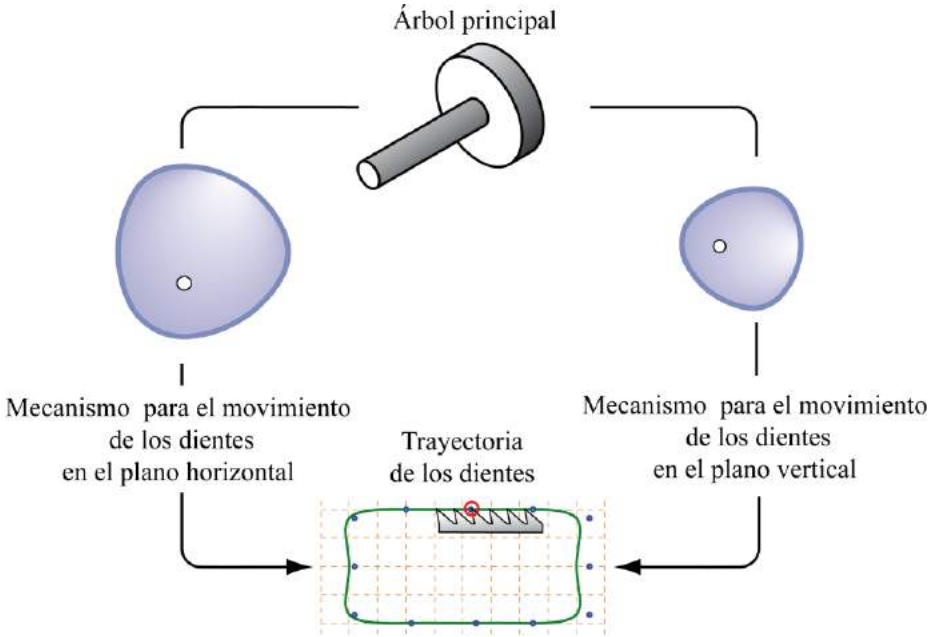


Figura 1: Esquema conceptual de la estructura de los mecanismos que transmiten el movimiento a los dientes. Levas de anchura constante presentes en los mecanismos.

2.1. Mecanismo de barras para el movimiento de los dientes en el plano horizontal

En la figura 2 se muestra el mecanismo de barras que proporciona el movimiento de los dientes en el plano horizontal, sus parámetros geométricos y las coordenadas generalizadas utilizadas para su estudio. Este mecanismo tiene dos particularidades, que son: *i*) la presencia de dos pares superiores (guía-pasador y leva-palpador) que junto con sus tres articulaciones le confiere un grado de libertad. ; *ii*) en el par leva-palpador, el palpador tiene un movimiento que no es ni de translación ni de rotación alrededor de un punto fijo, que son los movimientos de los palpadores típicamente estudiados.

El perfil de la leva de anchura constante presente en este mecanismo se ha determinado mediante su medición con una máquina de medición por coordenadas (Euro C-A544 Mitutoyo Japan). Los resultados de la medición se filtran para corregir las irregularidades –errores de medición, tolerancias– y se obtienen las características que definen la leva, mostrada en la figura 2.

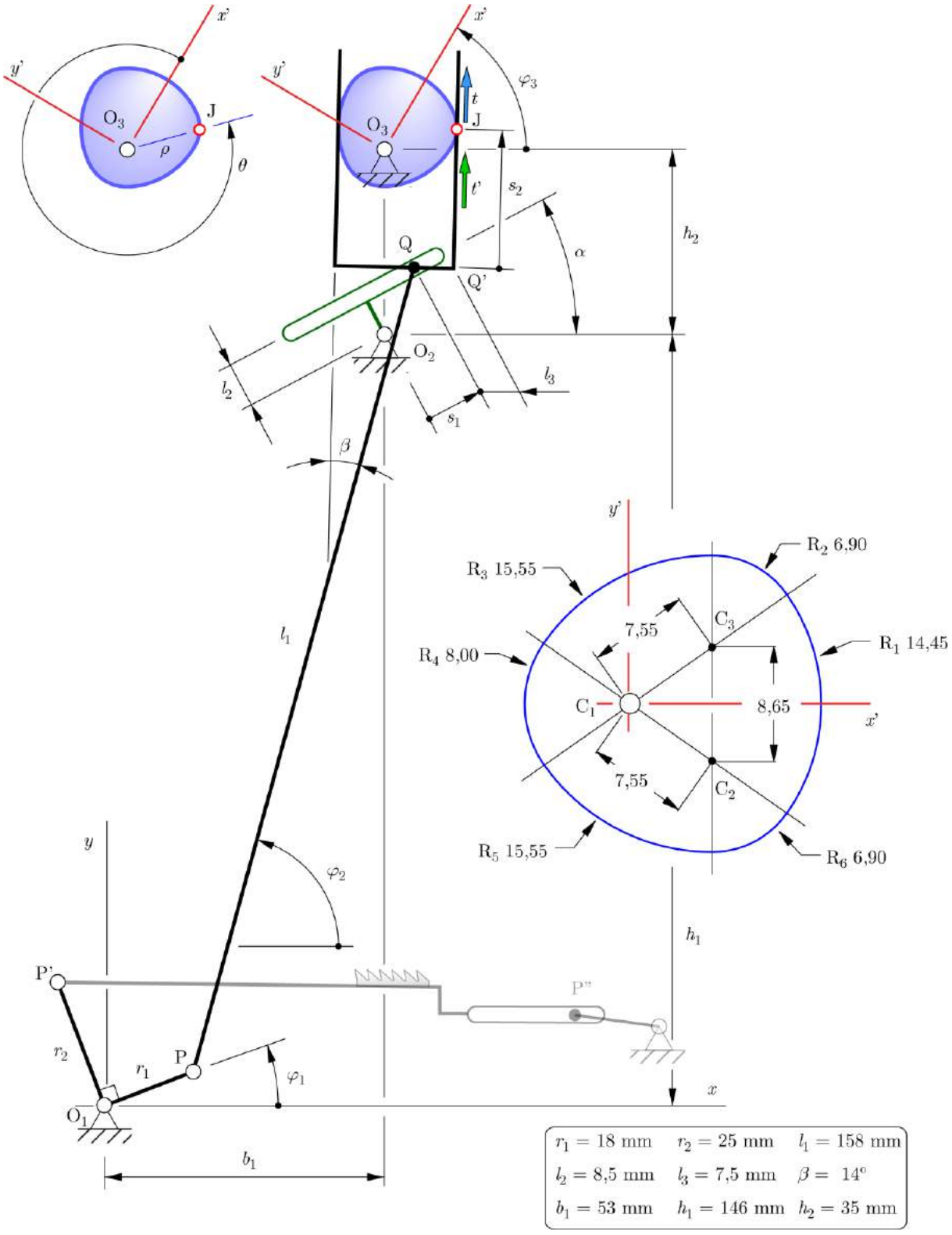


Figura 2: Mecanismo para el movimiento de los dientes en el plano horizontal. Parámetros geométricos y coordenadas generalizadas.

En este mecanismo el elemento de entrada es la leva que es solidaria al árbol principal de la máquina –cuya orientación se indica con el ángulo φ_3– y el elemento de salida es el balancín PO_1P'–que se orienta con el ángulo φ_1. Este balacín acciona a la barra de arrastre de los dientes. En este mecanismo la guía rectilínea por la

que desliza el pasador Q es de inclinación variable –según el ángulo α– esta inclinación permite definir la longitud de la puntada al coser, como se verá en el apartado 2.3.

La relación entre los ángulos φ_3 y φ_1 de los elementos de entrada y de salida respectivamente del mecanismo se establece utilizando: el vector de coordenadas generalizadas $\boldsymbol{q} = \{\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \theta, s_1, s_2\}^{\mathrm{T}}$, las ecuaciones de cierre de los anillos O_1PQO_2 y $O_1PQQ'O_3$, la condición de tangencia entre la leva y el palpador, el radio vector ρ del punto de contacto leva-palpador y su derivada ρ_θ respecto a θ. Con ello se obtienen las ecuaciones siguientes:

$$\begin{cases} r_1\cos\varphi_1 + l_1\cos\varphi_2 - s_1\cos\alpha + l_2\sin\alpha - b_1 = 0 \\ r_1\sin\varphi_1 + l_1\sin\varphi_2 - s_1\sin\alpha - l_2\cos\alpha - h_1 = 0 \\ r_1\cos\varphi_1 + l_1\cos\varphi_2 + l_3\sin(\varphi_2+\beta) + s_2\cos(\varphi_2+\beta) - \rho\cos(\varphi_3+\theta) - b_1 = 0 \\ r_1\sin\varphi_1 + l_1\sin\varphi_2 - l_3\cos(\varphi_2+\beta) + s_2\sin(\varphi_2+\beta) - \rho\sin(\varphi_3+\theta) - (h_1+h_2) = 0 \\ \boldsymbol{t}\times\boldsymbol{t}' = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Donde el vector tangente y su derivada en la base fija *x, y* –solidaria a la bancada del mecanismo– son:

$$\boldsymbol{t} = \begin{Bmatrix} \rho_\theta\cos(\theta+\varphi_3) - \rho\sin(\theta+\varphi_3) \\ \rho_\theta\sin(\theta+\varphi_3) + \rho\cos(\theta+\varphi_3) \\ 0 \end{Bmatrix}_{x,y} \quad \text{y} \quad \boldsymbol{t}' = \begin{Bmatrix} \cos(\varphi_2+\beta) \\ \sin(\varphi_2+\beta) \\ 0 \end{Bmatrix}_{x,y} \quad (2)$$

En la figura 3 se muestra la gráfica de la relación funcional $\varphi_1(\varphi_3)$ entre los elementos de salida y de entrada para distintos valores del ángulo α de orientación de la guía del pasador Q.

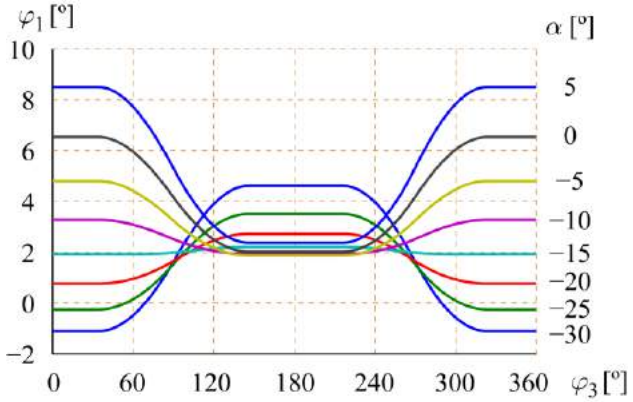


Figura 3: Relación $\varphi_1(\varphi_3)$ entre los ángulos del elemento de salida y entrada para distintos valores del ángulo α de orientación de la guía del pasador Q.

Del análisis de la gráfica anterior se observa que para $\alpha = -15^\circ$ el ángulo de salida φ_1 es prácticamente constante, lo que indica que la artículación P está casi fija y, por lo tanto se asume que el palpador (ver figura 2) tiene movimiento sólo de rotación. Este hecho se aprovecha para rediseñar la leva utilizando los recursos conocidos en el caso de un mecanismo de leva de anchura constante con palpador de rotación [2]. En el siguiente subapartado se explica el proceso de rediseño de la leva partiendo de lo expuesto.

2.2. Rediseño de la leva de anchura constante

Para el proceso de rediseño de la leva de anchura constante de este mecanismo, en primer lugar se toma el perfil medido de la leva original (figura 2), que impulsa al doble palpador plano con movimiento de rotación alrededor del punto fijo P, obteniéndose así el mecanismo auxiliar de análisis mostrado en la figura 4 a). Aplicando el procedimiento explicado en Zayas et al.[1] para la generación de la ley de movimiento de un mecanismo de leva de anchura constante con doble palpador plano de rotación, se obtiene la ley de movimiento del palpador $\varphi_2(\varphi_3)$ y sus dos primeras derivadas temporales(figura 4 b), tomando $\dot{\varphi}_1 = 1$ rad/s

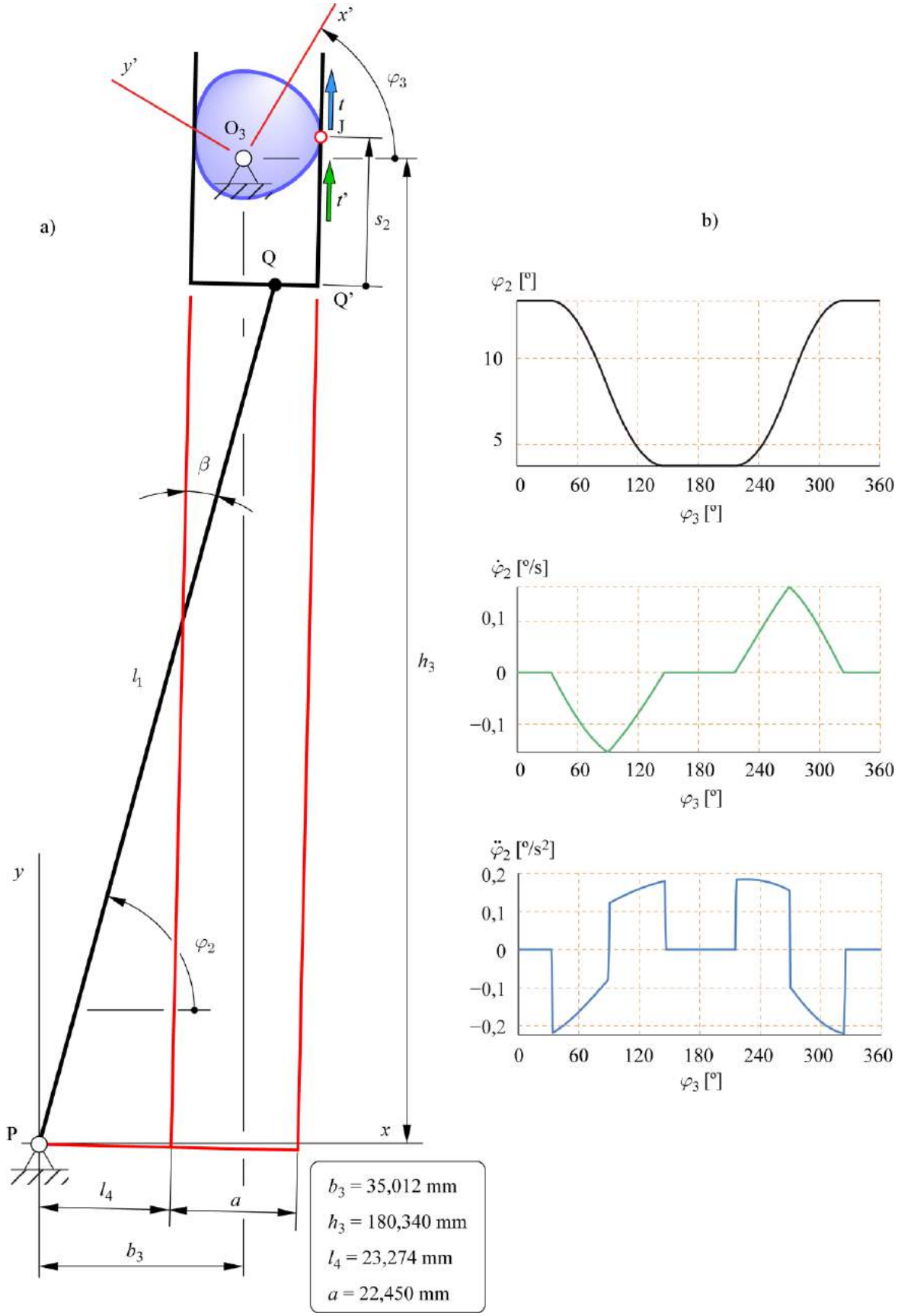


Figura 4: a) Mecanismo auxiliar para el estudio de la ley de movimiento y b) Ley de movimiento $\varphi_2(\varphi_3)$ del palpador y sus dos primeras derivadas.

En la figura 4 b), se observa que la segunda derivada de ley de movimiento es discontinua, por lo que la ley de movimiento tiene continuidad C^1, lo que confirma que el perfil de la leva original también tiene continuidad C^1. Se propone entonces rediseñar la ley del movimiento aumentando su continuidad y, por lo tanto, que se pueda obtener un nuevo perfil de leva que garantice la suavidad de funcionamiento y un mejor comportamiento dinámico del sistema, así como el incremento de la vida a fatiga del mismo.

Del análisis de las características geométricas del perfil de leva medido (figura 2) y de la ley de movimiento antes mostrada (figura 4 b), se obtienen los parámetros iniciales para el rediseño de la leva: anchura de la leva $d_c = 22,45$ mm y distancia $d_{\text{centros}} = 183,707$ mm entre los centros de rotación de la leva y el palpador, desplazamiento máximo del palpador $\varphi_{2\text{máx}} = 13,5^{\text{o}}$ y los ángulos de rotación de la leva correspondientes a los eventos de movimiento del palpador –alejamiento $\varphi_{2\text{alejam}} = 120^{\text{o}}$, acercamiento $\varphi_{2\text{acercam}} = 120^{\text{o}}$ y detención superior e inferior $\varphi_{2\,\text{det superior}} = \varphi_{2\,\text{det inferior}} = 60^{\text{o}}$. Utilizando el procedimiento de diseño de leyes de movimiento descrito en Zayas et al. [1] y mediante la aplicación de curvas de Bézier no paramétricas e imponiendo continuidad C^2 en las uniones entre los tramos de la ley de movimiento se obtienen las leyes de desplazamento, velocidad y aceleración que se muestran en la figura 5 a).

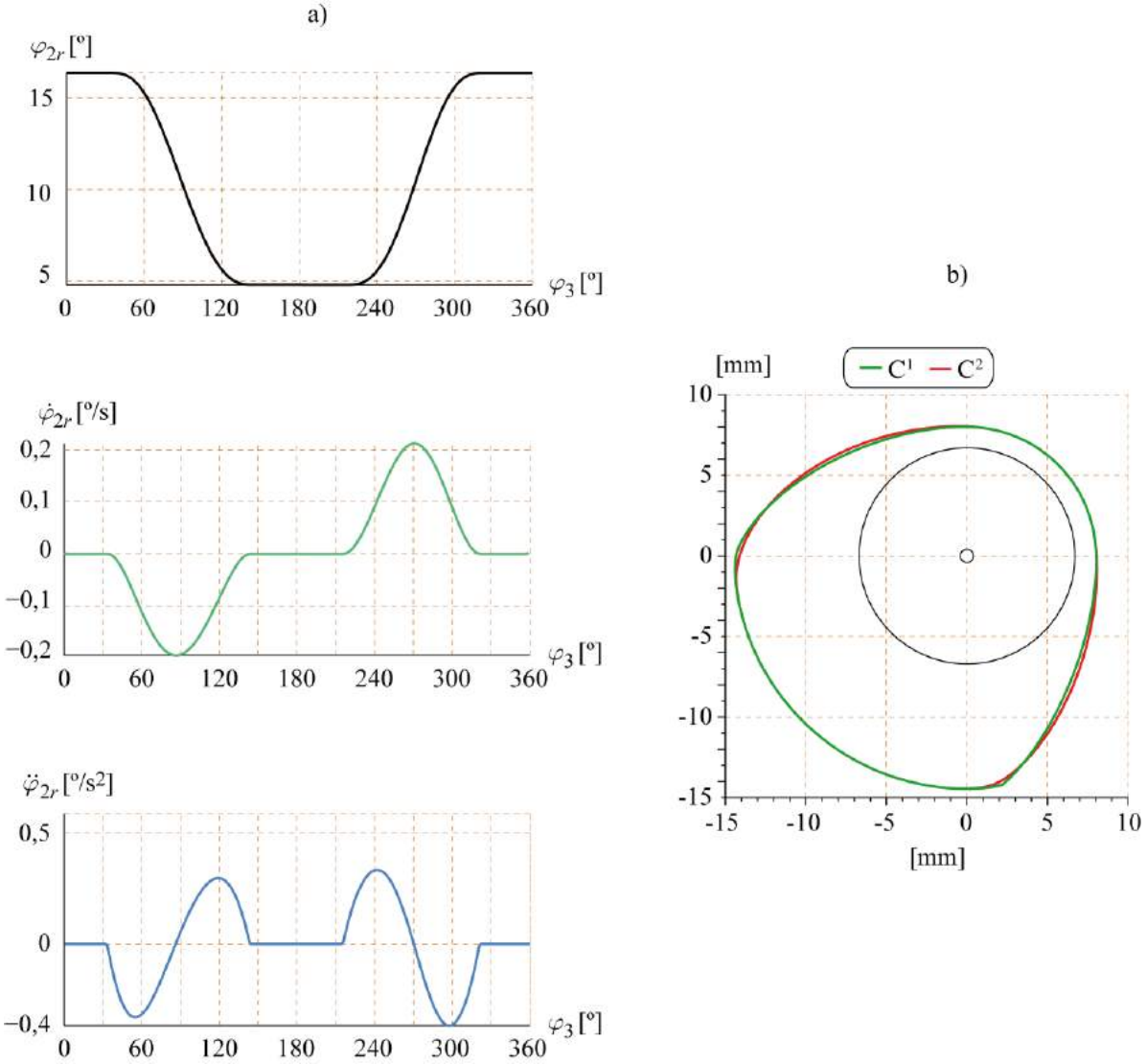


Figura 5: Ley de movimiento $\varphi_{2\text{r}}(\varphi_3)$ del palpador rediseñada y sus dos primeras derivadas, b) Perfiles de levas original –verde– con continuidad C^1 y rediseñado –rojo– con continuidad C^2.

Del análisis de la figura 5 a) se observa que la ley de aceleración del palpador es continua y por lo tanto la ley de movimiento rediseñada tiene la continuidad C^2 deseada. Por otro lado, en la figura 4 b) se han superpuesto el perfil de la leva original –verde– y el perfil de la leva rediseñada –rojo– con continuidad C^2 lo que garantiza un

funcionamiento más suave del mecanismo y un aumento de la durabilidad del mismo respecto al original. Para generar el perfil de leva rediseñado se ha utilizado el método analítico-vectorial propuesto por Cardona y Clos [5].

El procedimiento de rediseño antes explicado también se ha aplicado a la leva de anchura constante del mecanismo de barra para el movimiento de los dientes en el plano vertical (figura 6). En este mecanismo el doble palpador de leva con movimiento de rotación es solidaro a la barra O_5P'' cuyo extremo es el pasador P'', que va colocado en la guía de la barra de arrastre de los dientes, anteriormente mostrada en la figura 2.

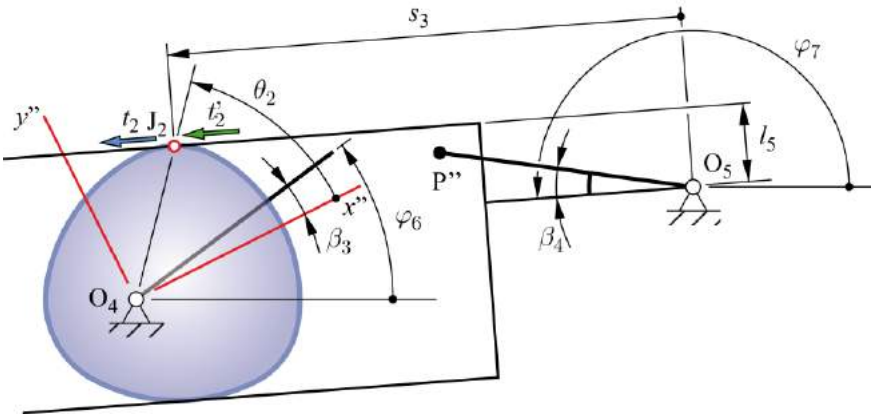


Figura 6: Mecanismo de leva de anchura constante perteneciente al mecanismo para el movimiento de los dientes en el plano vertical.

3. Determinación de la longitud de puntada a partir de utilizar las levas rediseñadas

Como se explica al inicio del trabajo el movimiento conjunto de los dos mecanismos de barras que incluyen dos pares superiores de leva-palpador –cuyas levas se han rediseñado con una continuidad C^2– permite regular la longitud de la puntada. Para determinar dicha longitud se parte de representar el mecanismo auxiliar –de dos grados de libertad– mostrado en la figura 7. Este mecanismo está constituido por el elemento terminal, donde van montados los dientes, y los balancines gobernados por los mecanismos antes analizados y cuya orientación se indica con los ángulos φ_h y φ_v. Se elige el punto D_1 del dentado como representativo del movimiento de los dientes.

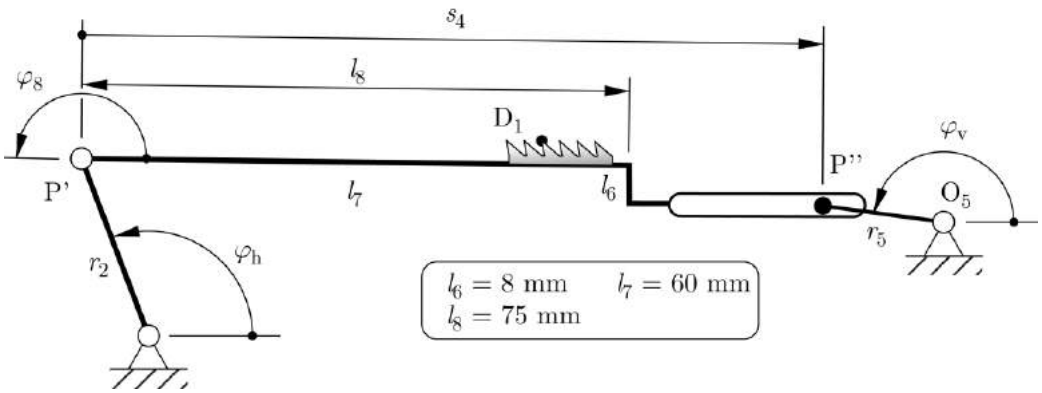


Figura 7: Mecanismo conductor de los dientesde arrastre.

En la figura 8 se muestran distintas trayectorias del punto D_1. Se puede comprobar la variación de la longitud de la puntada para diferentes valores del ángulo α –de orientación de la guía del pasador Q en el mecanismo mostrado en la figura 2. Se observa que para $\alpha = -15^o$ la longitud de la puntada es prácticamente nula yq que el movimiento del punto D_1 es prácticamente vertical. Para valores de $\alpha > -15^o$ la trayectoria cerrada se recorre en un sentido y para valores $\alpha < -15^o$ se recorre en sentido contrario. Esto provoca que la tela pueda avanzar o retroceder.

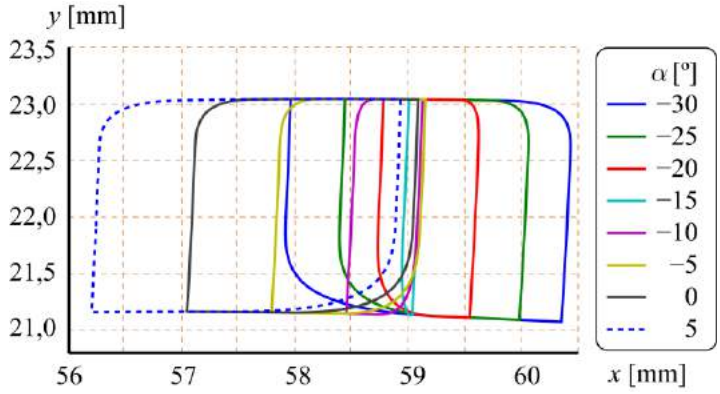


Figura 8: Trayectorias del punto D_1 de los dientes para distintos valores del ángulo α.

4. Conclusiones

La condición de cierre de anillos más la condición de tangencia constituyen una herramienta adecuada para el análisis de mecanismos de barras que incluyan paraes superiores e inferiores –barras y levas.

Puede aumentarse la continuidad del perfil de la leva sin modificar significativamentye el funcionamiento del elemento terminal.

5. Bibliografía y referencias

[1] E.E. Zayas, S. Cardona, L. Jordi. Analysis and synthesis of the displacement function of the follower in constant-breadth cam mechanism, Mechanism and Machine Theory 44 (10) (2009) 1938-1949.

[2] Z. Ye & M. Smith, Synthesis of constant-breadth cam mechanisms, Mechanism and Machine Theory, vol. 37 nº9 (2002) 940-953.

[3] Z. Qian, Research on constant-diameter cam mechanism with a planar motion follower, Mechanism and Machine Theory, vol. 42 nº8 (2007) 1017-1028.

[4] S. Dhande y N. Rajaram. Kinematic analysis of constant-breadth cam-follower mecahism. Transactions of the ASME, vol 106 June (1984) 214-221.

[5] Cardona, S. y Clos, D. Teoría de Máquinas (Edición en Castellano). Barcelona. Ed. UPC. 2001. pp. 252

Asociación Española de Ingeniería Mecánica

XXI CONGRESO NACIONAL
DE INGENIERÍA MECÁNICA

Estudio de la influencia de la desalineación axial en las tensiones de flexión de las transmisiones de piñón-cremallera

V. Roda-Casanova[1], F. Sanchez-Marin[2], J.L. Iserte Vilar[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y construcción. Universitat Jaume I. vroda@uji.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y construcción. Universitat Jaume I. ftsan@uji.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y construcción. Universitat Jaume I. jiserte@uji.es*

La desalineación de las ruedas dentadas es un problema común en las transmisiones de engranajes. Generalmente, al diseñar y ensamblar este tipo de transmisiones, se presta atención a las desalineaciones angulares y al incremento de la distancia entre los centros de las ruedas dentadas. Sin embargo, raramente se tienen en cuenta las desalineaciones axiales de las mismas, pese a que se ha demostrado que esta desalineación puede tener influencia en el estado tensional bajo carga de los engranajes. En este trabajo se ha estudiado la influencia de las desalineaciones axiales en las tensiones de flexión resultantes en una transmisión de piñón cremallera. Los resultados obtenidos muestran la necesidad de considerar estas tensiones en los procesos de diseño y de montaje de la transmisión, pues las variaciones de tensión de flexión que producen pueden suponer el fin prematuro de la vida de la misma.

1. Introducción

Las transmisiones de piñón-cremallera son un mecanismo comúnmente utilizado en máquinas industriales, que permite obtener un movimiento lineal a partir de un movimiento de rotación. A diferencia de las cajas de engranajes, las transmisiones de piñón-cremallera no se suelen suministrar ensambladas, de manera que su montaje se realiza directamente sobre la máquina en la que van instaladas. Este hecho representa una dificultad añadida a la hora de conseguir una buena alineación entre los dientes del piñón y de la cremallera, que es un aspecto fudamental, entre otras cosas, para evitar fallos prematuros de la misma [1,2,3].

Los errores de alineación en una transmisión de piñón cremallera se pueden clasificar en tres grupos [3]: (i) desalineaciones angulares, (ii) incremento de la distancia entre el centro del piñón y la cremallera y, finalmente, (iii) desalineación en la dirección del eje de rotación del piñón, también conocida como desalineación axial.

Cuando el piñón y la cremallera tienen el mismo ancho de cara, esta desalineación axial puede provocar que se produzca un contacto parcial entre los dientes del piñón y la cremallera. Esto implica una reducción de la longitud efectiva del contacto entre dientes, y consecuentemente, un incremento de la intensidad de la carga en el contacto, que lleva asociado un aumento de las tensiones máximas de contacto y de flexión en la raíz del diente.

Para evitar que se produzca este contacto parcial, es habitual diseñar este tipo de transmisiones considerando anchos de cara distintos para el piñón y para la cremallera. De esta manera, la longitud efectiva del contacto entre ambos permanece constante aunque existan errores de alineación axial entre ambos elementos. No obstante, Koide [4] demostró que la variación del ancho de cara de una rueda dentada tiene influencia sobre el estado tensional de la rueda engranada. Sin embargo, estas variaciones de tensión producidas cuando los anchos de cara de las ruedas dentadas no son iguales no están contempladas en las guías utilizadas para la determinación de la capacidad de carga de transmisiones de engranajes, como la norma ISO6336-2006 [5] (en adelante ISO6336).

En este trabajo se estudiarán las variaciones en la tensión de flexión que se producen debido a anchos de cara desiguales y a las desalineaciones axiales. A tal efecto, se determinarán las tensiones de flexión en la raíz de los dientes del piñón y de la cremallera de distintas configuraciones de transmisión, utilizando el método propuesto por la norma ISO6336 y mediante un modelo avanzado de elementos finitos. Las tensiones de flexión resultantes se utilizarán para realizar una estimación de la vida a fatiga del piñón y de la cremallera. Los resultados obtenidos permitirán extraer conclusiones y hacer recomendaciones para el diseño y el montaje de este tipo de transmisiones, con el fin de reducir el riesgo de fallo prematuro.

2. Descripción del modelo físico de la transmisión estudiada

El estudio se ha realizado considerando la transmisión de piñón-cremallera mostrada en la figura 1, compuesta por un engranaje cilíndrico helicoidal mecanizado sobre un eje, y por una cremallera. El conjunto de parámetros que definen la transmisión se muestran en la tabla 1. Algunos de estos parámetros han permanecido constantes en el estudio, mientras que otros se han considerado variables de diseño. El valor nominal de los parámetros de diseño se ha especificado en base a diseños realistas de este tipo de transmisiones.

Tabla 1: Parámetros de diseño de la transmisión

Parámetro	Tipo	Valor nominal
Módulo normal, m_n	Valor fijo	2 mm
Ángulo de presión normal, α_n	Valor fijo	20º
Ángulo de hélice, β	Valor fijo	20º
Sentido hélice piñón	Valor fijo	Izquierdo
Coeficiente de modificación perfil piñón, x_1	Valor fijo	0.4
Coeficiente de modificación perfil cremallera, x_2	Valor fijo	0.0
Número de dientes del piñón, z_1	Valor fijo	20
Ancho de cara del piñón, b_1	Variable de diseño	24 mm
Ancho de cara de la cremallera, b_2	Variable de diseño	24 mm
Longitud del eje, L	Valor fijo	90 mm
Diámetro del eje, d_{sh}	Valor fijo	24 mm
Par nominal, T	Valor fijo	200 N·m

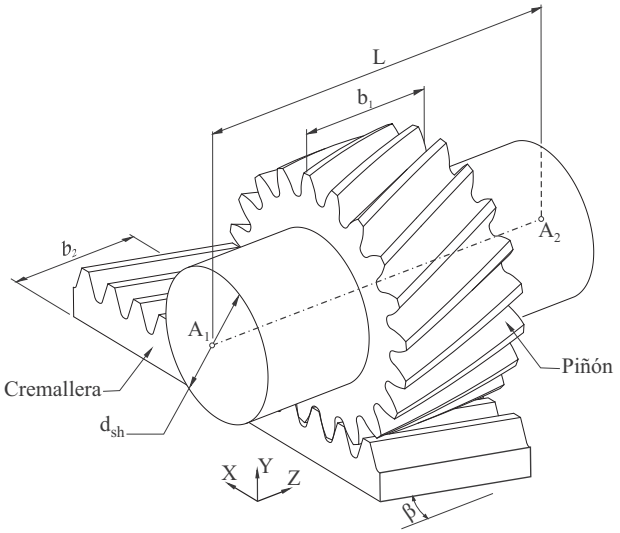


Figura 1: Descripción del modelo físico de la transmisión

Los dientes del piñón y de la cremallera tienen geometrías estandar de evolvente, y se fabrican con una cremallera de corte cuyo perfil se define según la norma ISO53-1998 [6]. El piñón está mecanizado centrado sobre un eje que se considera simplemente apoyado en sus extremos, como si estuviese instalado sobre rodamientos autoalineantes, cuya deformación es despreciable frente a otras deformaciones del sistema. Todos los elementos que conforman el modelo físico están fabricados con acero 16MnCr5 ($E = 210GPa, \upsilon = 0.3$).

Se define un sistema Cartesiano de coordenadas, cuyo origen está situado en el centro del piñón. El eje Z es paralelo al eje longitudinal del eje del piñón, y el eje Y es perpendicular al plano de paso de la transmisión. El par se aplica en la dirección positiva del eje Z sobre el extremo A_1. El movimiento del sistema se restringe en la base de la cremallera.

En un principio, se asume que la transmisión está completamente libre de errores de fabricación y de montaje. No obstante, la configuración resultante permite instalar la cremallera con cierta desalineación axial, impuesta por un desplazamiento δ_a en la dirección del eje Z, parametrizado por la variable adimensional a $(-1 \leq a \leq 1)$:

$$\delta_a = a \cdot \frac{|b_1 - b_2|}{2} \tag{1}$$

3. Descripción del estudio realizado

De acuerdo con la norma ISO6336, la tensión de flexión (σ_F) es la base para el cálculo de la resistencia a la flexión de los dientes de un engranaje. En esta norma, la tensión de flexión se define como la tensión máxima de tracción que se produce en la superficie de la raíz del diente, en la dirección de su altura, como consecuencia del esfuerzo de flexión, tal y como se muestra en la figura 2.

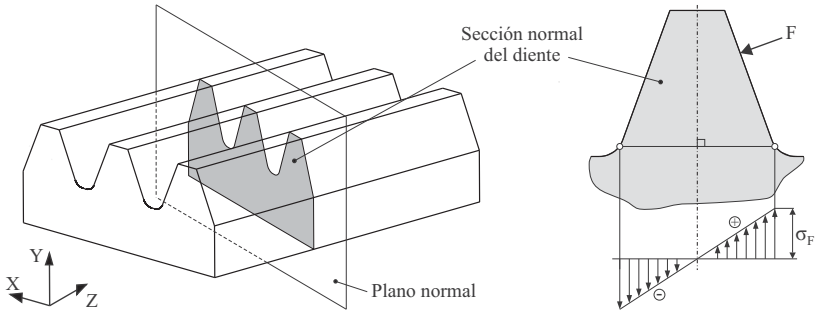


Figura 2: Definición de las tensiones de flexión en la raíz del diente

El objetivo de este trabajo es la determinación de esta tensión de flexión, y el estudio de su evolución ante distintas situaciones de desalineación axial de la transmisión. Para determinar estas tensiones de flexión, se han tenido en cuenta dos métodos distintos:

- Un método avanzado, que consiste en el análisis de un modelo de elementos finitos de la transmisión (descrito en el apartado 3.1).
- Un método simplificado, en el que se utiliza el método analítico propuesto en la norma ISO6336 (descrito en el apartado 3.2).

Ambos métodos se han aplicado para determinar las tensiones de flexión en la raíz de los dientes del piñón y de la cremallera, en distintos casos de estudio agrupados de la siguiente manera:

- **Grupo de casos de estudio 1** (del caso 1.1 al caso 1.7 en la figura 3): Mediante este grupo de casos se ha estudiado el efecto de las diferencias en el ancho de cara sobre las tensiones de flexión en la raíz del diente. Para ello, se han realizado variaciones en los anchos de cara del piñón y de la cremallera, manteniendo la longitud efectiva de contacto y estando la transmisión perfectamente alineada ($a = 0$).
- **Grupo de casos de estudio 2** (del caso 2.1 al caso 2.5 en la figura 3): Mediante este grupo de casos se ha estudiado el efecto de la desalineación axial sobre las tensiones de flexión cuando el ancho de cara del piñón es mayor que el ancho de cara de la cremallera. Este grupo de casos de estudio se ha obtenido realizando variaciones sobre la variable a en el caso de estudio 1.1.
- **Grupo de casos de estudio 3** (del caso 3.1 al caso 3.5 en la figura 3): Mediante este grupo de casos se ha estudiado el efecto de la desalineación axial sobre las tensiones de flexión cuando el ancho de cara del piñón es menor que el ancho de cara de la cremallera. Este grupo de casos de estudio se ha obtenido realizando variaciones sobre la variable a en el caso de estudio 1.7.

Adicionalmente, las tensiones de flexión calculadas se han utilizado para realizar una estimación de la vida útil de los elementos de la transmisión para cada caso de estudio, según el método propuesto en la norma ISO6336 (descrito en el apartado 3.3). De esta forma, es posible cuantificar el impacto de las variaciones de tensión provocadas por la desalineación axial sobre el número de ciclos que puede soportar la transmisión antes de que se produzca el fallo.

3.1. Determinación de la tensión de flexión en la raíz del diente a partir del método de los elementos finitos

En este estudio, se ha utilizado un análisis estático de un modelo tridimensional de elementos finitos de la transmisión de piñón-cremallera mostrada en la figura 1 para determinar el estado tensional de los engranajes bajo carga. Para cada caso de estudio, se ha desarrollado un modelo de elementos finitos basado en trabajos anteriores de los autores [7], y se ha analizado en distintas posiciones de contacto a lo largo del ciclo de engrane.

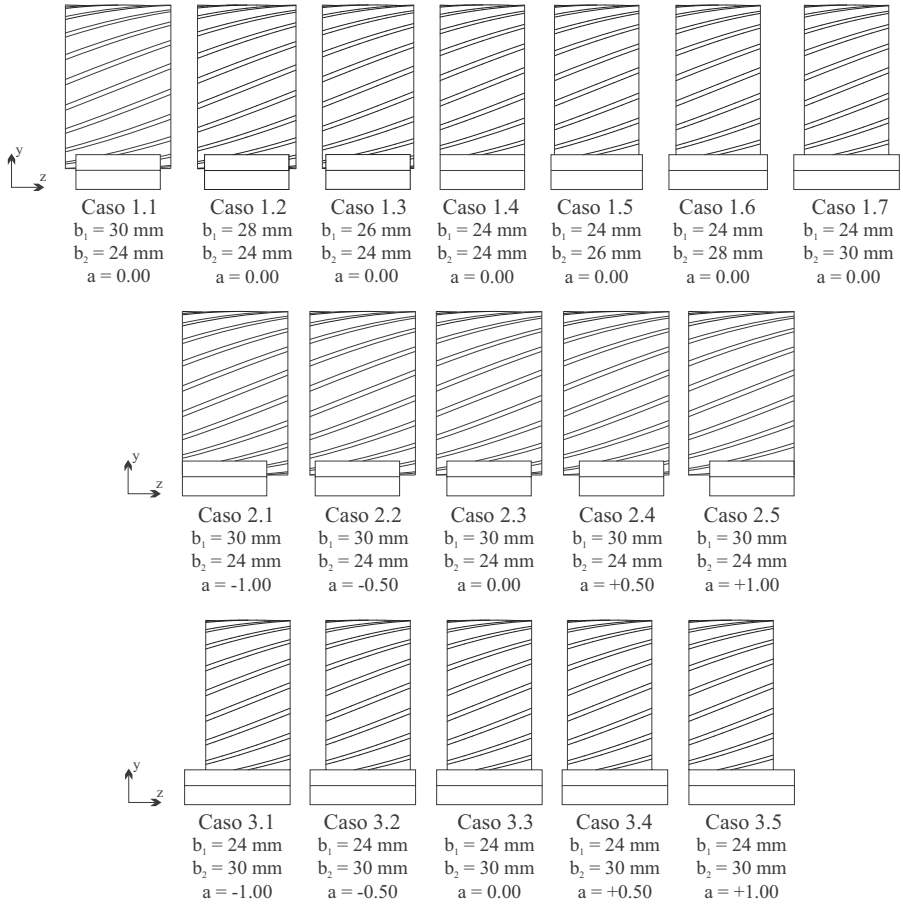


Figura 3: Descripción casos de estudio (dibujos a escala)

Para la obtención de la tensión máxima de flexión en la raíz del diente, se ha seguido el siguiente procedimiento:

- En análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión ofrece como resultado el tensor de tensiones $\boldsymbol{\sigma}_{\mathrm{i}}(\mathrm{t})$ para cada punto de integración (i) de los elementos finitos que conforman la raíz del diente, en cada posición de contacto estudiada (t).
- La transformación de este tensor de tensiones permite obtener la tensión de flexión $\sigma_{F,i}(t)$ en cada punto de integración de los elementos finitos que conforman la raíz del diente, para cada posición de contacto estudiada.
- Se determina la tensión de flexión máxima en la raíz del diente $\sigma_{\mathrm{F,max}} = \max\left[\sigma_{\mathrm{F,i}}(t)\right]$. El punto de integración en el que se produce $\sigma_{\mathrm{F,max}}$ es el punto crítico de fatiga $(i = cri)$. La función que representa la evolución de la tensión de flexión en este punto se denota por $\sigma_{\mathrm{F,cri}}(\mathrm{t})$.

3.2. Determinación de la tensión de flexión en la raíz del diente a partir del método analítico propuesto en la norma ISO6336

La norma ISO6336 propone un método analítico para determinar la tensión de flexión que se produce en la raíz de los dientes de un engranaje. Este método se basa en el supuesto de que el diente se comporta como una viga en voladizo, aplicando la Ley de Navier para determinar un valor nominal de tensión (σ_{F0}), que posteriormente se penaliza mediante factores de influencia para determinar la tensión máxima de flexión $(\sigma_{F,ISO})$:

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot Y_B \cdot Y_{DT} \tag{2.1}$$

$$\sigma_{F,ISO} = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \tag{2.2}$$

Donde b es el ancho de cara del engranaje estudiado (b_1 o b_2), F_t es la fuerza tangencial transmitida, y el resto de parámetros se muestran en la tabla 2.

Tabla 2: Parámetros para el cálculo de la tensión de flexión de la transmisión estudiada

Parámetro	Piñón	Cremallera
Factor de forma, $\boldsymbol{Y_F}$	1.069	0.495
Factor de corrección de la tensión, $\boldsymbol{Y_S}$	2.342	3.718
Factor de ángulo de hélice, $\boldsymbol{Y_\beta}$	0.792	0.792
Factor de espesor del anillo, $\boldsymbol{Y_B}$	1	1
Factor de profundidad del diente, $\boldsymbol{Y_{DT}}$	1	1
Factir de aplicación, $\boldsymbol{K_A}$	1	
Factor dinámico, $\boldsymbol{K_V}$	1	
Factor de distribución longitudinal de carga, $\boldsymbol{K_{F\beta}}$	1.070	
Factir de distribución transversal de carga, $\boldsymbol{K_{F\alpha}}$	0.900	

De acuerdo con la norma ISO6336, cuando $b_1 \neq b_2$, se debe asumir que el ancho de cara del elemento más ancho es igual al ancho de cara del elemento más estrecho, más aquella extensión del ancho de cara del elemento más ancho que no exceda el valor del módulo de la transmisión en cada extremo del diente.

3.3. Estimación de la vida útil de la transmisión en base a la tensión de flexión

La norma ISO6336 propone un método para estimar el número de ciclos que es capaz de soportar un diente de engranaje antes de su rotura por fatiga a flexión. Este método está basado en las curvas Wöhler, determinadas a partir de ensayos experimentales de engranajes de referencia, y de una serie de factores que tienen en cuenta diferencias entre los engranajes de referencia y los engranajes calculados. En las referencias [5, 8] se pueden encontrar descripciones detalladas de los procedimientos utilizados.

Según este método, el número de ciclos de trabajo (N) que puede realizar una transmisión antes de que se produzca su fallo por fatiga a flexión se puede estimar mediante la ecuación 3, en la que σ_F es la tensión máxima de flexión en la raíz del diente, determinada a partir del análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión $\left(\sigma_F = \sigma_{F,max} \rightarrow N_{FEM}\right)$ o a partir del método propuesto en la norma ISO6336 $\left(\sigma_F = \sigma_{F,ISO} \rightarrow N_{ISO}\right)$, y el resto de parámetros se describen en la tabla 3.

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST}}{S_{Fmin}} \cdot \left(\frac{N_F}{N}\right)^{1/m_F} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \tag{3}$$

Tabla 3: Parámetros para el cálculo de la vida útil de la transmisión

Parámetro	Piñón	Cremallera
Límite de fatiga 16MnCr5, $\boldsymbol{\sigma_{Flim}}$	312 *MPa*	
Factor de corrección de la tensión, $\boldsymbol{Y_{ST}}$	2	
Factor de tamaño del diente, $\boldsymbol{Y_X}$	1.000	
Factor de seguridad mínimo, $\boldsymbol{S_{Fmin}}$	1.5	
Número de ciclos en el límite de fatiga, $\boldsymbol{N_F}$	$2 \cdot 10^6$ ciclos	
Pendiente curva de Wöhler, $\boldsymbol{m_F}$	8.3	
Factor de superficie, $\boldsymbol{Y_{RrelT}}$	1	
Factor de sensibilidad a entalla, $\boldsymbol{Y_{\delta relT}}$	1.123	1.224

4. Resultados y discusión

En la figura 4 se muestra la evolución de las tensiones de flexión en el punto crítico a fatiga para el caso de estudio 1.4, en el que $b_1 = b_2$, calculadas a partir del análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión. Se puede observar que el valor máximo de tensión de flexión determinado a partir del análisis del modelo de elementos finitos es de $\sigma_{F,max} = 387MPa$ para el piñón, y de $\sigma_{F,max} = 270MPa$ para la cremallera.

Además, el gráfico también muestra el valor de la tensión de flexión calculado mediante el método propuesto por la norma ISO6336. Utilizando este método simplificado, se calcula un valor de tensión de flexión en el piñón de $\sigma_{F,ISO} = 375MPa$ (-3.1% con respecto a $\sigma_{F,max}$), y para la cremallera de $\sigma_{F,ISO} = 276MPa$ (+2.2% con respecto a $\sigma_{F,max}$). El bajo error relativo cometido demuestra que cuando los anchos de cara de los engranajes son iguales, el método propuesto por la norma ISO6336 es capaz de predecir tensiones de flexión similares a los que se calculan por otros métodos más avanzados.

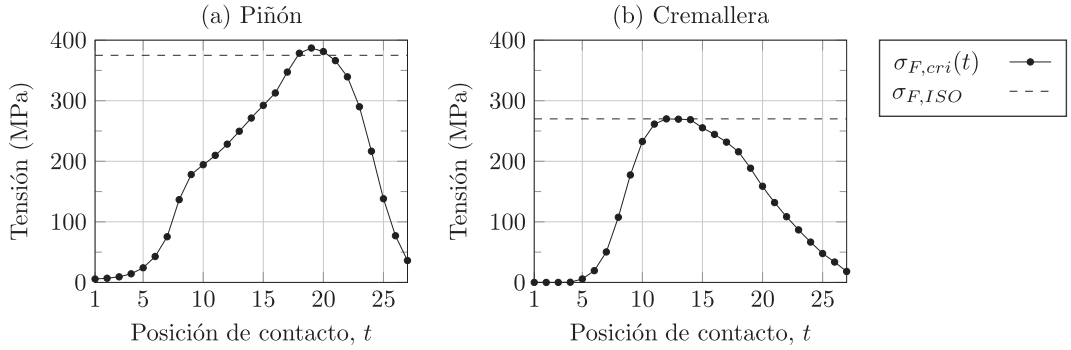


Figura 4: Evolución de la tensión de flexión durante el ciclo de engrane del caso de estudio 1.4

4.1. Efecto de las diferencias en el ancho de cara sobre las tensiones de flexión en la raíz del diente

La figura 5 muestra la evolución de las tensiones de flexión determinadas a partir de los métodos descritos en el apartado 3 para el grupo 1 de casos de estudio (ver figura 3).

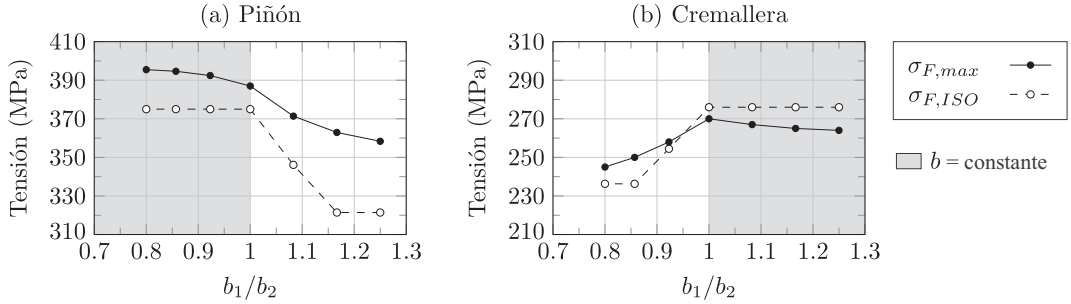


Figura 5: Evolución de las tensión de flexión para el grupo 1 de casos de estudio

El análisis teórico que representa la norma ISO6336 muestra que para aquellos casos en los que un ancho de cara se mantiene constante (como es el caso del piñón cuando $b_1 \leq b_2$ o de la cremallera cuando $b_1 \geq b_2$), la tensión de flexión $\sigma_{F,ISO}$ también permanece constante. A medida que estos anchos de cara se incrementan (resto de casos), se experimenta un descenso lineal de la tensión de flexión, hasta que el ancho de cara supera el umbral descrito en el apartado 3.2, donde el valor de tensión de flexión se estabiliza.

Sin embargo, los resultados obtenidos a partir del análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión muestran que, en el caso del piñón, cuando el ancho de cara es constante $(b_1 \leq b_2)$, la tensión de flexión tiende a incrementarse a medida que se incrementa el ancho de cara de la cremallera. En cambio, cuando el ancho de cara de la cremallera es constante $(b_1 \geq b_2)$, la tensión de flexión en la raíz de sus dientes experimenta un leve decrecimiento a medida que aumenta el ancho de cara del piñón.

En el resto de casos, se observa como la tensión tiende a decrecer a medida que aumentan los respectivos anchos de cara, pero en ninguno de los casos estudiados se ha obserado que este decrecimiento sea tan pronunciado como el estimado por la norma ISO6336.

Los resultados muestran que el nivel de precisión mostrado por el método propuesto por la norma ISO6336 cuando $b_1 = b_2$ se reduce en los casos en los que $b_1 \neq b_2$, llevando en algunos casos a situaciones poco conservativas en las que $\sigma_{F,ISO} < \sigma_{\mathrm{F,max}}$.

4.2. Efecto de la desalineación axial sobre las tensiones de flexión cuando el piñón es más ancho que la cremallera

La figura 6 muestra la evolución de las tensiones de flexión determinadas a partir de los métodos descritos en el apartado 3 para el grupo 2 de casos de estudio (figura 3).

Los resultados obtenidos a partir del método propuesto por la norma ISO muestran que en el caso del piñón (elemento de mayor ancho de cara), la tensión de flexión se incrementa linealmente a medida que aumenta la desalineación axial, debido a que el ancho de cara considerado para el cálculo de la tensión se reduce, siguiendo

las directrices expuestas en el apartado 3.2. En el caso de la cremallera, el ancho de cara considerado para el cálculo no varía, y por lo tanto, la tensión resultante es constante independientemente de la desalineación axial.

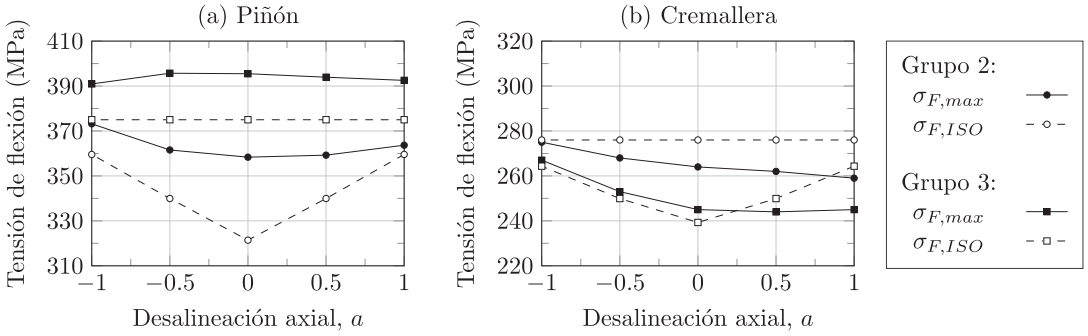


Figura 6: Evolución de las tensiones de flexión para el grupo 2 de casos de estudio

Cuando estas tensiones se determinan a partir del análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión, se puede observar que, en el caso del piñón, estas se incrementan a medida que aumenta la desalineación axial, y lo hacen de forma más acentuada para valores negativos del parámetro a. En el caso de la cremallera, las tensiones de flexión se reducen cuando $a > 0$ y se incrementan cuando $a < 0$.

Observando los resultados obtenidos a partir del análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión estudiada, se observa que cuando existen desalineaciones axiales, las tensiones de flexión máximas en los dientes del piñón pueden tener variaciones de hasta 15MPa, mientras que las tensiones máximas en los dientes de la cremallera pueden variar hasta en 16MPa.

4.3. Efecto de la desalineación axial sobre las tensiones de flexión cuando la cremallera es más ancha que el piñón

La figura 6 muestra la evolución de las tensiones de flexión determinadas a partir de los métodos descritos en el apartado 3 para el grupo 3 de casos de estudio (figura 3). Observaciones similares a las realizadas en el apartado anterior se pueden realizar en este caso para las tensiones de flexión obtenidas mediante el método propuesto en la norma ISO6336, teniendo en cuenta que en este caso el elemento para el cual la tensión de flexión se mantiene constante es en el piñón.

Por lo que refiere a los resultados obtenidos del análisis del modelo de elementos finitos, en este caso se ha observado que al imponer una desalineación axial la tensión de flexión en los dientes del piñón varía 5MPa, mientras que la tensión de flexión en los dientes de la cremallera puede variar hasta 23MPa.

4.4. Consideraciones sobre la vida de la transmisión en función de su desalineación axial

En apartados anteriores se han evaluado las variaciones en la tensión de flexión en la raíz de los dientes de los engranajes debido a las desalineaciones axiales de la transmisión. En este último apartado se evaluará el impacto que estas variaciones de tensión pueden tener sobre la vida estimada para la transmisión.

En la figura 7a se muestra la vida estimada en función de la relación b_1/b_2 (grupo de casos 1). En general, se observa que en el caso de la cremallera, los resultados obtenidos a partir de los resultados de $\sigma_{F,ISO}$ son del mismo órden de magnitud que los obtenidos a partir de $\sigma_{F,max}$. En cambio, para el piñón, se observan grandes diferencias entre la vida estimada a partir de $\sigma_{F,ISO}$ y $\sigma_{F,max}$, que en algunos casos pueden suponer diferencias de más un 50% en la vida estimada para la transmisión.

Ademas, los resultados muestran que durante el diseño de la transmisión es posible seleccionar una relación de b_1/b_2 que optimice la duración de los elementos que la componen. Por ejemplo, tomando como referencia los resultados del análisis del modelo de elementos finitos de la transmisión, cuando $b_1 > b_2$, se incrementa la vida de ambos elementos de la transmisión, mientras que cuando $b_1 < b_2$, se optimiza sustancialmente la vida de la cremallera, a costa de penalizar la vida del piñón.

Por otro lado, las figuras 7b y 7c muestran la vida estimada en función de la desalineación axial (grupos de casos 2 y 3). En estos casos se observa como la desalineación axial de la transmisión puede suponer variaciones elevadas de la vida estimada de la transmisión. Por este motivo, es conveniente tener en cuenta estas desalineaciones axiales durante el diseño y el ensamblaje de la transmisión.

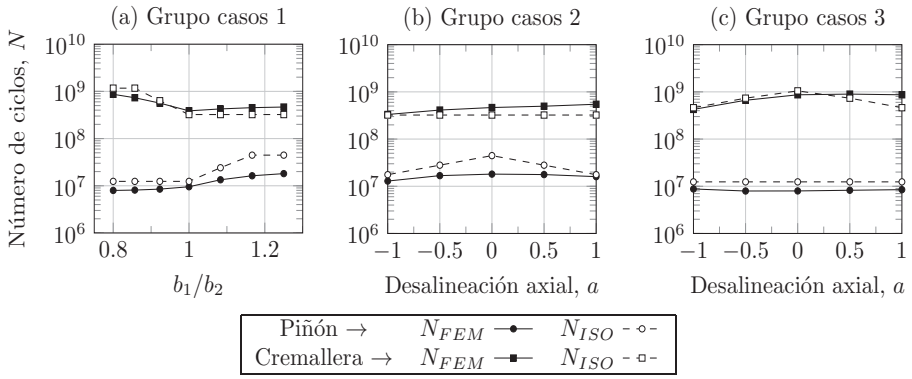


Figura 7: Estimación de la vida útil de la transmisión

5. Conclusiones

En este trabajo se ha estudiado la influencia de las desalineaciones axiales sobre las tensiones de flexión en la raíz del diente en una transmisión de piñón-cremallera. Las tensiones de flexión se han determinado utilizando dos métodos distintos, en varios casos de estudio. Los resultados obtenidos permiten obtener las siguientes conclusiones:

- La relación entre el ancho de cara del piñón y el ancho de la cara de la rueda tiene influencia sobre las tensiones máximas de flexión. El método propuesto por la norma ISO6336 no siempre es capaz de captar esa influencia correctamente.
- La desalineación axial de la transmisión puede influir sobre las tensiones de flexión en los dientes del piñón y de la cremallera.
- Con el fin de optimizar la vida de la transmisión, estas variaciones de tensión se deben tener en cuenta tanto en las fases de diseño y en las fases de montaje de las mismas.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Economía y Competitividad Español por el soporte económico del proyecto de investigación DPI2013-47702-C2-2-P.

7. Referencias

[1] S. Li. Effects of misalignment error, tooth modifications and transmitted torque on tooth engagements of a pair of spur gears, Mechanism and Machine Theory, 83, (2015), 125-136.

[2] S. Li. Effects of machining errors, assembly errors and tooth modifications on loading capacity, load-sharing ratio and transmission error of a pair of spur gears, Mechanism and Machine Theory, 42(6), (2007), 698-726.

[3] D.R. Houser, J.Harianto, D.Talbot. Gear mesh misalignments, Gear Solutions, June (2006), 34-43

[4] T. Koide, S. Oda. Effect of extra face width on rooth and contact stresses of spur and helical gear pairs, JSME Transactions (1996), 47-52

[5] Standard ISO 6336-3 2006 “Calculation of load capacity of spur and helical gears”, International Standard Organization, Geneva, Switzerland

[6] Standard ISO 53 1998 “Cylindrical gears for general and heavy engineering - Standard basic rack tooth profile”, International Standard Organization, Geneva, Switzerland

[7] I. Gonzalez-Perez, V. Roda-Casanova, A. Fuentes, F. Sanchez-Marin, J.L. Iserte. A finite element model for consideration of the torsional effect on the bearing contact of gear drives, Journal of Mechanical Design, 134(7), (2012)

[8] D. Jelaska. Gears and Gear Drives, Ed. Wiley, 2012. ISBN: 78-1-119-94130-9.

Metodología de análisis dinámico de mecanismos. Aplicación a la simulación del deslizamiento de un bípedo

E. Corral Abad[1], J. Meneses Alonso[2], J.C. García Prada[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. ecorral@ing.uc3m.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. meneses@ing.uc3m.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. jcgprada@ing.uc3m.es*

En este artículo se expone una metodología de análisis dinámico inverso y directo de mecanismos clásicos. Se contempla la posibilidad de añadir grados de libertad extra para su mejora ya sea en rediseño, control, sensibilidad u optimización. Esa metodología se ha aplicado a maquinas tales como robots bípedos y vehículos no tripulados.

En la metodología que se propone, se aplican las ecuaciones de NEWTON-EULER utilizando algoritmos paramétricos fácilmente implementables en cualquier software matemático. Gracias a este algoritmo paramétrico y a la metodología propuesta de forma modular, el análisis se puede ampliar añadiendo grados de libertad con sus respectivas ecuaciones, o planteando ecuaciones extra para abordar estudios de sensibilidad, optimización, rediseño, etc.

En este manuscrito se mostrará la aplicación de esta metodología para el cálculo del deslizamiento de un robot bípedo diseñado y construido por el departamento de ingeniería mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid. Como ejemplo se explicará brevemente las pautas, las ecuaciones que se han implementado en software Matlab, junto con el grado de libertad extra del deslizamiento.

1. Introduccion

En las dos últimas décadas se ha constatado un creciente interés en los robots caminantes, y se aprecia un aumento significativo en la actividad investigadora en esta área. Los horizontes de aplicación de esta nueva clase de robots se están ampliando, siendo preciso resolver diversos problemas, teóricos y de índole práctica, que dificultan su empleo y ponen barreras a su difusión.

Entre los temas que hay que abordar, y que están siendo objeto de atención preferente por los científicos en el ámbito internacional, se encuentran los relacionados con la mejora de su autonomía y la optimización de su movimiento. Los estudios se están realizando desde diversos puntos de vista: unos, con el objetivo de mejorar las características de velocidad, fiabilidad, consumo energético, interacción con el entorno, y otros tendentes a dotar a los robots caminantes de nuevas prestaciones.

Aquí es donde entra la motivación de este artoculo: realizar un análisis fundamental y profundo de la dinamica a un mecanismo, que ha de permitir ampliar el campo de soluciones a distintas situaciones o condiciones de contorno, antes de abordar las estrategias de control y optimización. Se aplicara esta metodologia al calculo del deslizamiendo de un bipedo quasi-pasivo.

La idea es utilizar los conocimientos de la dinámica pasiva para lograr mejorar las prestaciones de los mecanismos activos, logrando la movilidad de éstos con el menor gasto energético.

En teoría, se han desarrollado muchos algoritmos que explican el comportamiento dinámico de un manipulador o robot, como las formulaciones de Lagrange-Euler y Newton-Euler. Estas fueron desarrolladas antes del primer robot industrial. Con el avance tan rápido de la tecnología, los algoritmos dinámicos están siendo modificados, pero siempre sobre la misma base: hacer que los diseños y sistemas de control de los robots sean más eficientes. La forma en que estos algoritmos teóricos se han descrito, con mucha simbología y representación matricial, los hacen dispendiosos para trabajar manualmente; por esto, se han hecho reducciones de los modelos, linealizándolos alrededor de un punto de trabajo específico. De esta forma se han implementado modelos que facilitan la aplicación de estos algoritmos, los cuales generan resultados más inmediatos, obteniéndolos de un modo más fácil y rápido. [1][2][3][4]

En los últimos años la robótica ha fusionado la mecánica clásica con la teoría de control. El rápido avance de las aplicaciones industriales ha hecho que los desarrollos teóricos y prácticos hayan tenido algunas discrepancias respecto a los resultados de uno y otro.

Recientemente, debido a las necesidades de mejorar los algoritmos de control y los manipuladores, la investigación ha integrado más estas dos disciplinas. A su vez los robots hacen que la demanda de métodos teóricos aumente.

Los métodos dinámicos llevan a dos tipos de soluciones según se resuelven mediante dinámica inversa o mediante dinámica directa. La dinámica inversa consiste en obtener las fuerzas y pares necesarios para un movimiento prescrito y la dinámica directa radica en calcular las velocidades y aceleraciones dadas las condiciones de carga.[5][6][7][8]

La aparición de los métodos computacionales para resolver los modelos dinámicos de manipuladores represento un avance en la teoría de los robots. Los algoritmos se basan en la mecánica clásica y se han desarrollado de tal forma que su implementación computacional resulta relativamente sencilla.

El modelo dinámico de un robot se puede obtener a partir de las leyes físicas conocidas como las leyes de la mecánica newtoniana y lagragiana. Esto conduce al desarrollo de las ecuaciones de movimiento dinámico para las diversas articulaciones de los mecanismos. Métodos convencionales como las formulaciones de Lagrange-Euler y Newton-Euler se pueden aplicar, entonces, sistemáticamente para desarrollar las ecuaciones de movimiento del robot.

Otro método de poco coste computacional para resolver problemas dinámicos de multi-cuerpo, pero con muchas limitaciones, es el método de Featherstone (Fearherstone 1987).[9][10][11][12]

2. Metodologia

De nuestra experiencia en estudios cinemáticos y dinámicos realizados en el departamento de ingeniería mecánica de la universidad Carlos III de Madrid hemos propuesto esta metodología de análisis paramétrico. Gracias a ella es posible obtener los resultados deseados para muchos estudios, como análisis de sensibilidad, optimizaciones, favorecer un control más simple, y en definitiva, un estudio que nos ofrezca no solo el análisis deseado, sino la posibilidad poder ver ese análisis de forma global.

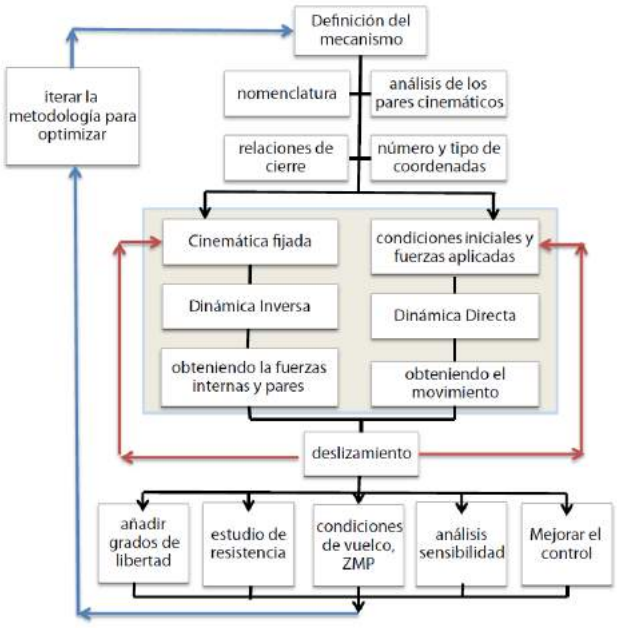


Figura 1: Metodología de analisis dinamico propuesta.

Esta metodología consiste en definir primero la nomenclatura y topología. Después seleccionar el tipo de coordenada dependiendo del tipo de mecanismo de estudio. Luego definir los tipos de contactos, tratamiento ideal/no ideal de pares cinemáticos (fricciones, holguras). Encontrar las relaciones de cierre y las dependencias entre las distintas partes del mecanismo. En este punto, el problema puede abordarse de varias formas, fijando una cinemática y obteniendo la dinámica (dinámica inversa) o fijando las condiciones iniciales y fuerzas

aplicadas y obteniendo el movimiento (dinámica directa) o fijando la posición inicial y aplicando un estudio cuasi-estático para obtener las fuerzas necesarias para realizar el movimiento deseado. Llegados a este punto, la metodología permite añadir grados de libertad al mecanismo, como añadir deslizamiento, condiciones de vuelco, variaciones de las partes para análisis de sensibilidad, aplicación de control o iterar el método para optimizar. En la figura 1 se muestra el diagrama de flujo que explica la metodología para resolver la dinámica directa y la dinámica inversa de un mecanismo. Este diagrama será explicado con detenimiento en el artículo, siendo aplicada completamente al robot bipedo PASIBOT para su entendimiento.

3. Nomenclatura y medidas

La primera tarea del organigrama propuesto es definir bien los eslabones, ángulos y puntos de referencia del sistema. Esta metodologia será aplicada al PASIBOT (robot bipedo quasi-pasivo). En la Figura 2 se puede observar el número de eslabones: 12 por cada pierna además de la manivela motor y la cadera, que conectan ambas piernas. Con lo que se tiene en total 26 eslabones. Uno de los pies se encuentra apoyado en el suelo (Figura 2) en el periodo que estudiamos. En la Tabla 1 se define la nomenclatura utilizada para los 14 eslabones diferentes de que consta el bípedo.

Tabla 1: Enumeración de los eslabones diferentes del bípedo:

Eslabón:	Nombre:
1	pie-suelo
2	tibia
3	fémur
4	tendón inferior
5	rodilla
6	tendón superior
7	biela
8	manivela
9	balancín
10	estabilizador
11	cursor
12	contrafémur
13	peroné
14	cadera

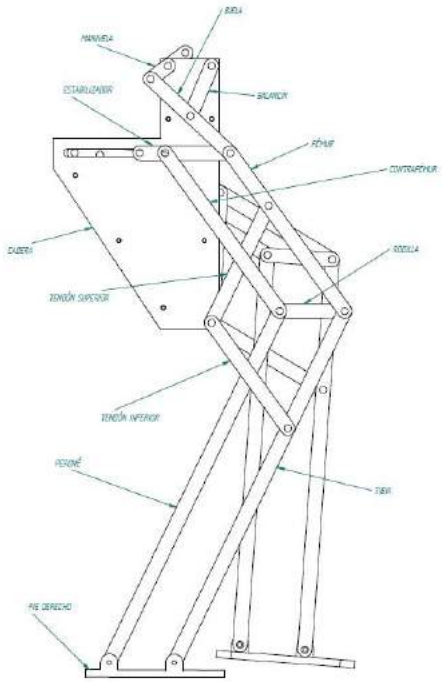


Figura 2: Nomenclatura detallada de los eslabones del PASIBOT.

Como se puede ver, todos los eslabones tienen su homónimo idéntico en la otra pierna, salvo el eslabón 8 y el 14, ya que la manivela y cadera son compartidas por ambas piernas. Las variables utilizadas para la descripción del modelo serán las siguientes, con sus respectivos significados y unidades:

l = longitud del eslabón i [mm]; r_{ij} *= vector posición de la articulación i-j desde el C.M. del eslabón i [mm];* r_{ijx} *= proyección del vector posición en el eje x [mm];* r_{ijy} *= proyección del vector posición en el eje y [mm];* ϑ_i *= Ángulo del eslabón i con el eje x [rad];* ϑ'_i *= velocidad angular del eslabón i [rad/s];* ϑ''_i *= aceleración angular del eslabón i [rad/]; m = masa del eslabón i [Kg]; I = momento de inercia del eslabón i con respecto al eje perpendicular al plano de giro que pasa por el centro de masas [Kg.mm];* f_{ij} *= fuerza que ejerce el eslabón i sobre el j [N].*

4. Cinemática del PASIBOT sin deslizar

Siguiendo el organigrama de la Figura 1, en esta sección se expone el método para resolver la cinemática del PASIBOT en la realización de un paso, con un pie fijo en el suelo.

Las expresiones cinemáticas permitirán obtener de cada eslabón la posición, velocidad y aceleración tanto lineales como angulares de los centros de masa respecto el punto de referencia deseado en coordenadas independientes y en función del tiempo.

El eslabón elegido de referencia será la manivela motriz, el motor, valor que se puede configurar. Primero se obtendrán las posiciones y ángulos de todos los eslabones en función del tiempo. Derivando una y dos veces se obtendrán las velocidades y aceleraciones y con esto se resuelve el análisis cinemático completo.

La posición, velocidad y aceleración tanto angulares como lineales de los centros de masas de los eslabones obtenidas serán las entradas al problema dinámico, cuya solución proporcionará el valor de todas las fuerzas entre eslabones, así como el par motor. Es importante destacar que todos los datos obtenidos son en función del tiempo.

El PASIBOT con un pie fijo en el suelo sin deslizar es un mecanismo de un grado de libertad, El problema cinemático se reduce, pues, a expresar la posición angular de cualquier eslabón en función de un solo ángulo. El mecanismo puede dividirse en tres submecanismos cuyas relaciones de cierre proporcionarán la cinemática del submecanismo. Estas son: 1-chebyshov, 2-extensión y 3-estabilizador.

Ahora se realizarán los cálculos necesarios para obtener todas las posiciones y ángulos de los eslabones del PASIBOT. Los cuales estan explicados con detenimiento en [6]

Se puede obtener las posiciones de todos los eslabones en cualquier posición a partir de los ángulos obtenidos anteriormente, sumando las proyecciones de los eslabones contiguos.

En definitiva, dada una función temporal para la manivela motor $\theta_8=\theta_8(t)$ se han obtenido las posiciones, velocidades y aceleraciones tanto, angulares como lineales de los centros de masas, para todos los eslabones del bípedo respecto al pie de apoyo fijo. Puesto que el motor actúa entre la cadera y la manivela, lo lógico es partir del valor de este ángulo respecto a la cadera y realizar un cambio de base expuesto con más detenimiento en [6].

5. Cinemática con deslizamiento del PASIBOT

En este apartado se contemplará el deslizamiento del pie de apoyo mediante la introducción del correspondiente grado de libertad.

En la Figura 3 se muestra el sistema de referencia para el PASIBOT en el caso de que pueda haber deslizamiento. Las ecuaciones cinemáticas con deslizamiento son las mismas que sin deslizamiento, salvo que se le suma a todas las componentes en x, ya sea de posición, velocidad y aceleración el valor del deslizamiento en posición, velocidad y aceleración del pie de apoyo, respectivamente. Para resolver esta cinemática en concreto, necesitamos saber el cambio de posición del pie de apoyo (deslizamiento), su velocidad y aceleración, y para esto necesitamos saber la fuerza de rozamiento. Estos cálculos son el objetivo de la dinámica, que se aborda en el apartado 8 de este articulo: dinámica con deslizamiento del PASIBOT.

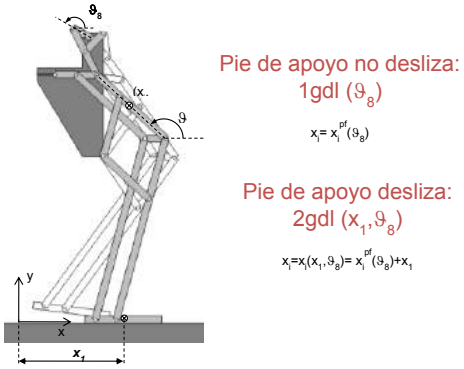


Figura 3: Sistema de referencia para el PASIBOT deslizando.

6. Dinámica inversa del PASIBOT

Para resolver la dinámica inversa es imprescindible haber realizado el análisis cinemático antes. Sabiendo ya las posiciones, velocidades y aceleraciones, se van a plantear unas ecuaciones para calcular las fuerzas entre eslabones y el par motor necesario.

El bípedo PASIBOT es un mecanismo plano de 26 eslabones que serán considerados sólidos rígidos. La dinámica de cada uno de estos sólidos en movimiento plano supone dos ecuaciones para el movimiento de su centro de masas, y una tercera de rotación. Se obtiene, por tanto, un sistema de 26x3=78 ecuaciones algebraicas. No obstante, dos eslabones son cursores, pequeños cuerpos de masa despreciable, por lo que su giro es despreciable, con lo que se tendrían dos ecuaciones menos. Además, el eslabón pie de apoyo está solidario con la tierra, con lo que se cuenta con otras tres ecuaciones menos. Es decir, se pueden plantear 78-5=73 ecuaciones dinámicas. Ya planteadas las 73 ecuaciones con sus 73 incógnitas (35 fuerzas descompuestas en los ejes "x" e "y", dos fuerzas solo en eje "x" y un par). Este sistema se resuelve de forma matricial. Estos calculos estan explciados con más detenimiento en [6].

[R] es el vector de las fuerzas, las 73 incógnitas que se quieren obtener. [V] es el vector de las inercias (masas por aceleraciones de centros de masa, pesos y momentos de inercia por aceleraciones angulares) calculadas gracias al análisis de la cinemática prescrita. La matriz [A] de coeficientes que multiplican a las fuerzas. Con esto, ya está perfectamente planteado el sistema: $[A][R]=[V]$ de dimensiones: [73x73][73x1]=[73x1] correspondiente al análisis dinámico inverso. La solución se obtiene invirtiendo la matriz [A] : $[R]=[A]^{-1}[V]$

Esta operación se realiza para cada paso de cálculo correspondiente a la discretización temporal del paso.

7. Dinámica directa del PASIBOT

La dinámica directa de un mecanismo tiene como fin obtener su movimiento tomando como dato las fuerzas aplicadas (en nuestro caso el par motor) y el estado cinemático inicial.

Ahora el par motor pasa a ser dato conocido y las incógnitas son, además de las fuerzas entre eslabones (que ya lo eran en el problema dinámico inverso), la aceleración de la manivela motor. De hecho, todas las demás aceleraciones (de los C.M. y angulares) se podrán expresar en función de la cinemática de la manivela motor previamente obtenido en el apartado 4 de este articulo.

De esta manera se logra plantear todas las velocidades y aceleraciones en función del ángulo (θ_8) y ($\dot{\theta}_8$) y ($\ddot{\theta}_8$) respectivamente. Este ángulo, la velocidad angular y la aceleración angular serán las incógnitas. Las cuáles serán calculas a partir de unas condiciones iniciales (conocidas) y de las fuerzas externas que queramos aplicar al PASIBOT (en nuestro caso será imponer un par en el motor).

Utilizando la regla de la cadena, se puede descompones las derivadas en derivadas parciales en funcion de la posicion de la manivela motor: θ_8.

Dando como entrada el par y las condiciones iniciales y sabiendo la relación entre las posiciones y θ8 se calcula para el siguiente punto, y con ello toda la cinemática y dinámica. Estos datos se utilizan como entrada para el siguiente punto y así sucesivamente.
El sistema explicado es representado a continuación:

$$x_i = x_i(\theta_8) \qquad \dot{x}_i = \frac{dx_i}{dx_1}\dot{x}_1 + \frac{dx_i}{d\theta_8}\dot{\theta}_8 = \dot{x}_1 + \frac{dx_i(\theta_8)}{d\theta_8}\dot{\theta}_8 = x'_i(\theta_8)\dot{\theta}_8 \qquad \ddot{x}_i = \ddot{x}_1 + \frac{d^2x_i(\theta_8)}{d\theta_8{}^2}\dot{\theta}_8{}^2 + \frac{dx_i(\theta_8)}{d\theta_8}\ddot{\theta}_8 = \ddot{x}_1 + x''_i(\theta_8)\dot{\theta}^2{}_8 + x'_i(\theta_8)\ddot{\theta}_8$$

$$y_i = y_i(\theta_8) \qquad \dot{y}_i = \frac{dy_i}{d\theta_8}\dot{\theta}_8 = y'_i(\theta_8)\dot{\theta}_8 \qquad \ddot{y}_i = \frac{d^2y_i(\theta_8)}{d\theta_8{}^2}\dot{\theta}_8{}^2 + \frac{dy_i(\theta_8)}{d\theta_8}\ddot{\theta}_8 = y''_i(\theta_8)\dot{\theta}^2{}_8 + y'_i(\theta_8)\ddot{\theta}_8$$

$$\theta_i = \theta_i(\theta_8) \qquad \dot{\theta}_i = \frac{d\theta_i}{d\theta_8}\dot{\theta}_8 = \theta'_i(\theta_8)\dot{\theta}_8 \qquad \ddot{\theta}_i = \frac{d^2\theta_i(\theta_8)}{d\theta_8{}^2}\dot{\theta}_8{}^2 + \frac{d\theta_i(\theta_8)}{d\theta_8}\ddot{\theta}_8 = \theta''_i(\theta_8)\dot{\theta}^2{}_8 + y\theta'_i(\theta_8)\ddot{\theta}_8$$

Este sistema se plantea para cada eslabón, y puesto de forma matricial es:

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1,73} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2,73} & 0 \\ a_{31} & a_{32} & \cdots & a_{3,73} & -m_2x_2'(\vartheta_8) \\ a_{41} & a_{42} & \cdots & a_{4,73} & -m_2y_2'(\vartheta_8) \\ a_{51} & a_{52} & \cdots & a_{5,73} & -I_2\vartheta_2'(\vartheta_8) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & -I_8 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{74,1} & a_{74,2} & \cdots & a_{74,73} & -I_{13}\vartheta_{13}(\vartheta_8) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} f_{01x} \\ f_{01y} \\ f_{12x} \\ f_{12y} \\ \vdots \\ f_{10/12y} \\ \ddot{\vartheta}_8 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_1g \\ m_2x_2''(\vartheta_8)\dot{\vartheta}_8^2 \\ m_2g + m_2y_2''(\vartheta_8)\dot{\vartheta}_8^2 \\ I_2\vartheta_2''(\vartheta_8)\dot{\vartheta}_8^2 \\ \vdots \\ T_{8,14} \\ \vdots \end{bmatrix}$$

$$[A(coeficientes)]\left[F(fuerzas, \ddot{\vartheta}_8)\right] = [I(inercias)] \Rightarrow [F] = [A]^{-1}[I]$$

Con este sistema ya se tiene planteada la dinámica de un instante de tiempo concreto en función de la derivada segunda del ángulo ($\ddot{\theta}8$) y de su condición inicial. Al resolver este sistema, se puede calcular la nueva posición

del ángulo (θ8) y velocidad angular (θ˙8) y utilizar el resultado obtenido como nueva condición inicial y así iterar y resolver el problema dinámico directo a lo largo del paso entero.
Para nuestro caso se ha tomado las siguientes aproximaciones de velocidad y aceleración para la iteración.
El incremento de tiempo entre punto y punto se ha considerado constante e impuesto por nosotros, dependiendo de la precisión que se quiera obtener. Con este incremento de tiempo después de haber despejado (θ˙8) se puede obtener (θ8) y (θ˙8) del nuevo punto a iterar con las siguientes ecuaciones:

$$\vartheta_8[t+\Delta t]=\vartheta_8[t]+\dot{\vartheta}_8\cdot\Delta t+\frac{1}{2}\ddot{\vartheta}_8\cdot\Delta t^2 \qquad \dot{\vartheta}_8[t+\Delta t]=\dot{\vartheta}_8[t]+\ddot{\vartheta}_8\cdot\Delta t;$$

Repitiendo este análisis de forma iterativa tantas veces como precisión se desee se obtiene la dinámica directa dada para unas condiciones iniciales a lo largo de un paso.

8. Dinámica con deslizamiento del PASIBOT

En este capítulo, se plantea la posibilidad de deslizamiento del pie de apoyo añadiendo un nuevo grado de libertad: el mecanismo pasa de ser desmodrómico (un solo grado de libertad) a tener dos grados de libertad. En el análisis se quiere determinar si desliza o no el pie de apoyo, y si desliza calcular cuánto y en qué dirección. Para resolver esto se deberá modificar el sistema de ecuaciones, tanto en la dinámica inversa como directa.

En la Figura 4 se muestra un esquema con las fuerzas que actúan sobre el pie de apoyo (donde ocurre el posible deslizamiento) incluyendo la fuerza de rozamiento. La fuerza que ejerce el suelo sobre el pie, f_{01}, se descompone en su proyección normal, f_{01y}, y tangencial, f_{01x} (fuerza de rozamiento).

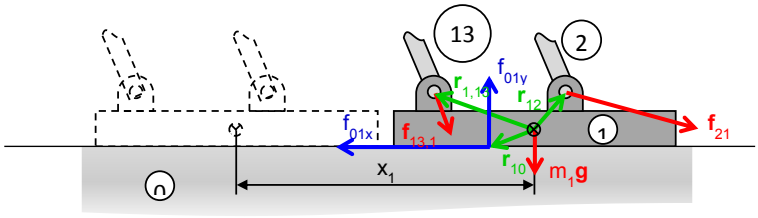


Figura 4: Esquema de fuerzas que actúan sobre el pie de apoyo.

Con respecto al rozamiento podemos distinguir tres posibles situaciones: que la suma de las componentes x de las fuerzas sobre el pie, excluida la del rozamiento, sea inferior a la máxima fuerza de rozamiento estática disponible (rozamiento estático, μe), que dicho valor máximo sea alcanzado (deslizamiento inminente) o que el pie ya esté deslizando (rozamiento dinámico, μd).

El primer caso, al cual llamaremos pie fijo, se producirá cuando la máxima fuerza de rozamiento sea mayor que la suma del resto de fuerzas en su componte x, con lo cual, el pie de apoyo no desliza.

El siguiente caso, llamado deslizamiento inminente, tiene lugar cuando las fuerzas en su proyección en x alcanzan el valor de la fuerza de rozamiento máxima: a partir de este momento, el pie inicia su deslizamiento acelerando al resto del mecanismo.

Y el tercer caso, posterior al segundo caso, con lo cual, la fuerza de rozamiento será siempre la fuerza de rozamiento dinámica máxima y la diferencia entre las fuerzas en componente x y la fuerza de rozamiento dinámica proporcionará la aceleración del pie de apoyo.

Para el estado de pie fijo, rozamiento estático, las ecuaciones son las mismas que en el capítulo “dinamica inversa del PASIBOT” si estamos despejando la dinámica inversa. O el capítulo “dinamica directa del PASIBOT” si es dinámica directa. Se trata de un mecanismo desmodromico.

Las ecuaciones en el caso de deslizamiento inminente, y pie deslizando, son las mismas salvo la dirección de la fuerza de rozamiento (signo de μd) y la velocidad del pie de apoyo (en deslizamiento inminente x˙1=0). En estos casos al añadir un eslabón más, el pie de apoyo y sus consiguientes ecuaciones a la matriz de coeficientes, pasando a tener un grado más de libertad y una ecuación nueva.

Esta ecuación nueva tiene en cuenta la fuerza que ejerce el suelo sobre el pie, f_{01}, que se descompone en su proyección normal, f_{01y}, y tangencial, f_{01x} (fuerza de rozamiento). El superíndice pf es para indicar que esas variables tienen el mismo valor que en el estado de “pie fijo”. De esta manera, la posición de un eslabón i del PASIBOT con deslizamiento se representará así: $xi=xi^{pf}+x1$

Donde, xi es la posición del eslabón i con deslizamiento. xi^{pf} es la posición que tendría el eslabón i si no hubiera habido deslizamiento. x1 es el deslizamiento que ha sufrido el eslabón 1, (pie de apoyo), y por consecuencia, todo el PASIBOT. A continuación se muestra el algoritmo que se ha utilizado (Figura 5).

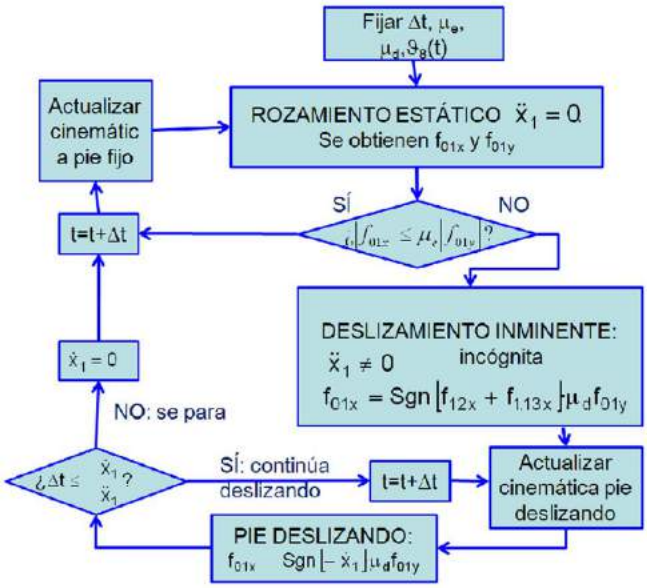


Figura 5: Algoritmo con posibilidad de deslizamiento.

9. Resultados

En este capítulo se mostrarán algunos resultados obtenidos aplicando la metodologia.

En la figura 6 se muestra la grafica del deslizamiento del pie de apoyo en función del tiempo a lo largo de un paso, para diferentes coeficientes de fricción (se supone el coeficiente de fricción dinámico igual al estático: μ=μe=μd) bajos y una velocidad de la manivela motor alta w8=3rad/s. Estos resultados han sido obtenidos con dinamica inversa. De esta gráfica se observa, que el mínimo coeficiente de fricción que previene el deslizamiento para w8=3rad/s es μ=0,08.

En la figura 7 se representa el avance del ángulo de la manivela motor en función del tiempo para diferentes pares de arranque aplicados al motor. Esto ha sido obtenido usando la dinamica directa. Como se muestra en la figura 7, el par por el cual el bípedo puede empezar a caminar es 0,84 Nm. Se puede observar claramente, cómo para los valores del par superiores a 0.084Nm el bípedo consigue dar un paso completo.

Siguiendo esta metodologia parametrica, se pueden obtener mucho más resultados variando los parametros, condiciones, o añadiendo más grados de libertad con sus restricciones.

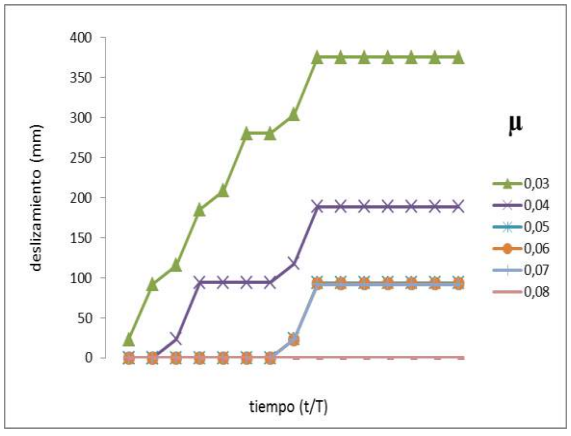


Figura 6: el deslizamiento del pie de apoyo del PASIBOT para diferentes coeficientes de rozamiento con una velocidad motor igual a 3 rad/s.

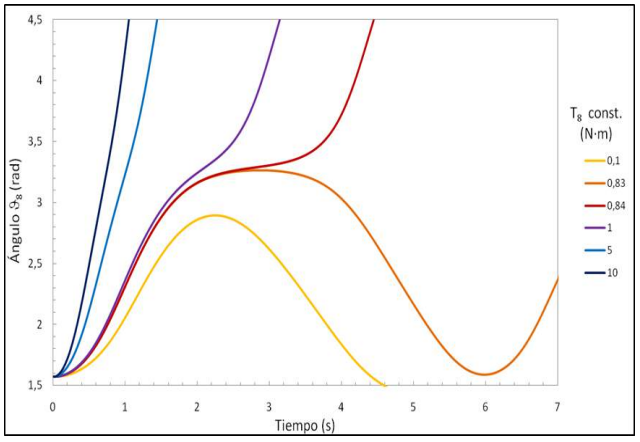


Figura 7: : el ángulo del motor girado en función del par dado.

10. Conclusiones

Se ha aportado una metodología para realizar el estudio completo cinemático y dinámico de mecanismos. Esta metodología conduce al desarrollo de algoritmos paramétricos en los que se basa cualquier proceso de optimización, estudio de sensibilidad, mejora del control y diseño, etc... Los programas han sido diseñados de tal forma que se pueden modificar todos los parámetros. Se ha podido automatizar estos cálculos creando un algoritmo implementado en un lenguaje de programación para poder hallar fácilmente las soluciones y el resultado de los análisis

Esta metodología ha sido aplicada al campo de los robots, en concreto al diseño del robot bípedo PASIBOT.

El programa diseñado ha permitido realizar los primeros estudios sobre el deslizamiento pie-suelo del PASIBOT. Pudiendo obtener la velocidad de caminar a la cual empezaría a deslizar o el coeficiente de fricción pie-suelo mínimo para no deslizar a cierta velocidad.

Para el prototipo actual, mediante cálculos de dinámica directa, se ha obtenido el par de arranque (desde una posición inicial en reposo).

Hay que destacar también que se han calculado los momentos teóricos de giro, vuelco y balanceo así como la flexión y torsión de los eslabones críticos. La inestabilidad del PASIBOT construido es, como ya se suponía, debida a las holguras de las juntas y rodamientos.

11. Bibliografía y referencias

[1] GARCIA DE JALON, J. BAYO, E. "Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems- The Real-Time Challenge-" Springer-Verlag, New York, 1993

[2] SHABANA, A.A., "Computational Dynamics", Wiley, 2001

[3] SHABANA, A.A., "Dynamics of Multibody Systems", 2nd ed. Cambridge University Press, 1998.

[4] Unda. J. Garcia de Jalon, J. "Analisis cinematico y dinamico de sistemas mecanicos formados por varios solidos rigidos" Revista internacional de métodos numéricos para cálculo y diseño en ingeniería, Vol.1,4,31-48 (1985)

[5] Corral E., Meneses J., Garcia-Prada J.C. INVERSE AND FORWARD DYNAMICS OF THE BIPED PASIBOT. INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON MULTIBODY SYSTEMS AND MECHATRONICS (MUSME 2011, Valencia, España)

[6] J. Meneses; C. Castejón; H. Rubio; E. Corral; J.C.García-Prada, "Kinematics and dynamics of the quasi-passive biped PASIBOT". Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering, vol. 57, no. 12, p. 879-887. (2011)

[7] CORRAL, E.,ARYASSOV,G.,MENESES,J., "A Quasi-Static Approach to Optimize the Motion of an UGV depending on the Track Profile" Solid State Phenomena Vols. 220-221 (2015) pp 774-780(2015) Trans Tech Publications, Switzerland doi:10.4028/www.scientific.net/SSP.220-221.774

[8] E.Corral,J.Meneses,H.Rubio,C.Castejón,J.C.García-Prada. "A configuration optimization algorithm based on quasi-static approach for a UGV". 17th INTERNATIONAL CONFERENCE ON CLIMBING AND WALKING ROBOTS, CLAWARS, University of Technology, Poznan, Poland (2014)

[9] U. Ascher, D. K. Pai, and B. Cloutier. "Forward dynamics, elimination methods, and formulation stiffness in robot simulation". International Journal of Robotics Research, 16(6):749-758, Diciembre,1997.

[10] M. Anitescu, J. Cremer, and F. Potra. "Formulating 3d contact dynamics problems." Mechanics of Structures and Machines, 24(4): 405-437, 1996.

[11] Gómez, M.J., Castejón, C., García-Prada. J.C., (2010). Evaluación de la adaptabilidad mecánica de los robots en entornos humanos, in lenguaje: evaluation of mechanical adaptability of robots in human environments. Anales de Ingeniería Mecánica. no. ISSN: 0212-5072.

[12] Castejón, C., Carbone, G., García-Prada, J.C., Cecarelli, M, A methodology to design robotic arms for service tasks since early design stage, International Journal of Mechanics and Control, Vol. 13, No. 02, pp. .73-83. 20XX, ISSN 1590-8844, 2010

Evaluación de la formulación de esfuerzos de contacto hidrodinámicos en transmisiones mediante engranajes operando con bajo nivel de carga

A. Fernández del Rincón[1], A. Díez Ibarbia[1], S. Theodossiades[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Estructural y Mecánica. Universidad de Cantabria, fernandra@unican.es*

[2] *Dynamics Research Group. Wolfson School of Mechanical and Manufacturing Engineering. Loughborough University. S.Theodossiades@lboro.ac.uk*

El comportamiento dinámico de transmisiones de engranajes plantea diversos retos desde el punto de vista de diseño y requiere la disposición de modelos más avanzados y precisos que sean capaces de simular condiciones de funcionamiento muy diversas. En este trabajo, se evalúan diversas formulaciones para representar los esfuerzos relacionados con el lubricante en transmisiones mediante engranajes sujetas a niveles de carga reducidos. En estas condiciones el régimen de lubricación es de tipo hidrodinámico y el comportamiento dinámico de la transmisión puede presentar escenarios de contacto de distinto tipo en función del tipo de lubricante y de las condiciones de operación. Este tipo de problemas plantean serias dificultades en el diseño de transmisiones en aquellas situaciones en las que el comportamiento acústico es un factor determinante como sucede en los automóviles. En este trabajo se recopilan y presentan varias alternativas habitualmente disponibles en la literatura para abordar la formulación de los esfuerzos en régimen hidrodinámico. Dichas formulaciones han sido implementadas en un modelo de transmisión previamente desarrollado por los autores el cual ha sido empleado para simular distintas condiciones de operación con el objeto de evaluar los resultados obtenidos al implementar cada una de las formulaciones.

1. Introducción

El papel desempeñado por el lubricante en las transmisiones mediante engranajes y su impacto en la determinación de las cargas dinámicas en las áreas de contacto es un aspecto crucial y así ha sido señalado por la comunidad investigadora desde los primeros trabajos. A pesar de este reconocimiento, la modelización precisa de los distintos mecanismos de amortiguamiento vinculados con el lubricante ha recibido escasa atención contrastando con el gran número de trabajos que han abordado el estudio del comportamiento dinámico [1].

Este trabajo se enmarca en este contexto y se orienta a la evaluación del papel del fluido lubricante en la operación de transmisiones sujetas a bajos niveles de par. En el caso de transmisiones en vehículos, esta es una situación habitual que da lugar al denominado "traqueteo" (conocido como rattle en la literatura en inglés) [2]. Este fenómeno se produce como consecuencia del contacto repetitivo entre el flanco y el contra-flanco de las parejas de engranajes que no participan activamente en la transmisión, pero que se encuentran engranando y que están sometidas a su vez a las perturbaciones de par y velocidad procedentes de la dinámica del motor. En estas condiciones, el par actuante sobre la pareja de engranajes es el debido a los esfuerzos de fricción vinculados al deslizamiento de los perfiles de los dientes y fundamentalmente al arrastre de los rodamientos. Como consecuencia, las fuerzas de engrane presentan una magnitud reducida de modo que el régimen de lubricación presente en el contacto entre dientes es fundamentalmente de tipo hidrodinámico (HDL en literatura inglesa). En contraste con la lubricación Elasto-hidrodinámica (EHL), la HDL se caracteriza por que la deformación de los perfiles en contacto es despreciable y por que las propiedades del lubricante permanecen inalteradas.

En la literatura pueden encontrarse diversos trabajos que abordan la simulación de transmisiones en estas condiciones, pero sorprendentemente los modelos propuestos presentan cierta dispersión. El propósito de este trabajo es evaluar la alternativas disponibles mediante su implementación en un modelo de transmisión de engranajes previamente desarrollado por los autores [3]-[5] y que se caracteriza por tener en cuenta de forma

simultánea los esfuerzos presentes en ambos flancos del diente. Dicho modelo ha sido utilizado para simular distintas condiciones de funcionamiento, comparando la respuesta obtenida con las distintas formulaciones para representar los esfuerzos debidos al lubricante en condiciones hidrodinámicas.

En particular han sido cuatro las alternativas evaluadas que se corresponden con las propuestas de Rahnejat [6], Brancati [7], Gill-Jeong [8] y Guilbault [9]. Cada una de estas formulaciones han sido implementadas en un modelo de una pareja de engranajes considerando únicamente grados de libertad de rotación y se han llevado a cabo diversas simulaciones con el objetivo de evaluar los resultados obtenidos con cada una de ellas.

2. Lubricación hidrodinámica

La obtención de los esfuerzos de contacto debidos al lubricante requiere la resolución de la ecuación de Reynolds. Cuando la lubricación tiene lugar en régimen hidrodinámico, la ecuación de Reynolds admite diversas simplificaciones. La primera de ellas tiene que ver con la invarianza de las propiedades del fluido en la zona de contacto. Además, en el caso particular de las transmisiones mediante engranajes, la variación de la semisuma de las velocidades tangenciales u_i a lo largo de perfil (dirección x) se puede considerar despreciable, dado que la longitud del contacto en la dirección tangencial es reducida. Adoptando estas simplificaciones y despreciando los términos vinculados con las fugas laterales la ecuación de Reynolds adopta la forma

$$\underbrace{\frac{\rho}{12\eta}\frac{\partial}{\partial x}\left(h^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)}_{Poiseulle} = \underbrace{\rho\frac{(u_1+u_2)}{2}\frac{\partial h}{\partial x}}_{Couette} + \underbrace{\rho\frac{\partial h}{\partial t}}_{Empuje} \qquad (1)$$

Donde p es la presión a la que está sometido el fluido, ρ es su densidad, h es el espesor de película fluida, η es la viscosidad dinámica y u_i son las velocidades de los perfiles en la dirección x (tangente a los perfiles).

El cálculo de los esfuerzos generados en el lubricante, requiere la obtención de la distribución de presión en el área de contacto para lo cual es necesario integrar la ecuación (1). En función de las condiciones de contorno y de las simplificaciones consideradas, existen diversas soluciones disponibles en la literatura. Atendiendo a los términos que aparecen en la parte derecha, dos son los fenómenos que hay que considerar. Por un lado se encuentra el efecto de cuña física (término de *Couette*) vinculado con la entrada y salida de fluido en la zona en contacto y por otro el efecto de estrangulamiento (*squeeze* en literatura en inglés) del fluido alojado entre ambas superficies (término de *Empuje*). A este respecto, las formulaciones de Rahnejat y Gill-Jeong consideran ambos fenómenos mientras que Brancati y Guilbault únicamente tienen en cuenta el efecto de estrangulamiento prescindiendo del término de *Couette* en la integración de la ecuación (1).

Además de en esta consideración, los autores divergen en dos aspectos principales; i) cálculo de distribución de presiones; y ii) área de influencia del contacto. Con respecto al primer aspecto, las formulaciones difieren en las condiciones de contorno consideradas durante la integración. Por otro lado, en relación con el área de influencia hay autores que consideran que el área de influencia es infinita y otros que dan un valor finito dependiendo de parámetros geométricos como el addemdun del diente o el radio de curvatura equivalente.

La integración de la ecuación (1) requiere la definición del valor del espesor de película fluida (h) a lo largo del eje x. En el caso de engranajes cilíndricos rectos, asumiendo que el perfil del diente es ideal y que por lo tanto no existen errores de fabricación o desalineamientos que distorsionen el contacto, éste tiene lugar a lo largo de una línea que recorre el ancho total del flanco. En estas condiciones es suficiente con analizar una sección transversal cualquiera, de forma que el contorno de los perfiles en las proximidades del punto de contacto puede ser representado mediante el desarrollo en serie de Taylor de acuerdo con la expresión:

$$h = h_C + \frac{x^2}{2R_{Eq}} \qquad (2)$$

Donde h_c es el espesor central de película y R_{Eq} es el radio de curvatura equivalente.

Una vez establecida la distribución de presión, la fuerza vinculada con el lubricante se obtiene mediante la integración de ésta en el dominio considerado ($x_0<x<x_1$)

$$F_{HDL} = b\int_{x_o}^{x_1} p(x)\,dx \qquad (3)$$

En donde b es el ancho de cara de la rueda.

A continuación se van a describir brevemente los modelos de fuerzas de contacto en régimen hidrodinámico que han sido utilizados en este trabajo.

2.1. Formulación de Rahnejat

Para el cálculo de la fuerza hidrodinámica Rahnejat, consideró de forma individual el término de *Couette* y el de *Empuje* de la ecuación (1). La solución cuando se desprecia el término de *Empuje* se obtiene empleando las condiciones de contorno de Sommerfeld ($p(-\infty)=0$ y $\partial p(-x_a)/\partial x=0$) que imponen la localización de un máximo en la coordenada x_a. Sin embargo, con el objeto de evitar la aparición de zonas con valores de presión negativos, cuando se elimina el término de *Couette* se recurre a las condiciones de contorno de Swift-Steiber ($p(-\infty)=0$; $p(-x_e)=0$; $\partial p(-x_e)/\partial x=0$) que imponen la localización de un mínimo en la presión en la coordenada x_e a partir del cual la presión sería nula.

Finalmente tras integrar las distribuciones de presión resultantes entre +/- ∞, se superponen las soluciones obtenidas para cada caso individual, llegando a la expresión (4) propuesta por Rahnejat:

$$F_{HDL}=\begin{cases} 2b\eta\dfrac{R_{Eq}}{h}u_{Ent}-\dfrac{3\pi b\eta}{\sqrt{2}}\left(\dfrac{R_{Eq}}{h}\right)^{\frac{3}{2}}\dot{h} & \dot{h}<0 \\ 2b\eta\dfrac{R_{Eq}}{h}u_{Ent} & \dot{h}\geq 0 \end{cases} \quad ;donde \quad \dot{h}=\frac{\partial h}{\partial t} \tag{4}$$

El termino $\partial h/\partial t$ representa la velocidad de acercamiento o alejamiento de los perfiles en contacto siendo de valor negativo cuando los perfiles se aproximan. En la expresión (4) se observa como cuando los perfiles se están acercando ($\partial h/\partial t<0$) hay dos términos que intervienen. El primero está vinculado con el fluido entrante y saliente en la zona de contacto (término de *Couette*) mientras que el segundo proviene del estrangulamiento del fluido (término de *Empuje*). Por el contrario, cuando los perfiles se alejan ($\partial h/\partial t>0$) únicamente se considera el efecto del fluido entrante/saliente en la zona de contacto desapareciendo el efecto de estrangulamiento del fluido.

2.2. Formulación de Brancati

En contraste con el procedimiento descrito en el apartado anterior, Brancati, Rocca y Russo prescindieron del término de *Couette* en la ecuación (1), asumieron que la presión adoptaba una distribución simétrica respecto del punto de máxima presión situado en ($x=0$) e impusieron como condiciones de contorno ($p(+/-a)=0$ y $\partial p(0)/\partial x=0$). Posteriormente una vez obtenida la distribución de presiones, la fuerza hidrodinámica se determina mediante integración de ésta en el intervalo ($-a<x<a$) concluyendo en la expresión (5):

$$F_{HDL}=3\eta b\left(\frac{R_{Eq}}{h}\right)^{3/2}\left[\frac{a\left(a^2-R_{Eq}h\right)\sqrt{R_{Eq}h}+\left(a^2-R_{Eq}h\right)^2\arctan\left(\dfrac{a}{\sqrt{R_{Eq}h}}\right)}{\left(a^2+2R_{Eq}h\right)^2}\right]\dot{h} \tag{5}$$

En donde a representa el semiancho del contacto afectado por la presencia del lubricante y es un valor que se determina de forma arbitraria atendiendo al volumen de lubricante utilizado en la transmisión y a las dimensiones del diente. Los autores no indican si la expresión (5), que en realidad representa el esfuerzo vinculado con el estrangulamiento del lubricante, debe ser anulada cuando los perfiles se alejan siguiendo un planteamiento similar al propuesto en la formulación de Rahnejat.

2.3. Formulación de Gill-Jeong

A diferencia del modelo de Rahnejat, Gill-Jeong calculó la distribución de presiones teniendo en cuenta ambos términos de la ecuación de Reynolds simplificada (ecuación (1)). Asume una distribución de presiones simétrica, impone las mismas condiciones de contorno que Brancati ($p(+/-a)=0$ y $\partial p(0)/\partial x=0$) e integra la distribución de presiones resultante en el intervalo ($-a<x<a$) proponiendo la expresión (6) para el cálculo de los esfuerzos hidrodinámicos:

$$F_{HDL}=\begin{cases} \dfrac{3\eta bR_{Eq}^{\frac{1}{2}}(au_{Ent}-R_{Eq}\dot{h})}{h^{\frac{3}{2}}(a^2+R_{Eq}h)}\left[a\left(a^2-R_{Eq}h\right)\sqrt{R_{Eq}h}+\left(a^2+R_{Eq}h\right)^2\arctan\left(\dfrac{a}{\sqrt{R_{Eq}h}}\right)\right] & \dot{h}>0 \\ 0 & \dot{h}<0 \end{cases} \tag{6}$$

Es interesante señalar que Gill-Jeong sugiere que la fuerza debe anularse cuando se produce una separación de los perfiles de los dientes en contacto considerando que esta tiene lugar cuando los valores de la velocidad son negativos ($\partial h/\partial t$ <0). Este planteamiento contrasta con la propuesta de Rahnejat en la que únicamente se anula el término vinculado con el estrangulamiento del lubricante, permaneciendo inalterado el término debido a la entrada y salida del lubricante.

2.4. Formulación de Guilbault

Guilbault, Lalonde y Thomas despreciaron el efecto de entrada y salida de lubricante e integraron la ecuación (1) imponiendo como condición de contorno que ($p(+/-\infty)=0$). Por el contrario, para la obtención de la fuerza resultante integraron la distribución de presión resultante en el intervalo ($-a<x<a$) obteniendo la ecuación (7):

$$F_{HDL} = -2\eta b\left[3\sqrt{2\left(\frac{R_{Eq}}{h}\right)^3}\arctan\left(\frac{a}{\sqrt{2h}}\right)+\frac{6aR_{Eq}^2}{h\left(a^2+2hR_{Eq}\right)}\right]\dot{h} \quad (7)$$

El valor de a se considera variable a lo largo del contacto e igual al menor valor entre el radio del punto de contacto y el radio de cabeza de cada una de las ruedas. Al igual que en la formulación de Brancati, los autores no contemplan la anulación de la fuerza cuando los perfiles se están alejando.

3. Descripción del modelo de transmisión e implementación de las formulaciones consideradas

Con el fin de contrastar las características de cada una de las formulaciones descritas en el apartado previo, éstas han sido implementadas en un modelo de transmisión previamente desarrollado por los autores. El modelo original [4] tenía en cuenta un total de 19 grados de libertad (*g.d.l.*), que en esta aplicación han sido reducidos a 2 *g.d.l.* rotacionales (θ_{1R1}, θ_{2R1}) (ver figura 1) ligados a cada una de las ruedas, dando lugar al sistema de ecuaciones (8)

$$\begin{cases} J_{1R1}\ddot{\theta}_{1R1}+f_{1R1\theta}(\theta_{1R1},\theta_{2R1},\dot{\theta}_{1R1},\dot{\theta}_{2R1})=T_{1R1}; \\ J_{2R1}\ddot{\theta}_{2R1}+f_{2R1\theta}(\theta_{1R1},\theta_{2R1},\dot{\theta}_{1R1},\dot{\theta}_{2R1})=T_{2R1}; \end{cases} \quad (8)$$

En donde: J_{iRj} es la inercia rotacional de la rueda j situada en el eje i

θ_{iRj} es el grado de libertad rotacional de la inercia rotacional J_{iRj}

$f_{iRj\theta}$ representa el par resultante del conjunto de fuerzas vinculadas con el contacto entre los dientes

T_{iRj} representa el par exterior aplicado en la rueda j del eje i

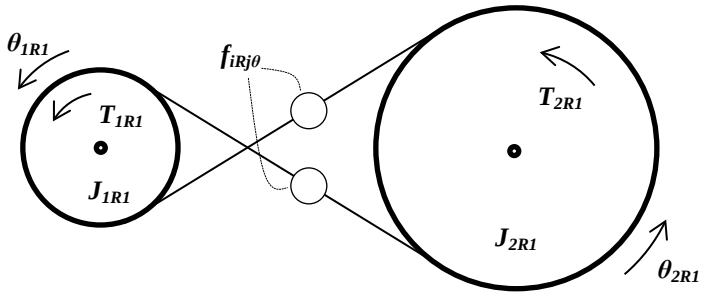


Figura 1: Modelo dinámico de una transmisión.

La determinación de los esfuerzos de engrane $f_{iRj\theta}$ se lleva a cabo mediante la identificación y el cálculo de las distancias (δ_i, siendo i el número que hace referencia a cada contacto) de los puntos potenciales en contacto correspondientes a la posición angular de cada una de las ruedas (ver figura 2), teniendo en cuenta que es posible que existan contactos en ambos flancos del diente. Posteriormente, las fuerzas resultantes se componen para obtener el par reducido al centro de cada una de las ruedas [3].

La introducción de los modelos descriptivos de las fuerzas hidrodinámicas implica una modificación del modelo original de forma que la fuerza correspondiente a cada contacto (F_i) esta compuesta por dos términos distintos (ver ecuación (9)). El primero de ellos aparece cuando el contacto entre perfiles se cierra de forma que la distancia mínima entre ellos es positiva ($\delta_i>0$). En este caso la fuerza resultante se corresponde con la fuerza de engrane (F_{Ei}) que se determina mediante el producto de la magnitud de la interferencia por el valor de rigidez correspondiente a dicho contacto obtenido a partir de un análisis cuasi-estático previo [4], [5]. Por el contrario,

cuando el contacto entre perfiles no se cierra, la fuerza actuante es la fuerza hidrodinámica debida al lubricante (F_{HDLi}) que se obtiene a partir de la formulación correspondiente.

$$F_i = \begin{cases} F_{Ei} & \delta_i < 0 \\ F_{HDLi} & \delta_i > 0 \end{cases} \qquad (9)$$

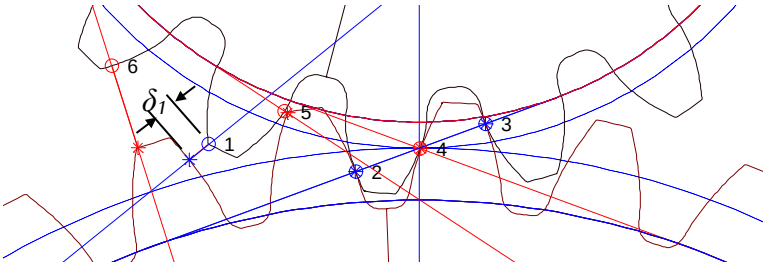


Figura 2: Contactos potenciales para $\theta_{1R1} = -\theta_{p1R1}/2$ (θ_{p1R1} es el paso angular de la rueda 1)

En este trabajo no se van a proporcionar más detalles respecto del procedimiento seguido para la determinación de las fuerzas de engrane cuando los contactos se cierran, por lo que el lector interesado debe dirigirse a las referencias [3]-[5]. En relación con las fuerzas hidrodinámicas, con el objeto de facilitar su implementación e interpretación, las expresiones presentadas en el apartado previo han sido reorganizadas de modo que respondan a la forma

$$F_{HDLi} = b\eta \begin{cases} C_{Ent,i}u_{Ent,i} + C_{Squeeze,i}\left(\dfrac{R_{Eq,i}}{h_i}\right)^{3/2}\dot{h}_i & \dot{h}_i > 0 \\ C_{Ent,i}u_{Ent,i} & \dot{h}_i \le 0 \end{cases} \qquad (10)$$

En donde $h_i = \delta_i$. Como se puede apreciar, los esfuerzos debidos al efecto de estrangulamiento del fluido (*Squeeze*), únicamente se consideran cuando la velocidad relativa entre los perfiles indica una aproximación de los mismos ($\partial h/\partial t > 0$), siendo nulos en la fase de alejamiento. En las tablas 1 y 2 se recogen las expresiones propuestas para cada uno de los términos C_{Ent} y $C_{Squeeze}$ que aparecen en la ecuación (10).

Tabla 1: Valores de C_{Ent} empleados en la formulación de las fuerzas hidrodinámicas.

Formulación	**C_{Ent}**
Rahnejat	$2\dfrac{R_{Eq}}{h}$
Brancati	0
Gill-Jeong	$3a\dfrac{R_{Eq}^{1/2}}{h^{3/2}}\dfrac{a\left(a^2 - R_{Eq}h\right)\sqrt{R_{Eq}h} + \left(a^2 + R_{Eq}h\right)^2 \arctan\left(\dfrac{a}{\sqrt{R_{Eq}h}}\right)}{\left(a^2 + R_{Eq}h\right)^2}$
Guilbault	0

Tabla 2: Valores de $C_{Squeeze}$ empleados en la formulación de las fuerzas hidrodinámicas.

Formulacion	**$C_{Squeeze}$**
Rahnejat	$\dfrac{3\pi}{\sqrt{2}}$
Brancati	$3\dfrac{\dfrac{a}{R_{Eq}}\left(\left(\dfrac{a}{R_{Eq}}\right)^2 - \dfrac{h}{R_{Eq}}\right)\sqrt{\dfrac{h}{R_{Eq}}} + \left(\left(\dfrac{a}{R_{Eq}}\right)^2 + \dfrac{h}{R_{Eq}}\right)^2 \arctan\left(\dfrac{\dfrac{a}{R_{Eq}}}{\sqrt{\dfrac{h}{R_{Eq}}}}\right)}{\left(\left(\dfrac{a}{R_{Eq}}\right)^2 + \dfrac{h}{R_{Eq}}\right)^2}$
Gill-Jeong	$3\dfrac{a\left(a^2 - R_{Eq}h\right)\sqrt{R_{Eq}h} + \left(a^2 + R_{Eq}h\right)^2 \arctan\left(\dfrac{a}{\sqrt{R_{Eq}h}}\right)}{\left(a^2 + R_{Eq}h\right)^2}$
Guilbault	$\left(6\sqrt{2}\arctan\left(\dfrac{a}{\sqrt{2hR_{Eq}}}\right) + \dfrac{12a}{\left(a^2 + 2hR_{Eq}\right)}\sqrt{R_{Eq}h}\right)$

Es necesario señalar que la presencia de la distancia entre los perfiles *h* en el denominador implica la aparición de un valor infinito de la fuerza hidrodinámica cuando la distancia entre los perfiles tiende a ser nula. Para evitar esta singularidad, se ha adoptado un valor de saturación (h_{min}) de forma que cuando la distancia *h* es inferior se adopta el valor de saturación. Por otro lado también se ha adoptado un valor máximo de distancia (h_{max}) a partir del cual la fuerza hidrodinámica se considera despreciable.

4. Descripción de los casos de estudio

Con el propósito de analizar las fuerzas hidrodinámicas proporcionadas por cada una de las formulaciones el modelo descrito ha sido utilizado para simular el comportamiento dinámico de una transmisión mediante una pareja de engranajes de acuerdo con los parámetros definidos en la tabla 3. Como se observa en la citada tabla, la distancia entre centros ha sido incrementada con respecto de la nominal con el objetivo de introducir un juego entre los engranajes (*backlash*) y permitir el acceso del lubricante a los puntos en contacto.

Tabla 3: Parámetros del ejemplo analizado

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Dientes Piñón	18	**Addendum cremallera**	1.25 **m**
Dientes de la Rueda	36	**Deddendum cremallera**	1 **m**
Inercia Piñón [Kgm^2]	1.7519 e-04	**Redondeo punta cremallera**	0.25 **m**
Inercia Rueda [Kgm^2]	0.0028	**Ancho de Cara** [mm]	26.7
Módulo [mm]	3	**Viscosidad Lubricante** [Pas]	0.08
Módulo Elástico [GPa]	210	**Distancia de montaje** [mm]	81.1
Coef. Poisson	0.3	h_{min} [mm]	8 e-4
Ángulo de presión [grados]	20	h_{max} [mm]	1
Radio del cojinete [mm]	10	**Longitud del cojinete** [mm]	15
Holgura radial cojinete [mm]	0.025	**Semiancho del contacto (a)** [mm]	1

El par aplicado en el piñón se considera nulo, mientras que el par resistente actuante sobre la rueda se ha formulado como un amortiguador viscoso de acuerdo con la ecuación (11) aplicable a cojinetes lubricados, siguiendo la propuesta de Theodossiades [6]

$$T_{2R1} = \frac{\pi \eta_b l_b r_b^3}{2C} \dot{\theta}_{2R1} \qquad (11)$$

En donde η_b es la viscosidad del lubricante (que se tomará igual a la empleada en los engranajes), r_b y l_b son el radio nominal y la longitud del cojinete, y *C* es la holgura radial. La transmisión es accionada, imponiendo el valor de la velocidad angular del piñón de acuerdo con la expresión (12) adoptando los valores que se recogen en la tabla 4 que se corresponden con el piñón operando con velocidad angular Ω y con una excitación armónica superpuesta de forma que la magnitud de la aceleración angular sea idéntica en todos los casos.

$$\dot{\theta}_{1R1} = \Omega + A sen(\Delta\omega t); \qquad (12)$$

Tabla 4: Parámetros empleados en las simulaciones

Caso	Ω [r.p.m.]	A [Rad/s]	$\Delta\omega$ [Hz]
1	500	10.472	4
2	500	5.236	8
3	500	2.618	16

5. Descripción de los resultados

En la figura 3 se presenta el error de transmisión obtenido en cada uno de los casos considerados. Las líneas horizontales que aparecen en las figuras (en trazo discontinuo) representan el juego entre dientes (*backlash*) por lo que cuando el error de transmisión adopta valores fuera de dicho intervalo, los perfiles presentan interferencia física. La posición de referencia implica contacto en el punto primitivo y por ese motivo el valor inferior del juego es nulo. Se observa como la respuesta proporcionada por las formulaciones de Rahnejat y Gill-Jeong no da lugar a contactos entre los perfiles por lo que a priori en las condiciones simuladas no se producirían los impactos característicos del traqueteo. Por el contrario las formulaciones de Brancati y Guilbault proporcionan resultados similares apareciendo contactos en ambos flancos de los dientes en sintonía con las oscilaciones de velocidad superpuestas observándose ligeras diferencias que se manifiestan de forma más evidente al incrementar la frecuencia (entre 0.8-1 y 1.2-1.4 ciclos en la figura 3 c)).

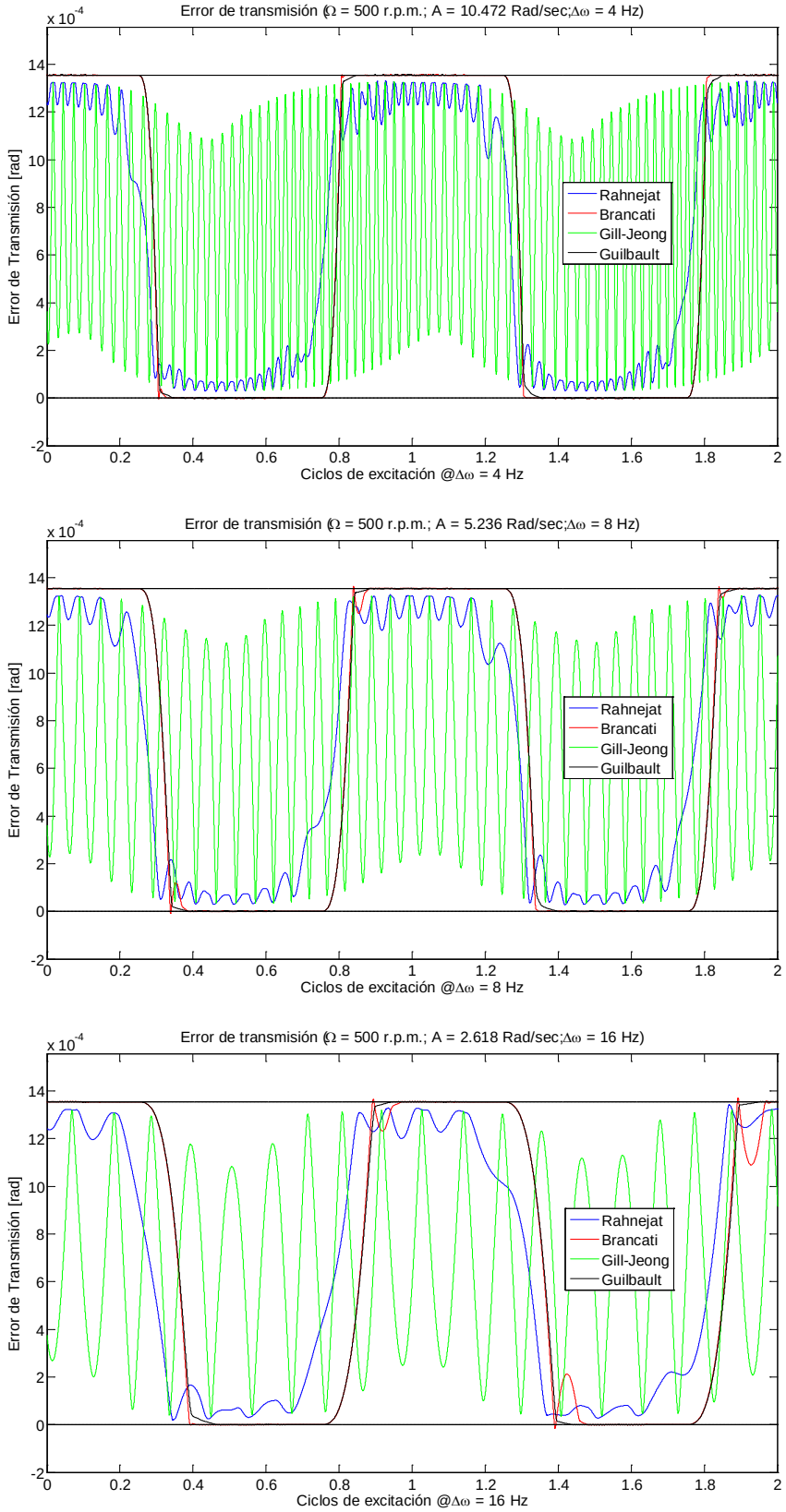


Figura 3: Error de transmisión (Ω = 500 r.p.m.) para dos ciclos de la frecuencia de excitación Δω; **a)** Caso 1 (A = 10.472 rad/s, $\Delta\omega$ = 4 Hz); **b)** Caso 2 (A = 5.236 rad/s, $\Delta\omega$ = 8 Hz); **c)** Caso 3 (A = 2.618 rad/s, $\Delta\omega$ = 16 Hz)

A pesar de que el número de ciclos de excitación que se muestra en las figuras se ha reducido a 2, cuando se amplía el número de ciclos en el análisis, se aprecia como el ciclo de oscilación de la velocidad del piñon interacciona con los ciclos de engrane y como resultado proporcionan diferencias significativas de comportamiento en las fases de inicio del contacto. Este comportamiento se aprecia con más claridad en el caso de la formulación de Brancati cuando la excitación es la de mayor frecuencia (16 Hz) como se puede observar entre 0.2-0.4 y 1.2-1.4 ó entre 0.8-1 y 1.8-2 ciclos en la figura 3 c).

También es resaltable la notable oscilación que se observa en los resultados obtenidos al aplicar la propuesta de Gill-Jeong. Dichas oscilaciones están relacionadas con los ciclos de engrane correspondientes a la velocidad de 500 rpm. Este aspecto también puede apreciarse aunque con menor claridad al aplicar la formulación de Rahnejat especialmente cuando la frecuencia de excitación es de 4 Hz (figura 3 a)).

6. Conclusiones

En este trabajo se han analizado cuatro formulaciones destinadas a representar los esfuerzos vinculados con el lubricante en transmisiones de engranajes sujetas a bajos niveles de par en las que puede aparecer el fenómeno de traqueteo. Atendiendo a los resultados obtenidos se puede concluir que en las condiciones analizadas, el efecto del fluido entrante y saliente en el área de contacto, vinculado con el término de cuña física o de *Couette* en la ecuación de Reynolds (1), tiene una importancia determinante en el comportamiento dinámico. Como consecuencia, los esfuerzos hidrodinámicos obtenidos al aplicar las formulaciones que tienen en cuenta este aspecto (Rahnejat y Gill-Jeong) son suficientemente importantes para evitar el contacto entre perfiles en todos los casos analizados y por lo tanto el fenómeno de traqueteo. Por el contrario, las formulaciones que desprecian este aspecto y que solo tienen en cuenta el efecto de estrangulamiento del fluido (Brancati y Guilbault) permiten el contacto intermitente entre ambos flancos.

Los resultados obtenidos deben ser considerados como un análisis preliminar de las alternativas de simulación de transmisiones de engranajes operando en estas condiciones. Por esta razón en el futuro es necesario ampliar el rango de escenarios de análisis y contrastar los resultados con observaciones experimentales.

Agradecimientos: Este trabajo ha sido desarrollado en el marco del proyecto DPI2013-44860 financiado por el Ministerio Español de Economía y Competitividad. Los autores también desean mostrar su agradecimiento a los proyectos PRX14/00451 financiado por el Ministerio Español de Educación Cultura y Deporte así como a la Acción COST TU 1105 por facilitar el intercambio de investigadores.

Referencias

[1] M. Ankouni, A. A. Lubrecht, P. Velex, Modelling of damping in lubricated line contacts – Applications to spur gear dynamic simulations, Proceedings IMechE Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 230 (7-8), (2016), 1222-1232.

[2] R. Russo, R. Brancati, E. Rocca, Experimental investigations about the influence of oil lubricant between teeth on the gear rattle phenomenon, Journal of Sound and Vibration, 321, (2009), 647-661.

[3] A. Fernández del Rincón, F. Viadero, M. Iglesias, P. García, A. de-Juan, R. Sancibrian, A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions, Mechanism and Machine Theory, 61, (2013), 30-58.

[4] A. Fernández del Rincón, F. Viadero, R. Sancibrian, P. García Fernández, A. de Juan, A dynamic model for the study of spur gear transmissions, WIT Transactions on Modelling and Simulation, 46, pp. 711- 722, 2009.

[5] A. Fernández del Rincón, F. Viadero, M. Iglesias, P. Garcia Fernandez, A. de-Juan A, R. Sancibrian, Load effects on the dynamics of spur gear transmissions. ESDA2010, Estambul, Turquía, 2010.

[6] S. Theodossiades, O. Tangasawi, H. Rahnejat, Gear teeth impacts in hydrodynamic conjunctions promoting idle gear rattle, Journal of Sound and Vibration, 303 (3-5), (2007), 632-658.

[7] R. Brancati, E. Rocca, R. Russo, An analysis of the automotive driveline dynamic behaviour focusing on the influence of the oil squeeze effect on the idle rattle phenomenon, Journal of Sound and Vibration, 303, (2007), 858-872.

[8] C. Gill-Jeong, Analysis of the nonlinear behavior of gear pairs considering hydrodynamic lubrication and sliding friction, Journal of Mechanical Science and Technology, 23, (2009), 2125-2137.

[9] R. Guilbault, S. Lalonde, M. Thomas, Nonlinear damping calculation in cylindrical gear dynamic modeling, Journal of Sound and Vibration, 331, (2012), 2110-2128.

Análisis cinemático de un robot flexible accionado por cables

O. Altuzarra Maestre[1], M. Diez Sánchez[2], J. Corral Saiz[3], F. Campa Gomez[3], C. Pinto Cámara[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. oscar.altuzarra@ehu.eus*
[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. mikel.diez@ehu.eus*
[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. j.corral@ehu.eus*
[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. fran.campa@ehu.eus*
[5]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. charles.pinto@ehu.eus*

En el ámbito de los manipuladores paralelos no existen muchos diseños que hagan uso de elementos deformables para lograr el movimiento del elemento terminal. En general, cuando se desea obtener un movimiento mediante deformaciones se utilizan muescas o cambios de forma para simular pares cinemáticos. En este trabajo se va a analizar un modelo simple de manipulador paralelo compuesto por un elemento deformable y un cable. Se presenta un modelo cinemático para el estudio de su espacio de trabajo y que se valida mediante un prototipo experimental.

1. Introducción

Las máquinas basadas en cinemática paralela se han hecho un hueco de forma paulatina y creciente en diversas aplicaciones industriales y sanitarias. Así, por ejemplo, en el sector de la alimentacion y el farmacéutico los robots de manipulación paralelos han alcanzado una posición dominante por su aceleración en el rango de baja carga [1]. Por otra parte, en el ámbito sanitario son cada vez más habituales los sistemas de ayuda a la cirugía basados en máquinas con módulos paralelos y los sistemas de intervención laparoscópicos basados en estructuras flexibles con actuación paralela [2].

No obstante, existen algunas desventajas en estas tipologías mecánicas que generan serios inconvenientes en relación a su fabricación, mantenimiento, o integración en espacios compartidos con los usuarios. Así, son máquinas que por su configuración de varios lazos cinemáticos, cuentan con un número elevado de juntas y componentes, con requisitos geométricos de montaje estrictos, con necesidades de lubricación y mantenimiento, corrección de holguras y desajustes, y con dificultades para la reparación in situ.

Las máquinas basadas en mecanismos con componentes flexibles aportan soluciones a algunas de estas problemáticas[3, 4] . Un problema a la hora de utilizar estos elementos deformables es la falta de información disponible, reduciéndose en la mayoría de los casos a textos clásicos sobre deformaciones no lineales [5]. Los mecanismos más cercanos serían los MEMS (Micro Electro Mecanismos) [6, 7], los cuales comparten la morfología paralela, pero carecen de las deformaciones no lineales que sufren los manipuladores macroscópicos.

En este artículo se va a estudiar un manipulador paralelo de dos grados de libertad. El manipulador consta de un elemento deformable y un cable. La actuación se efectúa modificando tanto la longitud del cable como del elemento terminal. En el artículo se describen las bases del análisis no lineal de barras flexibles, necesarios para el estudio cinemático del manipulador. En aras de validar este modelo se ha construido un prototipo sobre el que es posible medir tanto la deformada de la viga como la tensión que soporta el cable.

2. Fundamentos del análisis no lineal de vigas flexibles

En este apartado se van a presentar las bases para obtener la solución analítica de una deformación no linean en un elemento esbelto sometido a flexión en un plano. Si suponemos la deformada de la figura 1 donde se definen: R la fuerza de reacción en el extremo de la viga y ψ su dirección, M_1 y M_2 los momentos en los extremos y M el momento a flexión en una sección de la viga.

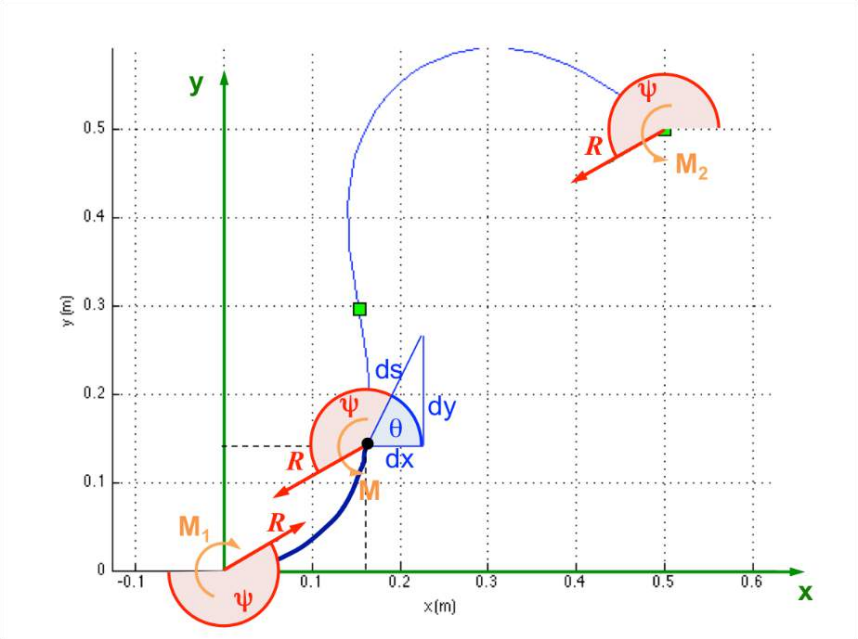


Figura 1: Sección de la barra en equilibrio.

La hipótesis de Navier-Stokes establece que las secciones de la viga se mantienen en el plano y son perpendiculares a la curva de la deformada. Por otro lado, el teorema de Bernoulli-Euler determina que el momento *M* en un punto es proporcional a la curvatura κ:

$$= \frac{d\theta}{ds} = \frac{M}{EI} \tag{1}$$

donde *E* es el modulo elástico y *I* es el momento de la sección transversal de la viga. Si se expresa el equilibrio de momentos en un tramo de la viga para obtener *M* y se substituye en la ecuación 1:

$$= \frac{d\theta}{ds} = \frac{M}{EI} = \frac{M_1}{EI} + \frac{R}{EI} cos\psi\, y - \frac{R}{EI} sin\psi\, x \tag{2}$$

Si ahora se deriva esta expresión con respecto a la longitud de arco *s* expresada en términos de θ, obtenemos:

$$\frac{d\kappa}{ds} = \frac{d^2\theta}{d^2s} = \frac{R}{EI} cos\psi\, \frac{dy}{ds} - \frac{R}{EI} sin\psi\, \frac{dx}{ds} = \frac{R}{EI} cos\psi\, \sin\theta - \frac{R}{EI} sin\psi\, \cos\theta = \frac{R}{EI} \sin(\theta - \psi) \tag{3}$$

Para la integración de la ecuación 3 es necesaria una compleja manipulación matemática, para lo cual existen diversos procedimientos en la bibliografía. En este artículo se va utilizar el método presentado en [6], donde la integral de extremo a extremo de una barra de longitud *L* viene dada por:

$$\sqrt{\frac{RL^2}{EI}} = \int_{\phi_1}^{\phi_2} \frac{1}{\sqrt{1-k^2 sin^2\phi}} d\phi = F(k, \phi_2) - F(k,) \tag{4}$$

Donde *F(k, ϕ)* es la integral elíptica incompleta de primera especie siendo *k* y ϕ variables auxiliares para la integración. De este modo la curvatura en cada punto tiene la siguiente expresión:

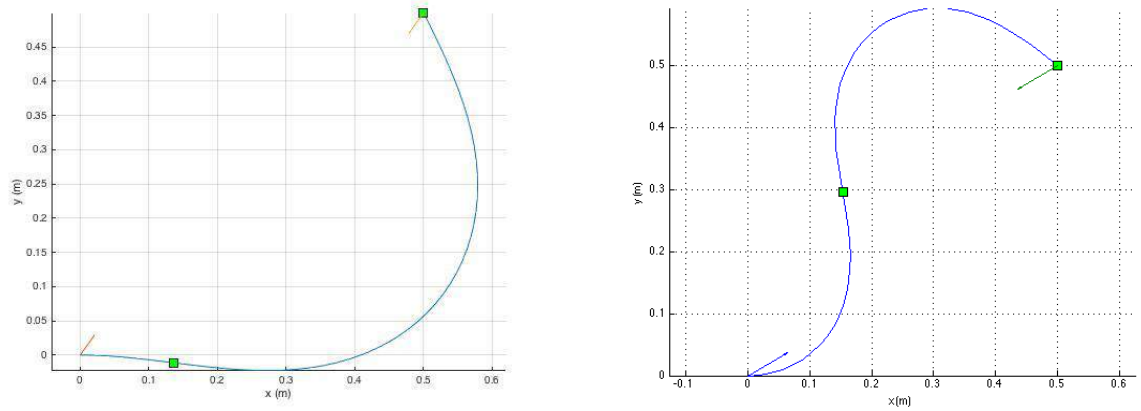
$$= \frac{d\theta}{ds} = 2k\sqrt{\frac{R}{EI}} cos\phi \tag{5}$$

En algunos casos se pueden determinar valores para ciertos parámetros de la integral. En el caso que se estudia en este artículo, donde la viga se encuentra empotrada en un extremo y articulada en el otro, la pendiente del extremo empotrado es conocida (y se puede considerar nula). Por otro lado, la curvatura en el extremo articulado es nula. De este modo, para una fuerza en el extremo de modulo *R* y ángulo ψ, es posible determinar los límites de la integral:

$$\phi_1 = \arcsin\left(\frac{1}{k} cos\left(\frac{\psi}{2}\right)\right) \qquad \phi_2 = q\pi/2 \tag{6}$$

Donde ϕ_1 = *[-π/2, π/2]*, y *q* solo adopta valores pares que determinan el modo de pandeo (ver figura 2). El ángulo ϕ varía entre ϕ_1 y ϕ_2. De este modo es posible obtener el modulo *k = [-1, 1]* de forma iterativa mediante la

ecuación 4. Los valores de inflexión de la viga se corresponden con valores de $\phi = n\,\pi/2$ con valores pares de n inferiores a q.



(a) (b)

Figura 2: Modos 1 y 2 de pandeo de una viga empotrada-articulada.

Para obtener la coordenada x de un punto no hay más que manipular la Ec. (5) para obtener la siguiente integral:

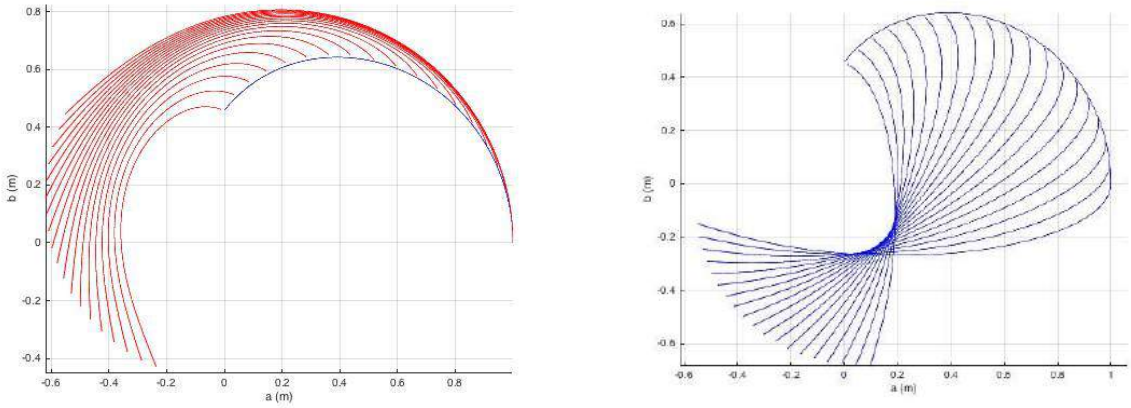
$$x = -\sqrt{\frac{EI}{R}}cos\psi[2E(k,\phi_i) - 2E(k,\phi_1) - F(k,\phi_i) + F(k,\phi_1)]$$
$$+\sqrt{\frac{EI}{R}}2ksin\psi[cos\phi_i - cos\phi_1] \quad (7)$$

Donde $E(k, \phi)$ es la integral elíptica incompleta de segunda especie. Para la obtención de la coordenada y se puede seguir un procedimiento análogo al seguido para obtener x.

Para un valor determinado de las coordenadas a y b del extremo de la barra sometida a flexión y las condiciones de contorno del sistema a analizar, la solución final se obtiene iterando en la Ec. (4) con los valores k y ψ para obtener posteriormente las nuevas coordenadas a y b mediante la Ec. (7) y su equivalente. El proceso iterativo terminará cuando el error de las coordenadas este por debajo de un límite.

De los resultados anteriores puede deducirse que es posible hallar las soluciones entre unos límites del k, siendo el rango de ψ desconocido. Además, las soluciones se obtendrían de forma independiente para cada modo de flexión. Analizando la Ec. (6) es posible obtener un valor mínimo de k, $k_{min} = ||cos(\psi/2)||$. De este modo se obtiene un rango positivo de $k = [k_{min}, 1]$ y uno negativo $k = [-k_{min}, -1]$.

Aplicando una carga en el extremo de la barra para obtener la deformada de la misma se observa como los valores de k van disminuyendo hasta alcanzar el valor k_{min}, manteniendo el modo 1 de deformación (ver figura 3(a). En ese valor límite se produce el cambio de modo, produciéndose un salto en valor de k desde k_{min} hasta $-k_{min}$, momento en el cual la viga se deforma según el modo 2 (ver figura 3(b)).



(a) (b)

Figura 3: (a) Evolución del modo 1 (rojo) en el rango *[k_{min}, 1]*. (b) Evolución del modo 2 (azul) en el rango *[-k_{min}, -1]*.

3. Análisis cinemático de un robot paralelo flexible de 2 grados de libertad

El mecanismo propuesto para su análisis está representado en la figura 4. Una barra esbelta (línea azul) es actuada mediante un soporte rígido que mantiene la orientación de esa sección constante, siendo *l* la longitud a flexión de la barra variable. Al extremo de la barra se encuentra unido un cable cuya longitud λ puede ser modificada mediante el actuador δ. La guía de la barra y del cable se encuentran a una distancia *H*. De este modo el mecanismo resultante consta de dos grados de libertad que controlan la posición en un plano del punto final $P(x_p, y_p)$.

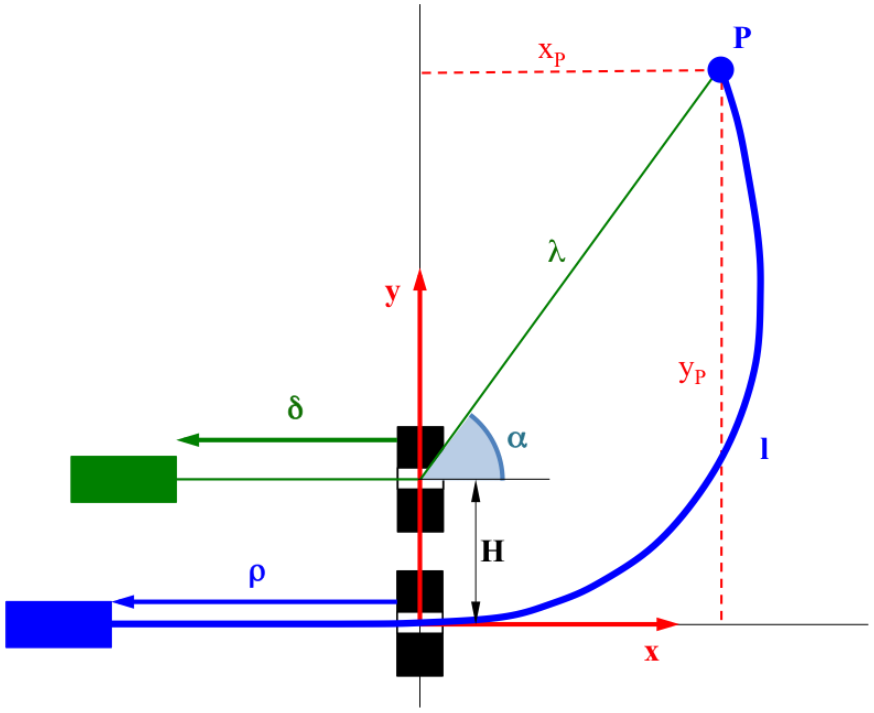


Figura 4: Manipulador de cinemática paralela.

La resolución del problema cinemático inverso es relativamente más sencilla. Conocidas las coordenadas x_p e y_p del punto P la obtención de la longitud λ del cable es directa. Del mismo modo, la dirección ψ de la fuerza *R* aplicada en el extremo es también conocida. De este modo, solo queda iterar el parámetro *k* mediante las

ecuaciones 6 y 7 hasta obtener una posición final con un error inferior a una tolerancia definida. Como se puede observar, la solución analítica es simple y el proceso iterativo obtiene rápidamente una solución.

Este procedimiento ha sido utilizado para obtener información del espacio de trabajo del manipulador. Se han calculado la tensión en el cable, la tensión de Von Mises (Svm) en la base de la barra y el error cometido por el proceso analítico. Estos resultados están representados en la figura 5. Tanto la tensión de Von Mises como la tensión en el cable se incrementan a la vez que la flexión de la barra es mayor. El error que comete el método analítico sigue el mismo patrón, incrementándose cuando la posición final requiere de una mayor deformación de la barra.

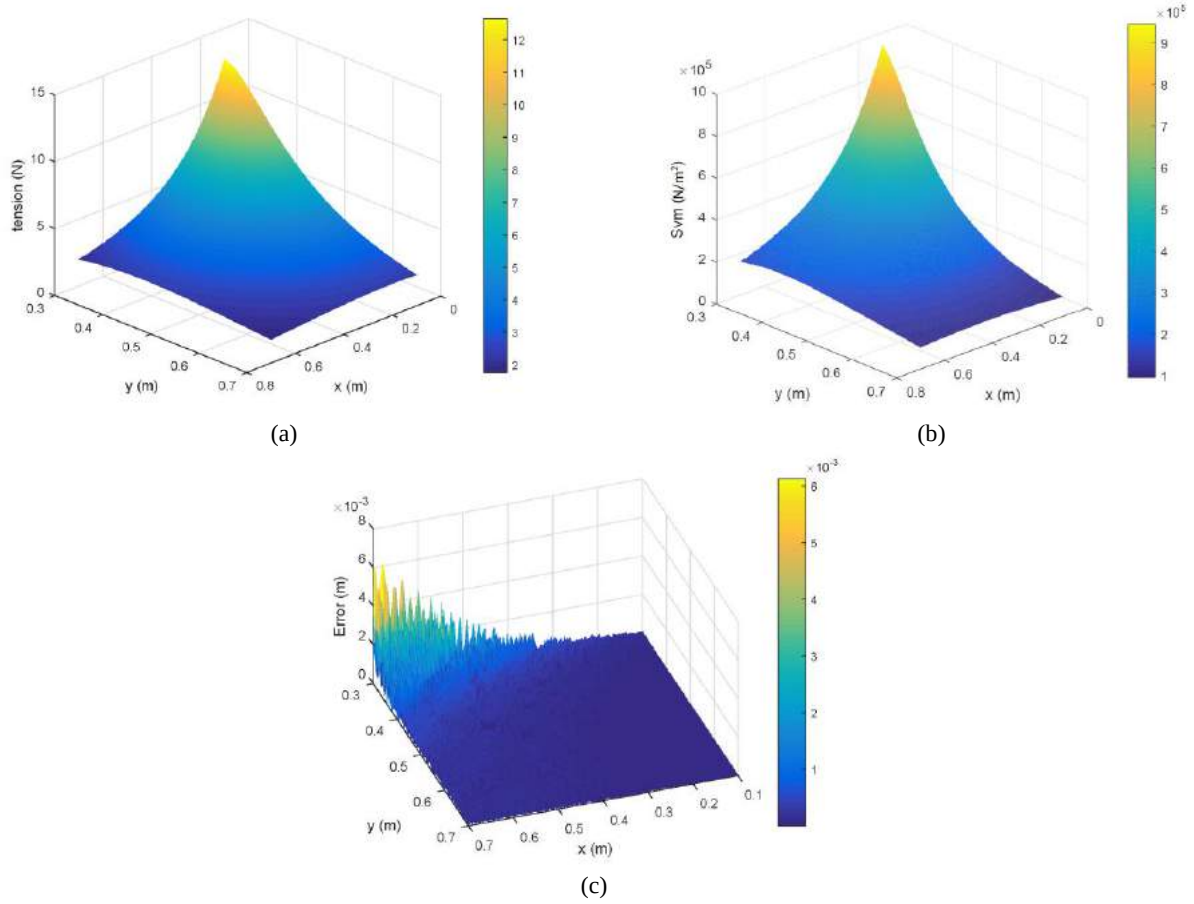


Figura 5: Resultados en el espacio de trabajo del robot. (a) fuerza en el cable. (b) Tensión de Von Misses. (c) Error del método de resolución analítico.

4. Validación numérica y experimental

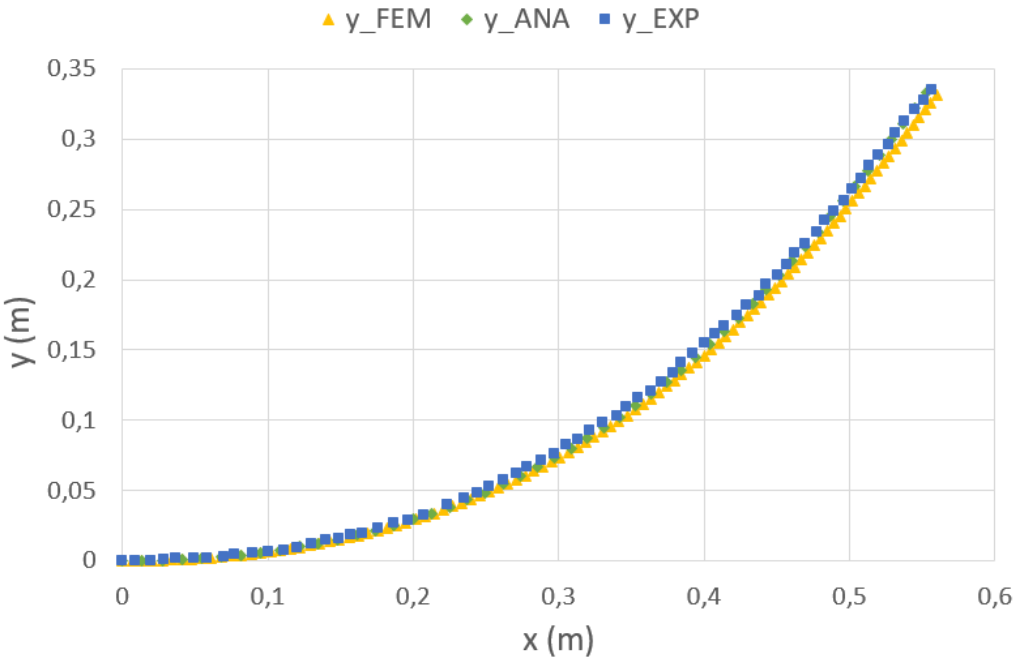
Para verficar el modelo analítico del manipulador se ha construido un prototipo. En el prototipo es posible medir la deformación de la barra así como la tensión en el cable. Las medidas se han realizado mediana una máquina de medir tridimensional MC 850 ZEISS (con una precisión de ±0.005 mm). En la figura 6 se puede ver el prototipo en la máquina de medir. Se han medido dos posiciones diferentes del extremo de la barra, *x = 556.7 mm, y = 335.3 mm* e *x = 650.4 mm, y = 199.8 mm*.

La validadción numérica se ha relizado por elementos finitos, donde se ha resuelto el problema cinemático directo. El modelo consta de dos elementos, siendo el más esbelto el cable sometido a tensión y el otro la representando la barra que se va a someter a flexión. Ambos elementos son cosiderados como elementos viga, estando el cable articulado en los dos extremos para logran el comportamiento análogo. Por otro lado, el elemento que modeliza la barra se modleiza mediante el modelo de viga Tmoshenko, al cual se une el cable en su extremo libre. El software utilizado para la simulación es ANSYS®.

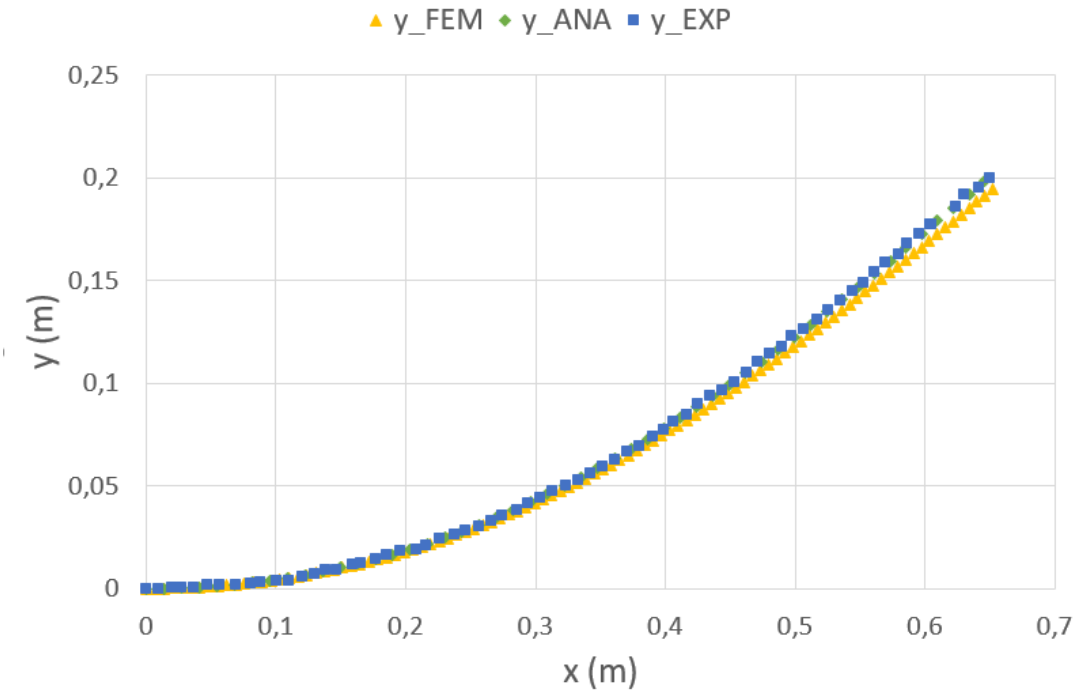


Figura 6: Análisis experimental de la deformada de la viga.

Los resulados analíticos, experimentales y numéricos de la deformada de la viga del manipulador pueden verse en la figura 7. Como puede observarse, la deformada obtenida por el modelo de elementos finitos y el modelo analítico coinciden con los resultados experimentales. Lás únicas diferencias aparecen en las fuerzas aplicadas. En la figura 7b el modelo experimental mide una tensión en el cable de 2.94 N mientras que el modelo analítico predice una tensión de 2.55 N. Lo mismo ocurre en la figura 7, donde la tensión medida es de 4.9 N mientras que el modelo analítico obtiene como resultado 3.6 N. Esta desviación puede ser debida al error por la falta de precisión en los instrumentos de medida y por la fricción que existe entre el cable y la guia por la que desliza. La tensión en el cable se mide mediante una célula de carga con una precisión de 10 g.



(a)



(b)

Figura 7: Comparativa de la deformada para dos posiciones: (a) 3.6 N, (b) 2.55 N.

5. Conclusiones

En este trabajo se ha presentado el estudio de un mecanismo flexible plano con dos grados de libertad. Se trata de un sistema mecánico deformable actuado por un cable.

Puesto que las deformaciones inducidas para alcanzar las posiciones deseadas son elevadas, los enfoques basados en la teoría de pequeñas deformaciones ya no son aplicables. En consecuencia, se ha aplicado un método analítico basado en el equilibrio de las reacciones que permite resolver la deformada del sistema mediante un proceso iterativo basado en la resolución de la integral elíptica. Por otro lado se ha utilizado un modelo numérico no lineal basado en elementos finitos para el estuido de grandes deformaciones.

En al apartado experimental se ha optado por un sistema de medición por coordenadas para medir los distintos puntos de la viga deformada. En particular para medir la posición del punto P. En base a los resultados obtenidos se puede afirmar que os dos modelos propuestos representan fielmente el comportamietno del prototipo. Una vez validado este enfoque de estudio, se pretende simular el comportamiento de mecanismos deformables más complejos. Un aspecto a considerar es la síntesis de mecanismo para la obtención de determinados objetivos como máximo espacio de trabajo, valores tensionales menores ó valores de rigidez deseados.

Reconocimientos

Los autores desean agradecer el soporte financiero recibido por parte del Gobierno mediante el Ministerio de Economía y Competitividad (Proyecto DPI2015-64450-R) y el Gobierno regional del País Vasco mediante el Departamento de Educación, Universidades e Investigación (Proyecto IT445-10) y la UPV/EHU bajo el programa UFI 11/29.

6. Referencias

[1] Adept Technology. Adept Quattro s650H. http://www.adept.com

[2] “Systems, devices, and methods for providing insertable robotic sensory and manipulation platforms for single port surgery”. Patente US 20110230894 A1

[3] Bionic Tripod 3.0. Festo Innovation and Technology. http://www.festo.com

[4] C.E. Bryson y D.C. Rucker. Toward Parallel Continuum Manipulators, IEEE International Conference on Robotics and Automation, (2014), 778-785.

[5] S.S. Antman. Nonlinear Problems of Elasticity. Springer (2005).

[6] G.L. Holst et al. Modelling and Experiments of Buckling Modes and Deflection of Fixed-Guided Beams in Compliant Mechanisms, Journal of Mechanical Design, 133, (2011), 1-10.

[7] Zhang, Aimei y C. Guimin. A Comprehensive Elliptic Integral Solution to the Large Deflection Problems of Thin Beams in Compliant Mechanism, Journal of Mechanisms and Robotics, 5, (2013).

Diseño y modelado de un triciclo para niños con problemas motrices mediante herramientas CAD 3D

D. Parras Burgos[1], J. Esnal Lorenzo[1], F. Cavas Martínez[1], J. Nieto Martínez[1], F.J. Fernández Cañavate[1], D.G. Fernández-Pacheco[1]

[1]Dpto. de Expresión Gráfica. Universidad Politécnica de Cartagena.
dolores.parras@upct.es, javieresnallorenzo@gmail.com, francisco.cavas@upct.es, jose.nieto@upct.es, francisco.canavate@upct.es, daniel.garcia@upct.es

Esta comunicación presenta el modelado y diseño de un triciclo para niños con movilidad reducida, de edades comprendidas entre 8 y 15 años de edad, contando con la posible participación de un adulto mediante una barra para ofrecer una mayor seguridad a los menores. El diseño del triciclo está especialmente indicado para el apoyo, estimulación y entretenimiento de los menores. Hay que destacar que en el mercado no existen soluciones de este tipo de triciclos para usuarios de estas edades, y menos aún para menores con problemas motrices. Se han realizado análisis ergonómicos, estructurales, de materiales y de aspectos estéticos y emocionales para el diseño de este producto.
A partir de los estudios realizados, y teniendo en cuenta los materiales y morfología utilizados, se puede asegurar que el producto responde positivamente a uno de los requisitos más perseguidos, la economía en el precio con respecto a productos similares ya existentes en el mercado. Por último, cabe mencionar que el peso final del triciclo alcanza únicamente los 20 kg aproximadamente, obteniendo así un producto lo más ligero posible y cumpliendo uno de los objetivos principales del diseño.

1. Introducción

El principal problema al que se enfrentan los discapacitados físicos son las limitaciones que tienen a la hora de realizar actividades cotidianas. En el ámbito infantil es muy importante que estos niños desarrollen capacidades tanto afectivas como psicomotrices mediante juegos y terapias educacionales. La introducción del triciclo en sus vidas favorece notablemente el desarrollo físico y emocional afectivo del niño, pudiendo éste interactuar con su entorno a través del mismo. De este modo, se favorece un equilibrio físico-emocional en el que el niño se encuentre mejor adaptado.

Tradicionalmente, en el desarrollo de productos suele ser necesaria la utilización de varias iteraciones para conseguir el éxito, teniendo como limitaciones la ingeniería, la fabricación y la estética. Nordin et al. [1] proponen un enfoque alternativo que permite una mejor integración del diseño industrial en el proceso de desarrollo de productos, y un aumento del repertorio creativo de diseñadores industriales que se traduce en la mejora significativa de las perspectivas de personalización de los productos.

El diseño industrial se caracteriza por un importante componente estético pero también tecnológico, a diferencia de lo que ocurría en otras épocas donde los productos se ornamentaban sin tener en cuenta su funcionalidad. Hoy en día se debe lograr el equilibro entre tecnología y estética en la primera etapa de concepción del producto, logrando que el objeto, además de ser funcional, sea agradable a la vista. En la concepción de objetos no es suficiente resolver problemas funcionales (la función que cumple) y de funcionamiento (cómo funciona), sino que también hay que armonizar los aspectos funcionales y de funcionamiento con los formales (de la forma), los tecnológicos, los estéticos, los psicológicos, los anatómicos, los fisiológicos, los ergonómicos, etc. [2].

El diseñador debe considerar varios aspectos en la creación de productos: la elección del material, el método de fabricación, el lanzamiento al mercado, el coste y la utilidad práctica. Pero hay que considerar un aspecto igualmente importante y casi decisivo, como es el componente emocional de los productos [3].

McDonald [4] nos introduce el concepto de “inteligencia estética”, el cual nos dice que lo poseemos de forma innata, y a veces inconsciente. Es una capacidad para percibir una amplia gama de calidades de productos que

dan forma a nuestra respuesta a ellos. El autor propone un proceso de diseño para los sentidos como medio para proporcionar productos con los que los clientes pueden sentir un mayor grado de empatía. Cada vez más se están incorporando los factores humanos en el proceso de diseño de productos. Tener presente el enfoque de la ergonomía cognitiva consigue lograr un grado razonable de eficiencia y comodidad [5].

En el mercado se pueden encontrar soluciones para diferentes edades y según las necesidades del niño, pero son demasiado ortopédicas o demasiado infantiles (Fig. 1).



Figura 1. Triciclo terapéutico Micah (izq.) y Triciclo Junior Imaginarium (der.).

Para el diseño del triciclo descrito en esta comunicación se han tenido en cuenta varios aspectos importantes como la funcionalidad, la ergonomía, la estética etc. con el fin de ofrecer a niños de entre 8 y 15 años un medio de transporte lúdico, resistente, cómodo, manejable, adaptado, ligero, atractivo y de precio asequible.

2. Materiales y métodos

2.1. Antropometría y ergonomía

La antropometría estudia diversas áreas principalmente dentro de la medicina, pero el área que interesa para el diseño del triciclo es aquella que tiene en cuenta al hombre en plena actividad. La antropometría se refiere única y exclusivamente a las dimensiones corporales tomadas a cualquier persona.

La ergonomía es la disciplina que estudia las relaciones que se establecen recíprocamente entre el usuario y los objetos de uso al desempeñar una actividad cualquiera en un entorno definido, logrando el perfecto balance entre el Sistema Hombre-Objeto-Entorno, ya que cada uno de estos elementos es esencial para mantener la relación ergonómica. Partiendo de esta premisa se puede decir que la ergonomía estudia el uso que el hombre hace de los objetos y de los espacios.

2.2. Normativa

El diseño propuesto en este trabajo se ha desarrollado cumpliendo con la normativa existente teniendo en cuenta a los usuarios a los que va dirigido este producto. Las normas aplicadas para el diseño de este producto son las siguientes [6]:

- UNE-EN ISO 7250-1: Definiciones de las medidas básicas del cuerpo humano para el diseño tecnológico. Parte 1: Definiciones de las medidas del cuerpo humano y referencias.
- UNE-EN ISO 4210-1:2014: Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas. Parte 1: Términos y definiciones
- UNE-EN ISO 8098:2015: Ciclos. Requisitos de seguridad para bicicletas de niños.
- UNE+EN ISO 9999:2007: Productos de apoyo para personas con discapacidad. Clasificación y terminología.
- UNE+EN ISO 9999:2007/AC:2009: Productos de apoyo para personas con discapacidad. Clasificación y terminología.
- UNE+CWA 45546+1:2007 IN: Directrices para el desarrollo de normas sobre sistemas de transporte. Necesidades de las personas mayores y las personas con discapacidad. Parte 1: Directrices básicas.
- UNE+EN 12182:2012: Ayudas técnicas para personas con discapacidad. Requisitos generales y métodos de ensayo.

2.3. Materiales

Las características del material elegido se basan en los objetivos del diseño y el usuario final, es decir, materiales ligeros y resistentes pero con un coste adecuado. Para ello, se analizaron varias posibles alternativas: la fibra de carbono, el aluminio, el acero inoxidable y aleaciones de titanio.

Se ha utilizado el software CESEdupack 2014 para analizar las distintas alternativas de los materiales y seleccionar el más adecuado. Después de varios análisis se eligió el aluminio, que tiene baja densidad, elevada tenacidad, alta resistencia al impacto, alta resistencia a la corrosión y es muy económico. Tiene también un bajo límite elástico, bajo límite a la rotura, bajo límite a la tracción y como único inconveniente, su posible daño al medio ambiente si se hace un mal uso del mismo.

El software ofreció una lista de aluminios, de las series 2xxx, 3xxx, 5xxx y 6xxx, de los cuales se seleccionó el Aluminio 6063, Forjado T6 , de número UNS A96063. Se trata de una aleación de aluminio, magnesio y silicio, con muy buenas propiedades mecánicas y muy buen comportamiento frente a la corrosión. Su resistencia a la tracción se encuentra entre 233 y 257 MPa y su límite elástico entre 200 y 221 MPa.

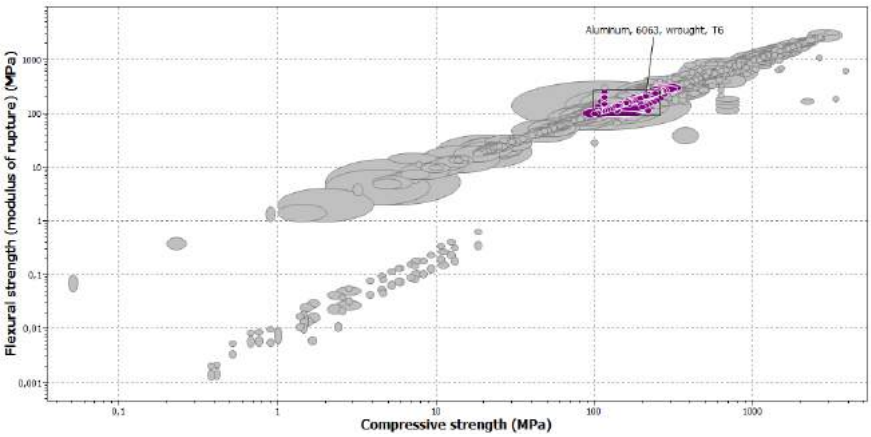


Figura 2. Resistencia a la tracción y límite elástico.

2.4. Diseño del cuadro estructural

Para el modelado de todos los componentes diseñados se utilizó la herramienta SolidWorks, software que permite tanto modelar como analizar la resistencia de los componentes.

Este cuadro estructural tiene la tarea de soportar y unir todos los componentes del triciclo, al mismo tiempo que soporta el peso del usuario, que puede tener un límite máximo de 120 kg aproximadamente.



Figura 3. Cuadro estructural del triciclo.

Además cuenta con otras funciones que ayudan al buen funcionamiento y armonía del sistema: por ejemplo, se puede montar un asa, una canastilla o si se prefiere una placa o dos reflectores (Fig. 4). A la estructura se le realizaron diferentes analisis estructurales teniendo en cuenta la carga máxima a la que puede estar sometido el sistema, que en este caso sería de 1500 N aplicando un factor de seguridad >2 (Fig. 5).

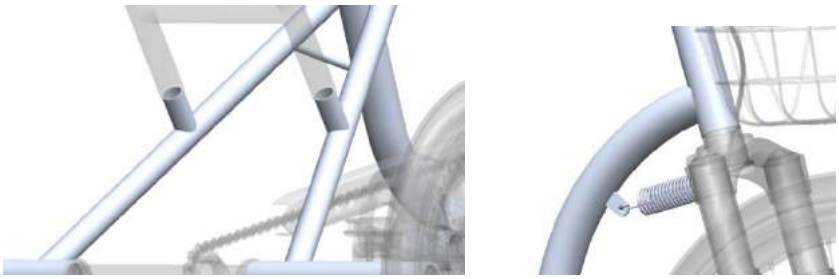


Figura 4. Soporte para asa en la parte trasera (izq.) y resorte para mejorar la dirección (der.)

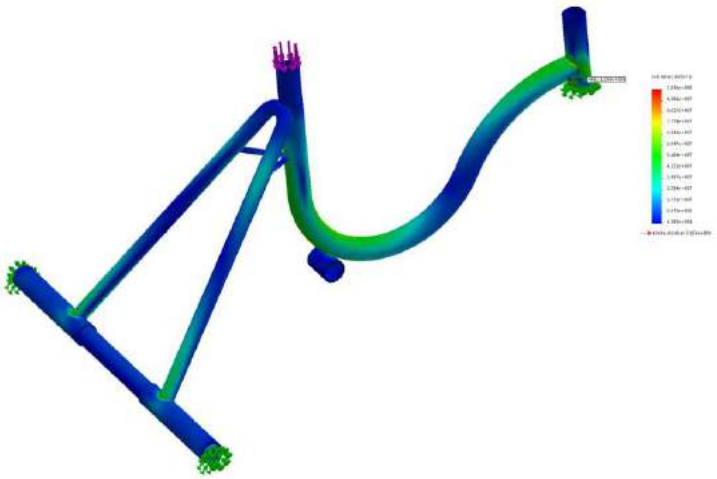


Figura 5. Análisis estático del cuadro. Carga 1500 N y Factor de seguridad > 2.

2.5. Diseño del manillar

Este sistema realiza la tarea de guiar el triciclo. El manillar sólo puede ser controlado por el usuario, lo que le da libertad y manejabilidad para decidir a donde dirigirse. La dirección cuenta con un resorte que permite al usuario tener un mejor control de la dirección. También cuenta con una maneta de freno para la mejor frenada del triciclo a través del freno de disco que se encuentra en el eje de la rueda delantera. Otro aspecto que se ha tenido en cuenta es el ajuste en altura e inclinación para poder adaptarlo a los diferentes usuarios y así evitar posibles lesiones tras el uso constante del mismo.



Figura 6. Sistema de dirección del triciclo.

La ergonomía presentada en este sistema satisface correctamente la acción de girar el manillar, que cuenta con un resorte que dificulta un posible giro rápido o evita posiciones extremas. El manejo del manillar no presenta posturas que obliguen al usuario a adoptar ángulos y posiciones que puedan afectar de manera negativa al cuerpo del menor, ya que el manillar cuenta con un doblez y un posicionador gradual que corrige las posturas incorrectas de las muñecas y brazos.

Lo mismo ocurre con el freno ya que éste tiene la apertura y rigidez necesaria (mínima) para que el menor lleve a cabo la actividad de frenar sin problema alguno. La dirección tiene una inclinación aproximada de 110º, lo que

hace que se convierta en paralela al asiento; de esta forma se ayuda a que el usuario presente un buen alcance de los brazos a la dirección.

2.6. Diseño de la sujeción de pecho al asiento

Este sistema desempeña una función muy importante, ya que es donde el menor con discapacidad o con problemas motrices podrá estar apoyado y sujetado a éste. Estos usuarios con discapacidad que no poseen un control del equilibrio perfecto o no pueden mantenerse erguidos requieren de este respaldo de apoyo.

El respaldo está separado en dos secciones para cubrir mejor las zonas de apoyo y para que sea más ligero. Cuenta con sujetadores como "cinturón de seguridad" para mantener al usuario sentado y erguido, generándose así la seguridad necesaria para que el menor se encuentre cómodo y le guste estar sentado en el triciclo.



Figura 7. Respaldo con sujeciones.

Cuenta con un asiento amplio que proporciona una comodidad ergonómica, ya que no hay que olvidar que los menores que usen el triciclo estarán siempre sentados cuando lo utilicen. El respaldo cuenta con el ancho necesario para poder actuar como soporte auxiliar en la mayor cantidad de niños, teniendo la inclinación adecuada, similar a la de un asiento de trabajo estacional, para proveer del apoyo optimo sin causarle alguna incomodidad al usuario. Cuenta con un asiento ancho y ajustable para que de igual forma se abarque la mayor cantidad de percentiles en niños. El respaldo cuenta con dos apoyos en la columna vertebral, cervicales y lumbares, para que el menor pueda tener un descanso al recostarse. Tiene correas largas y ajustables para poder abarcar así la mayoría de tallas.

2.7. Diseño del sistema de empuje

Este sistema cumple con una importante tarea y es la de servir de apoyo. El adulto podrá ayudar, asistir o auxiliar al menor en el caso de que éste aun no tenga la fuerza motriz necesaria para pedalear o carezca de la coordinación necesaria, dejando al niño únicamente la acción de girar el manillar.



Figura 8. Barra para enganche y empuje del triciclo.

2.8. Diseño de la transmisión del triciclo

Este sistema se encarga del movimiento principal del triciclo, pues gracias al eje trasero el conjunto de pedales, la multiplicación y la cadena, convierten el movimiento circular en movimiento rectilíneo, que es lo que hace avanzar el triciclo. La mayoría de las piezas de este sistema son comerciales, como son los pedales, el piñon, las bielas, la cadena y el protector de cadena, por lo que su producción y montaje es fácil.



Figura 9. Sistema de transmisión del triciclo.

3. Resultados

El diseño final es un diseño compacto, manejable y esteticamente agradable. El peso aproximado de todo el conjunto asciende a 20 kg, cumpliendo con uno de los objetivos del proyecto. De manera general, todos percibimos una reacción física ante la sensación que produce un color, como la de frio de una habitación pintada de azul o la de calor en otra pintada de rojo. Los colores expresan estados anímicos y emocionales. Por eso se han introducido varios colores en el diseño final, con el fin de hacerlo mas atractivo y llamativo a los niños, y de esta forma potenciar también la estimulación sensorial y neurológica de éstos.



Figura 10. Diseño final del triciclo.



Figura 11. Propuesta de colores para el diseño del triciclo.

4. Conclusiones

Para el diseño de este triciclo infantil con necesidades especiales se han tenido en cuenta dos referentes: por un lado, el triciclo terapéutico Micah, y por otro, el triciclo Junior Imaginarium. En el mercado no existen soluciones para el rango de edades entre 8 y 15 años por lo que este tipo de producto tendría su espacio en el mercado y sin competencia.

En el diseño del triciclo se han tenido en cuenta estudios de materiales, análisis estructurales y normativa relacionada para obtener un producto con un precio más económico y una morfología adecuada a los usuarios finales del producto. También se han tenido en cuenta aspectos estéticos y emocionales, con formas curvas y variedades de colores que permiten obtener un producto personalizable.
Un requisito importante que se ha tenido en cuenta a lo largo del proyecto es el peso, cuyo valor asciende a 20 kg aproximadamente, ya que el objetivo era obtener un producto ligero y cuyo transporte fuera sencillo.

5. Referencias

[1] A. Nordin, A. Hopf, D. Motte, R. Bjärnemo,C. C. Eckhardt. An approach to constraint-based and mass-customizable product design. J. Comput. Inf. Sci. Eng., 11 (2011).

[2] A. Gay,L. Samar, 2004. El diseño industrial en la historia. Tec.

[3] D. A. Norman, 2004. El diseño emocional. Paidós.

[4] A. S. Macdonald. Aesthetic intelligence: Optimizing user-centred design. J. Eng. Des., 12 (2001), 37-45.

[5] P. W. Jordan, 2002. Designing pleasurable products: An introduction to the new human factors. CRC press.

[6] AENOR. *Normas UNE Online.* [Online] <https://vpn.upct.es/aenor/suscripciones/personal/,DanaInfo=www.aenor.es,SSL+pagina_per_sus.asp#.VdtH_bQzk5g.> [Último acceso: 20/04/2015]

Análisis de la eficiencia en transmisiones con correcciones y modificaciones de perfil

A. Diez-Ibarbia, A. Fernández del Rincón, M. Iglesias Santamaría, P. García Fernández, Ana M. de Juan de Luna, F. Viadero Rueda[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Cantabria. fernando.viadero@unican.es

En esta propuesta se presenta el estudio de la eficiencia de engranajes rectos con modificaciones y correcciones de perfil, sometidos a diversas condiciones de operación. Para el cálculo de la eficiencia se ha tenido en cuenta el efecto de la fricción por deslizamiento entre los dientes en contacto, por ser el efecto con mayor impacto sobre la misma en las condiciones de operación estudiadas. Para el cálculo de la fricción se ha implementado un modelo de Coulomb, cuyo coeficiente de rozamiento se obtendrá a partir de la conocida formulación de Niemann. Esta formulación de coeficiente de fricción constante ha permitido aislar el efecto del reparto de carga en la eficiencia, del correspondiente al coeficiente de fricción. El objetivo de esta propuesta es analizar el efecto de las modificaciones/correcciones de perfil y del par en el reparto de carga, así como la influencia de este último en la eficiencia.

1. Introducción

Las pérdidas de potencia en transmisiones mediante engranajes se clasifican comúnmente de acuerdo a su vinculación con la carga aplicada [10-12]. Dentro de las pérdidas dependientes de la carga, se distinguen dos tipos: i) las debidas a la fricción por deslizamiento; y ii) las debidas a la fricción por rodadura. Paralelamente, dentro del grupo de las pérdidas no dependientes de la carga, se distinguen principalmente las debidas al arrastre de fluido, ya sea lubricante (churning losses) o aerodinámicas (windage losses). Por las condiciones de operación utilizadas en este estudio, el fenómeno que produce la mayor parte de las pérdidas es la fricción por deslizamiento [1, 7], siendo el único fenómeno tenido en cuenta para el cálculo de la eficiencia. Para simular la fricción por deslizamiento existen varios modelos en la literatura, siendo uno de los más extendidos el de Coulomb. Utilizando este modelo para el cálculo de la fricción, se ha comprobado [7] que la eficiencia depende principalmente de tres factores: i) del reparto de carga; ii) de la velocidad de deslizamiento; y iii) del coeficiente de fricción.

En este estudio se va analizar el efecto de las correcciones y modificaciones de tallado en los diferentes parámetros de los que depende la eficiencia. La corrección de perfiles es una práctica utilizada en la industria para equiparar la durabilidad de transmisiones por engranajes con relación de transmisión distinta a la unidad, además de para mejorar ciertos aspectos del funcionamiento en operación. Paralelamente, la inclusión de rebajes en la punta del diente es utilizada para aliviar el nivel de tensiones sobre los dientes, evitar el contacto en la punta y suavizar en lo posible el error de transmisión. Sin embargo, el impacto de estas modificaciones de perfil no ha sido evaluado suficientemente en el ámbito de la eficiencia. Por todo ello el estudio de la eficiencia en transmisiones por engranajes con correcciones y modificaciones de perfil es de gran interés y es el objetivo de este estudio. Concretamente, se ha estudiado el efecto que tienen la correcciones/modificaciones de perfil en el reparto de carga, partiendo de los modelos avanzados de contacto y de cálculo de la eficiencia desarrollados por los autores en trabajos previos [3, 5, 6].

2. Cálculo de la Eficiencia

En trabajos anteriores se ha presentado una metodología para el cálculo de la eficiencia [3]. Definiendo eficiencia como la relación entre la energía de salida y a la energía de entrada en un período de tiempo determinado. Siendo la potencia de salida (P_{out}), la de entrada (P_{in}) menos la de pérdidas (P_{loss}).

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_{in} - P_{loss}}{P_{in}} \tag{1}$$

Se establecieron dos enfoques diferentes, dependiendo del tipo de formulación de coeficiente de fricción y reparto de carga escogida; i) enfoque de Höhn y ii) enfoque propuesto. Por brevedad, no se presentaran los fundamentos para calcular la eficiencia dado que se encuentran en trabajos previos [4, 7], aunque si los parámetros necesarios para la comprensión del presente trabajo. Las pérdidas por ciclo de engrane se definen a partir del factor de pérdidas instantáneas (H_{vinst}), que permite desagregar el efecto de cada uno de los tres parámetros de los que depende la eficiencia.

$$P_{loss} = \frac{F_{tmax}}{\cos(\varphi_i)} \frac{V}{\theta_N} \int_{\theta_A}^{\theta_E} H_{vinst} d\theta \rightarrow H_{vinst} = \frac{\mu(\theta) F_N(\theta) V_s(\theta)}{F_{Nmax} V} \quad (2)$$

Siendo F_{Nmax} la fuerza de contacto máxima, V la velocidad de deslizamiento en el punto primitivo, φ_i el ángulo de presión, F_{tmax} la fuerza tangencial máxima, θ_N el ángulo de paso transversal, $F_N(\theta)$ la fuerza normal, $Vs(\theta)$ la velocidad de deslizamiento y $\mu(\theta)$ el coeficiente de fricción. Este último se determina mediante la formulación de Niemann [2, 7-9], que lo aproxima como un valor medio de coeficiente de fricción a lo largo del ciclo de engrane (Ecuación (3)).

$$\mu_m = 0.048 \left(\frac{\frac{F_{Nmax}}{b}}{V_{\Sigma C} \rho_c} \right)^{0.2} \eta_{oil}^{-0.05} R_a^{0.25} X_L \quad (3)$$

Donde ρ_c es el radio de curvatura equivalente en el punto primitivo, b es el ancho del diente, η_{oil} es la viscosidad dinámica del fluido, R_a es la rugosidad y los parámetros $V_{\Sigma C}$ y X_L se definen como:

$$V_{\Sigma C} = 2Vsin(\varphi_i) \text{ y } X_L = \frac{1}{\left(\frac{F_{Nmax}}{b}\right)^d}; \qquad d = 0.0651 \text{ para aceite mineral}$$

3. Modelización de las correcciones/modificaciones de perfil

El principal objetivo de este trabajo es analizar el efecto de las correcciones y modificaciones de perfil en la eficiencia. Para ello, será necesario definir las formulaciones utilizadas para introducirlas en el modelo de contacto.

Para el cálculo de las correcciones de perfil, el procedimiento adoptado es análogo al que se utiliza para la fabricación real. Concretamente, los radios exteriores de las ruedas se calculan teniendo en cuenta la corrección de los dientes a partir de la siguiente expresión:

$$R_{1ext} = m\left(\frac{z_1}{2} + x_1 + dd_{hta}\right) \text{ y } R_{2ext} = m\left(\frac{z_2}{2} + x_2 + dd_{hta}\right) \quad (4)$$

En este trabajo se parte de la premisa de que la corrección introducida al piñón y a la rueda conducida es la misma pero en sentido contrario, es decir, la cremallera que genera el piñón sufre el mismo avance respecto a su posición sin corrección que el retroceso del útil al generar la rueda conducida. El objetivo es no modificar la distancia entre centros. Esto provoca que el grosor de los dientes del piñón sea mayor que el correspondiente al caso sin corrección, siendo el caso contrario para la rueda conducida. En la Figura 1 se muestra el esquema del procedimiento de generación de los perfiles a través de cremallera cuando se le aplica un alejamiento *mx* respecto del caso sin corrección, así como los perfiles generados a partir de varios valores de factor de corrección.

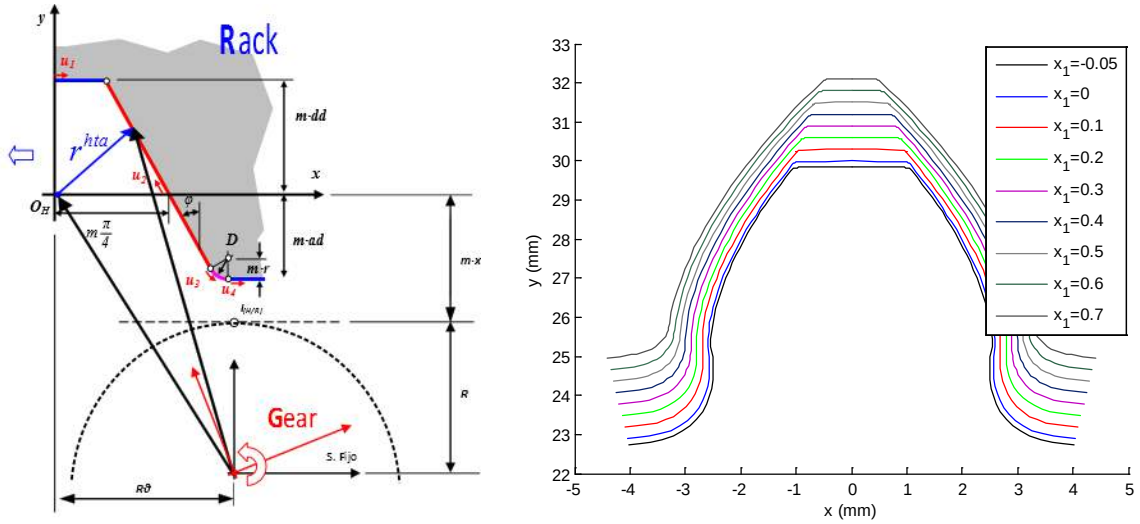


Figura 1 Proceso de generación de perfiles corregidos y representación del perfil de los dientes para diferentes casos de corrección

El modelo utilizado para la inclusión de rebajes viene definido por la magnitud máxima del rebaje ***C***, la longitud de la modificación $\Delta \boldsymbol{L}$ y la forma adoptada, que generalmente es lineal o parabólica (ver Figura 2). Se observa que el subíndice ***T*** indica que el rebaje es introducido en la punta (*Tip relief*) y que ***B*** se corresponde con el rebaje en la base (*Bottom relief*).

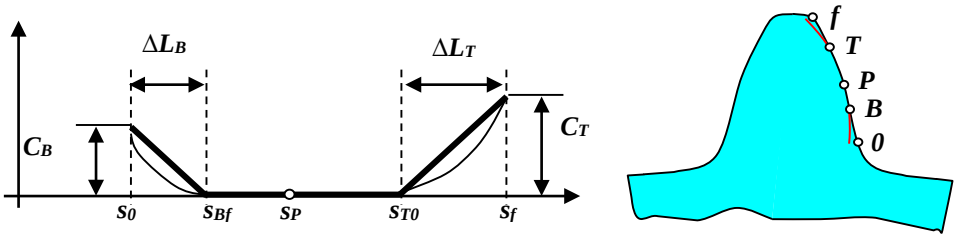


Figura 2 Descripción del rebaje en la punta y en la base del diente

La inclusión de rebajes en la punta y base del diente se ha formulado mediante un modelo que representa la desviación *e(s)* del perfil real con respecto al perfil ideal, de acuerdo con las expresiones (6) y (7).

$$e_T(s) = C_T\left(\frac{(s - s_{T0})}{\Delta L_T}\right)^n \qquad n = 1,2; \qquad s \in [s_{T0}, s_{Tf}] \tag{5}$$

$$e_B(s) = C_B\left(\frac{(s_{Bf} - s)}{\Delta L_B}\right)^n; \qquad n = 1,2; \qquad s \in [s_{B0}, s_{Bf}] \tag{6}$$

En donde s_0 representa el radio de curvatura inferior, $\boldsymbol{s_f}$ el radio de curvatura superior (exterior del diente) y ***n*** adoptará el valor 1 si el rebaje tiene forma lineal y 2 en el caso de rebaje parabólico (en el caso de estudio n=1).

4. Resultados

En este estudio se ha realizado el análisis de la eficiencia de una transmisión de engranajes rectos, sometida a condiciones variables de par resistivo (velocidad angular igual a 3000 rpm), con las características geométricas y de fabricación especificadas en la Tabla 1.

Tabla 1 Parámetros geométricos de la transmisión objeto de estudio

Parámetros geométricos			
Número de dientes del piñón	18	Módulo	3
Número de dientes de la rueda conducida	36	Anchura del engranaje	26.7 mm
Ángulo de presión	20º	Rugosidad media	0.8 µm
Corrección de perfil		**Apuntamiento del diente**	
Factor de corrección piñón	0.7	Longitud del rebaje	3 mm
Factor de corrección rueda conducida	-0.7	Magnitud del rebaje	0.1 mm

Concretamente, se ha realizado un análisis de la eficiencia de dicha transmisión cuando los perfiles de sus dientes son estándar, para el caso en el que se corrigen y para el caso en el que se rebaja la punta del diente de ambas dos ruedas. El factor de corrección utilizado es igual a 0.7 que equivale a 2.1 mm de avance o retroceso de la herramienta de corte y el rebaje en la punta tiene una magnitud de 0.1 mm y longitud de 3 mm en ambos engranajes.

En la Figura 3 se muestra la eficiencia calculada a través de ambos enfoques para el caso de engranajes standard, con corrección y con rebaje. En ambos enfoques se han implementado la formulación de coeficiente de rozamiento de Niemann al cálculo de la eficiencia. Esto permite analizar el efecto de las correcciones/modificaciones de perfil en el reparto de carga y de éste sobre la eficiencia aisladamente, dado que el coeficiente de fricción es constante a lo largo del ciclo de engrane. Además, permite correlacionar los resultados de eficiencia obtenidos con el modelo analítico de Höhn, observando similitudes y discrepancias del método, llegando finalmente a identificar las mejoras derivadas de utilizar un modelo de contacto avanzado.

Inicialmente se va a mostrar el análisis de la transmisión estándar primero, observando la tendencia de los parámetros evaluados ante la variación de par. Posteriormente, se incorpora el análisis de cada uno de los parámetros para los casos de perfil no standard. Esto permite analizar el efecto del par aisladamente del efecto de las correcciones/modificaciones de perfil.

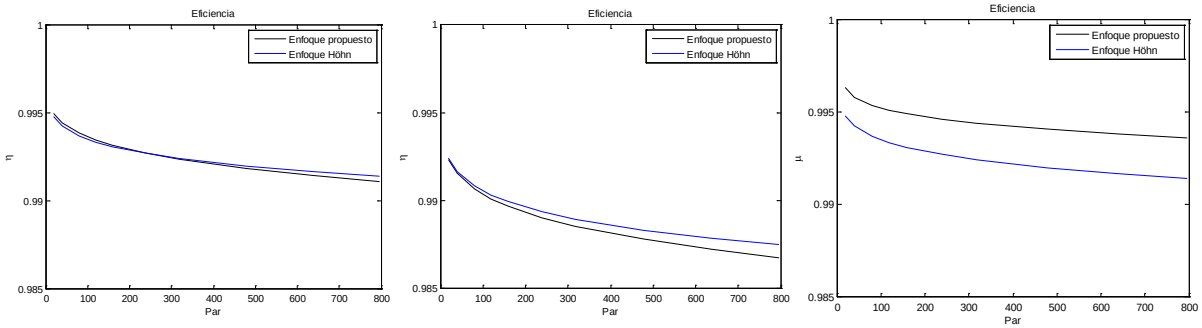


Figura 3 Eficiencia de la transmisión de engranajes rectos calculada a través de los enfoques de Höhn y propuesto: a) dientes estándar; b) dientes corregidos; y c) dientes con rebajes en la punta.

Se observa que la tendencia de la eficiencia con el aumento del par es reducirse en ambos enfoques. Este hecho era predecible dado que cuanto mayor sea el par, mayor fricción entre los dientes y por tanto mayores pérdidas. Paralelamente, para bajos niveles de par, el enfoque de Höhn proporciona valores de eficiencia mayores que los relativos al enfoque propuesto, cambiando la tendencia a partir de aproximadamente 250 Nm. Esto se produce principalmente porque el enfoque de Höhn utiliza un reparto de carga no dependiente del par aplicado, mientras que el modelo avanzado de cálculo tiene en cuenta las deformaciones de los dientes adyacentes, y por tanto, con el aumento de par, aumenta la longitud de contacto. De lo anterior se puede concluir que el efecto del par en el reparto de carga es decisivo para el cálculo de la eficiencia.

Para el caso con corrección, se observa que el valor de eficiencia también decrece con el aumento del par, y además, que la eficiencia es menor en ambos enfoques respecto del caso de los engranajes estándar. En el caso del enfoque de Höhn, esto se produce porque el segmento de contacto varía de posición y longitud y esto influye

directamente en las pérdidas, aunque la forma del reparto de carga sea exactamente la misma que en el caso sin corrección. Sin embargo, para el enfoque propuesto, la corrección, además de producir una variación en la localización y longitud del segmento de contacto, produce cambios en las zonas de contacto doble del reparto de carga, debido al cambio de la rigidez de los dientes.

Para el caso con rebajes en los dientes, se observa al igual que en los casos anteriores, que cuanto mayor es el par, menor es la eficiencia. El enfoque de Höhn no tiene en cuenta la inclusión de rebajes dado que la eficiencia no sufre variaciones respecto del caso con dientes estándar. Esto no sucede en los valores calculados a través del enfoque propuesto, donde los valores de eficiencia son mayores que los del primer caso analizado. La inclusión del rebaje produce que la longitud de contacto sea menor que la obtenida en el caso sin ellos. Sin embargo, con el aumento del par, la longitud del contacto aumenta, hecho que afecta tanto el coeficiente de fricción como el reparto de carga.

Para finalizar la comparativa entre enfoques se muestra la comparativa entre la relación de contacto teórica (Ecuación (7)) y la efectiva para los diferentes casos de par expuestos (Figura 4).

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\left(\sqrt{R_{Ext1}{}^2 - \rho_1{}^2} - \rho_1 tg(\varphi_0)\right) + \left(\sqrt{R_{Ext2}{}^2 - \rho_2{}^2} - \rho_2 tg(\varphi_0)\right)}{\pi m \cos(\varphi_0)} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \tag{7}$$

Para el cálculo de la relación de contacto efectiva, se calcula la relación de contacto en la fase de aproximación (ε_1) y alejamiento (ε_2) teniendo en cuenta el efecto de las deformaciones de los dientes adyacentes y de las correcciones/modificaciones de perfil. Por esta razón existe una dispersión entre ambos valores.

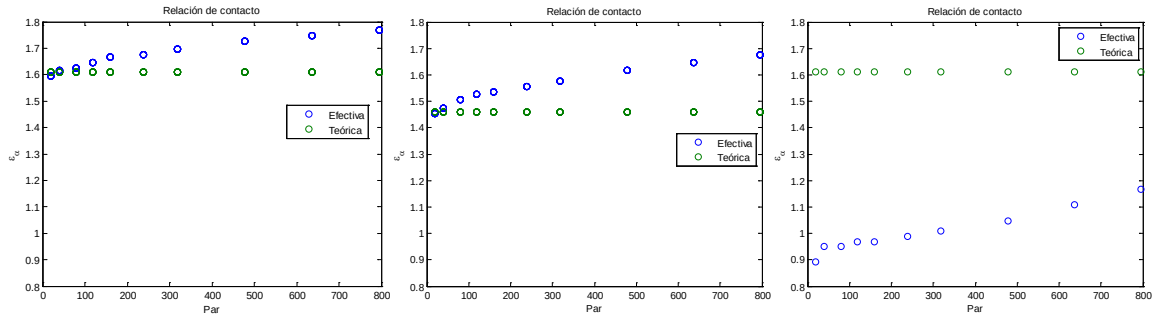


Figura 4 Relación de contacto teórica y efectiva para diferentes valores de par resistivo: a) dientes estándar; b) dientes corregidos; y c) dientes con rebajes en la punta.

En la Figura 4 se observa que la diferencia de la relación de contacto entre enfoques se incremente con el aumento de par. Si se correlaciona este hecho con los valores de eficiencia, se observa que cuanto mayor es el par, mayor es la relación de contacto efectiva y menor es la eficiencia en el enfoque propuesto. Este aumento de par no tiene ninguna influencia sobre la relación de contacto teórica, por lo que se deduce que el par no tiene ningún impacto en el reparto de carga que utiliza el enfoque de Höhn. Para el caso con correcciones de perfil, se observa la misma tendencia que en el caso de dientes estándar, pero con valores de relación de contacto efectiva menores. Este comportamiento produce que la eficiencia sea menor en el caso con correcciones respecto del sin correcciones. En los dos casos analizados, la relación de contacto efectiva es mayor que la teórica. Este hecho cambia para el caso en el que se introducen rebajes, donde se aprecia que en todos los casos de par, la relación de contacto efectiva es menor que la teórica, traduciéndose en que la eficiencia para el enfoque propuesto es mayor que la correspondiente a Höhn. Además, como era predecible, la relación de contacto efectiva aumenta con el par, existiendo un nivel de par específico para el cual la relación de contacto es la unidad. De todo lo anterior, se concluye que la relación de contacto y la eficiencia son inversamente proporcionales.

Una vez comparado y correlacionado los valores de los dos enfoques, se va a realizar el análisis de los parámetros de los que depende la eficiencia únicamente para el enfoque propuesto por simplicidad. La Figura 5 muestra los parámetros de los que depende la eficiencia para el caso de dientes estándar, corregidos y con rebaje en la punta del diente.

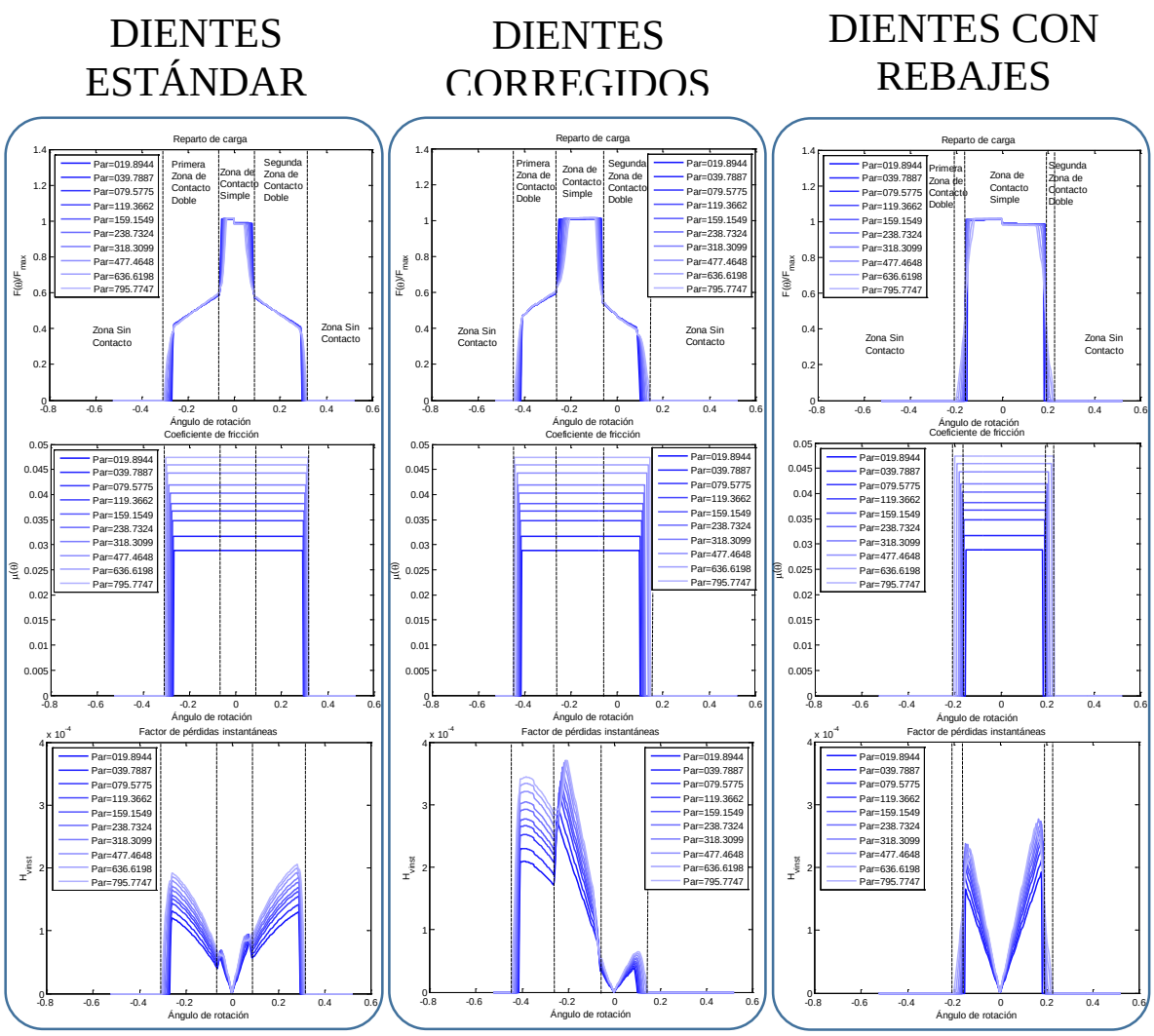


Figura 5 Reparto de carga, coeficiente de fricción y coeficientes de pérdidas en las condiciones de operación analizadas para la transmisión standard, con corrección de perfil y con rebaje en la punta del diente.

En el caso de engranajes estándar, el primer efecto que se observa a partir del aumento del par, es efectivamente, que la relación de contacto aumenta y por tanto la región de contacto simple del reparto de carga se hace más corta, aumentando la región de contacto doble. Este hecho provoca un contacto más largo debido principalmente al efecto de la fuerza de contacto en los dientes adyacentes, traduciéndose en que el coeficiente de fricción, además de ser mayor en magnitud, también lo es en longitud. También se observa que el aumento de la longitud del contacto no es totalmente simétrico, es decir, que al principio del contacto la longitud de contacto crece más que al final. Esto sucede principalmente porque la relación de transmisión es distinta de la unidad (en esta caso 2), en cuyo caso el aumento de la relación de contacto hubiera sido totalmente simétrica. El efecto del par en los dos parámetros de los que depende la eficiencia, tiene un efecto directo en las pérdidas por ciclo. Se observa que cuanto mayor es el par, mayores son las pérdidas, especialmente en las zonas de contacto doble. Esto sucede porque la velocidad de deslizamiento en los extremos del contacto es máxima.

Cuando existe corrección, se puede observar en el reparto de carga que en la primera región de contacto doble, el engranaje transmite mayor carga que en la segunda zona de contacto doble. Por otro lado, el “escalón” observado en la zona de contacto simple, el cual es debido a la consideración de las fuerzas de rozamiento en el equilibrio cuasi-estático, en este caso de corrección no existe. La razón para que exista “escalón” es que el contacto simple se produce antes del punto primitivo, que es donde se produce el cambio brusco de dirección de la fuerza de rozamiento. En cuanto al efecto del par en este tipo de transmisiones, se puede observar que la relación de contacto aumenta, haciendo que la región de contacto simple del reparto de carga se haga más corta y aumentando la región de contacto doble, al igual que sucedía en el caso sin corrección. Sin embargo, se puede observar que la zona final del contacto está más influenciada que la zona inicial por este hecho, es decir, que la

longitud de contacto aumenta más en la primera que en la segunda zona de contacto doble. Este hecho se produce porque un diente soporta más carga que el otro en el contacto doble. Como el modelo tiene en cuenta el efecto del contacto de dientes adyacentes, el efecto que el diente más cargado tiene en la deformación del menos cargado es mayor que a la inversa. Por esta razón, es lógico que el diente menos cargado esté más tiempo en contacto que el más cargado. Todo lo expuesto tiene un efecto directo en las pérdidas por ciclo. Se observa que debido a la corrección, las pérdidas en la segunda zona de contacto doble son pequeñas porque coinciden con la región del punto primitivo (velocidad de deslizamiento mínima). Sin embargo, por esta misma razón las pérdidas derivadas del contacto simple se han visto incrementadas dado que se han alejado de la región del punto primitivo. Además, también se produce un aumento de las pérdidas en la primera zona de contacto doble porque la carga soportada es mayor y la velocidad de deslizamiento en esa región es máxima. Debido a este aumento de las pérdidas en la zona de contacto simple y en la primera zona de contacto doble, se produce un aumento de las pérdidas globales de la trasmisión con corrección de perfil con respecto a la que no tenía corrección.

Para el caso con rebajes en la punta del diente, se puede observar que el "escalón" en el reparto de carga sigue existiendo, debido a que el coeficiente de fricción de Niemann no es nulo en la región del punto primitivo y existe un cambio de dirección de la velocidad de deslizamiento. Además, se aprecia que la relación de contacto es menor que en el caso sin rebaje en ambas zonas de contacto doble porque se han introducido los rebajes en ambas ruedas. Esto se traduce en una reducción de la longitud de contacto tanto al inicio como al final del contacto, resultando en algunos casos de par que no hay zona de contacto doble (relación de contacto menor que uno). Esta reducción de la longitud de contacto en las zonas de contacto doble produce un aumento de la de contacto simple, por lo que las pérdidas en región se ven incrementadas notoriamente respecto del caso sin rebaje. Con respecto del par, su aumento provoca un incremento del valor del coeficiente de fricción y de la longitud de contacto, que se traduce en una disminución en la eficiencia.

5. Conclusiones

En este estudio se ha realizado un análisis de la eficiencia para engranajes rectos corregidos partiendo de los modelos avanzados de contacto y de cálculo de la eficiencia desarrollados por los autores [3, 5, 6]. Concretamente, en transmisiones de engranajes rectos estándar, con correcciones de perfil y con rebajes en la punta de los dientes. Para el cálculo de la eficiencia se ha tenido en cuenta el efecto de la fricción por deslizamiento, por ser la fuente de mayores pérdidas energéticas en las condiciones de operación de estudio. La fricción se ha implementado a partir de un modelo de Coulomb, utilizando la formulación de Niemann para el coeficiente de rozamiento. A partir de la consideración del este modelo para el cálculo de los esfuerzos de fricción, la eficiencia depende de tres factores, reparto de carga, velocidad de deslizamiento y coeficiente de fricción. En este estudio se ha prestado especial atención a los efectos que las correcciones y modificaciones de perfil producen en el reparto de carga, y la influencia de éste en la eficiencia.

A partir de los resultados obtenidos, se puede concluir que la consideración de modelos de contacto que tengan en cuenta las deformaciones de los dientes adyacentes es decisiva para determinar la eficiencia. Este tipo de modelos tienen en cuenta los efectos producidos por el aumento de par en operación, que es decisivo a la hora de definir el reparto de carga de la transmisión y por tanto afecta directamente a las pérdidas del sistema. En el caso de dientes estándar, se ha analizado por qué la eficiencia disminuye con el aumento de par. Se ha concluido que con el aumento del par, la longitud de contacto aumenta así como la magnitud del coeficiente de fricción, por lo que las pérdidas aumentan. Para el caso con corrección, se observa un comportamiento similar al de dientes normalizados con el aumento del par, pero con valores de eficiencia menores. La corrección produce un cambio en la localización y longitud del segmento de contacto además de provocar cambios en las zonas de contacto doble del reparto de carga. Esto se traduce en que las pérdidas en la primera zona de contacto doble y la zona de contacto simple aumenten y produzcan un descenso de la eficiencia respecto del caso sin corrección. En el caso con rebajes en los dientes se observa que la inclusión del rebaje produce que la longitud de contacto sea menor. En este caso de estudio se han incluido rebajes en ambas ruedas, por lo que se reducen ambas zonas de contacto doble. La disminución de la región de contacto está generalmente asociada a un aumento de la eficiencia, aunque este efecto se ve parcialmente paliado por el aumento del par.

Agradecimientos: Este trabajo ha sido desarrollado en el marco del proyecto DPI2013-44860 financiado por el Ministerio Español de Economía y Competitividad. Los autores también desean mostrar su agradecimiento a la Acción COST TU 1105 por facilitar el intercambio de investigadores.

Referencias

[1] Anderson NE, Loewenthal SH. Effect of geometry and operating conditions on spur gear system power loss. J Mech Des Trans ASME. 1981;103(4):151-9.

[2] Baglioni S, Cianetti F, Landi L. Influence of the addendum modification on spur gear efficiency. Mechanism and Machine Theory. 2012;49:216-33.

[3] Diez-Ibarbia A, Fernández del Rincón A, Iglesias M, Viadero F. Efficiency analysis of shifted spur gears. Proceedings of the second conference MeTrApp; Bilbao. ; 2013.

[4] Diez-Ibarbia A, Del Rincon AF, Iglesias M, De-Juan A, Garcia P, Viadero F. Efficiency analysis of spur gears with a shifting profile. Meccanica. 2015.

[5] Fernandez del Rincon A, Viadero F, Iglesias M, de-Juan A, García P, Sancibrian R. Effect of cracks and pitting defects on gear meshing. Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science 226. 2012(11):2805-15.

[6] Fernandez Del Rincon A, Viadero F, Iglesias M, García P, De-Juan A, Sancibrian R. A model for the study of meshing stiffness in spur gear transmissions. Mechanism and Machine Theory. 2013;61:30-58.

[7] Höhn B-. Improvements on noise reduction and efficiency of gears. Meccanica. 2010;45(3):425-37.

[8] Michaelis K, Höhn B-, Hinterstoißer M. Influence factors on gearbox power loss. Ind Lubr Tribol. 2011;63(1):46-55.

[9] Ohlendorf H. Verlustleistung und erwärmung von stirnrädern.[dissertation]. TU München,; 1958.

[10] Sánchez MB. Modelo de cálculo resistente de engranajes cilíndricos de alto grado de recubrimiento [dissertation]. ; UNED, 2013.

[11] Xu H. Development of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs [dissertation]. The Ohio State University; 2005.

[12] Yada T. Review of gear efficiency equation and force treatment. JSME Int J Ser C Dyn Control Rob Des Manuf. 1997;40(1):1-8.

Estudio de los parámetros mecánicos de un sistema de elevación antibalanceo en reeving de ocho cables

A. Ariza Escudero[1], H. Rubio Alonso[1], E. Soriano Heras[1], J. C. García Prada[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. e-mail de contacto: hrubio@ing.uc3m.es

En este artículo se aborda el modelado, simulación y análisis del comportamiento de un sistema de elevación con configuración en reeving y de un sistema para producir giro en la carga en torno al eje vertical (skew), válidos para su utilización en grúa, como pueden ser las grúas de patio portuarias. El análisis se realizará mediante simulaciones de modelos 2D y 3D que reportarán una serie de resultados (movimientos de la carga, tensiones en los cables, etc.) cuyo estudio facilitará la toma de decisiones en nuevos diseños de grúas con cables en reeving y sistema de skew. Como metodología de análisis se parte de un modelo del sistema de elevación en 2D, sobre el que se realizarán una serie de simulaciones, con distintos casos de distribución de la carga y alturas de suspensión de la misma. Los resultados del modelo 2D (giros y desplazamientos de la carga, tensiones de los cables, ...) servirán de datos aplicables a un modelo 3D. Posteriormente, se diseña el citado modelo 3D, sobre el que se desarrollarán un conjunto de simulaciones para distintos casos de distribución de carga y parámetros de amarre de los cables al carro y al cambio rápido. También se simulará en el modelo 3D el sistema de skew de la carga suspendida y se verá qué valores geométricos son necesarios para obtener un determinado giro, calculando las tensiones, desplazamientos, etc. del sistema en estas condiciones. Finalmente, se analizará el efecto de introducir yugos en algunos amarres de los cables al cambio rápido del modelo 3D para regular el desequilibrio en las tensiones presentes en los mismos y, de esta forma, evaluar la conveniencia de la implantación de estos elementos.

1. Introducción

Uno de los principales problemas que muestran los sistemas de elevación y transporte de carga con cables, presentes en multitud de aparatos como las grúas portuarias, es el balanceo de la carga suspendida a la hora de su manipulación. Para solucionar el balanceo, se dota a los citados aparatos de sistemas antibalanceo [1-2], los cuales utilizan diferentes estrategias de control [3-4]. Estos sistemas se encargan de accionar ciertos actuadores que corrigen los movimientos y giros no deseados de la carga suspendida, siendo relativamente eficaces cuando se trata de contrarrestar el balanceo en la dirección del desplazamiento de la misma.

Sin embargo, en el proceso de transporte, también aparecen otra serie de giros y movimientos laterales poco predecibles y difíciles de contrarrestar [5]. Es por ello que ciertas compañías optan por implementar en sus dispositivos sistemas de cables que den una mayor rigidez al conjunto, evitando, en la manera de lo posible, los distintos movimientos y giros de la carga. Este es el caso del sistema de cables en reeving que aquí se presenta (ver Figura 1). Además, esta opción en reeving [6], simplifica sobremanera el sistema de elevación de la grúa pues, en comparación con otros, reduce el número de elementos mecánicos necesarios (poleas, tambores, etc.) lo que hace que el peso del aparato y sus costes de mantenimiento sean menores.

Aunque existe cierta información sobre este tipo de sistemas, su diseño y estrategias de control [1-8] suelen referirse a sistemas particulares con soluciones propias. Esto se debe, en gran parte, a que las compañías que los utilizan prefieren no hacer público su "know-how". Es por ello que se propuso realizar un estudio de un sistema en reeving de ocho cables y giro en skew [8] para obtener una serie de consideraciones de diseño que ayuden a al manipulación de carga sin movimientos no deseados.

El presente trabajo tiene como objetivo principal el modelado, simulación y análisis del comportamiento estático y dinámico de un sistema de elevación de carga, con disposición en reeving, que suele utilizarse en grúas portuarias. En el artículo se desarrollará una metodología propia para el análisis de sistemas de elevación con cables, fácilmente extrapolable a futuros trabajos de este tipo. Se comenzará explicando el sistema de cables en reeving (ver Figura 1). Se planteará un modelo de un sistema de elevación en reeving simplificado que consiste en un modelo de carga suspendida de cables en 2D. Este modelo 2D se simulará y analizará en diferentes condiciones operativas, seleccionando los valores de ciertos parámetros fundamentales para usar en modelos más avanzados.

Los resultados del modelo 2D especificarán los valores de determinados parámetros críticos que serán introducidos a un modelo 3D de un sistema de elevación en reeving y giro en skew. Este modelo 3D se analizará en diferentes condiciones operativas y con variaciones de diseño: distintos parámetros de amarre de los cables, con inducción de skew en la carga y con incorporación de yugo en el sistema. Del análisis de estos resultados se obtienen conclusiones técnicas sobre la rigidez del sistema, el equilibrio tensional y dimensionamiento de los cables, la conveniencia del uso de yugos o la determinación de valores de los parámetros de amarre de los cables.



Figura 1: Sistema de elevación en reeving de ocho cables [9].

2. Metodología

En la Figura 2 se muestra un diagrama de flujo que esquematiza la metodología que se seguirá para llevar a cabo este estudio. Se hará uso de los programas de simulación dinámica: Working Model 2D y Working Model 3D. Comenzaremos creando un modelo en 2D, con el cual se realizarán una serie de simulaciones al objeto de comprender en primera instancia el comportamiento del sistema (giros, movimientos, fuerzas en los cables, etc.). Se utilizarán distintas configuraciones en la carga, alturas de suspensión y valores del parámetro de cruzamiento (parámetro *c*, ver Figura 3-a) que nos marca la posición de amarre de los cables al cambio rápido. Siempre se parte del reposo, aplicándole a continuación al carro una aceleración típica en este tipo de aparatos y que va a ser constante durante todo el tiempo de simulación.

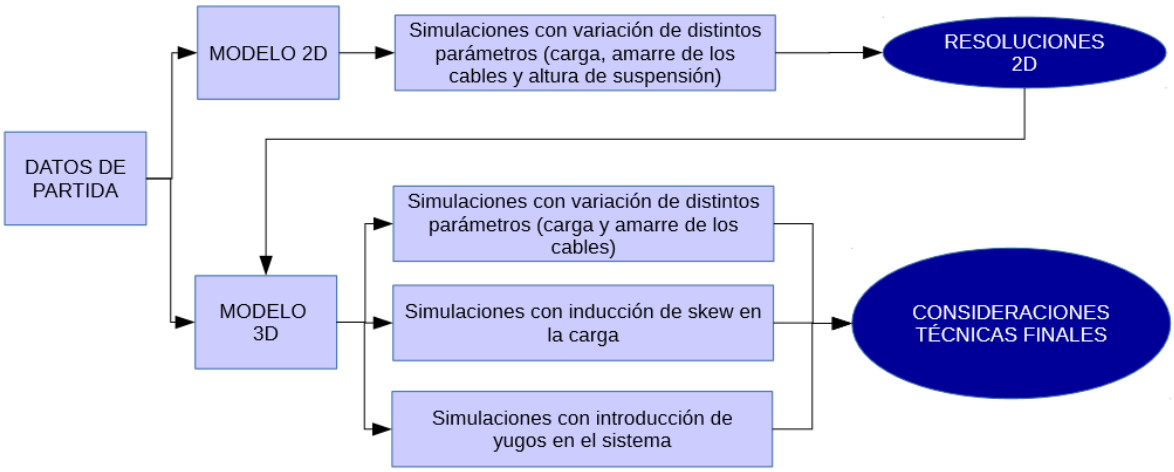


Figura 2: Diagrama de flujo del estudio sobre el sistema en reeving de ocho cables.

Una vez analizados los resultados obtenidos en las simulaciones en 2D, se procederá a confeccionar un modelo en 3D, con el que se llevarán a cabo una serie de simulaciones, utilizando una altura constante de suspensión pero variando la disposición de la carga y ciertos parámetros de amarre de los cables al cambio rápido (parámetros d_x, d_y y d_A, ver Figura 6-b). Además, se añadirán dos nuevos elementos al modelo 3D: el skew y el yugo (accesorio usado para equilibrar las tensiones en los cables del conjunto elevador). Por último, se analizarán los resultados obtenidos y se extraerán una serie de conclusiones finales.

3. Elementos comunes a los modelos 2D y 3D

Tanto en el modelo 2D como en el 3D, estarán presentes cuatro elementos másicos: el carro (componente del sistema que se encarga del movimiento transversal de la carga), el cambio rápido (elemento utilizado en algunos modelos de grúas que se encuentra alojado entre el spreader y el aparejo de elevación, siendo su función la de facilitar el remplazo del spreader para que sea lo más rápido y eficaz posible), el spreader (elemento al cual se amarra el contenedor para ser transportado) y el contenedor (componente en cuyo interior se aloja la carga a transportar). Las masas utilizadas para estos elementos se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Masa de los elementos que conforman los modelos.

Elemento	*Masa*	*Elemento*	*Masa*
Carro	30 t	Base del contenedor	1,6 t
Cambio rápido	4 t	Contenedor completo en vacío	2 t
Spreader	7 t	Contenedor completo con carga nominal	42 t

Los elementos de soporte serán los cables (considerados sin masa en los modelos), con un comportamiento similar al de un resorte, de constante elástica *k*, que será calculada según la ecuación (1), donde E_a es el módulo de elasticidad del cable, S_{nom} es la sección nominal del cable, C_{eff} el coeficiente de área efectiva y L_0 es la longitud natural del cable. Se utilizarán valores típicos de estos parámetros para cables empleados en grúas portuarias [10], los cuales se muestran en la Tabla 2.

$$k = \frac{E_a \cdot S_{nom} \cdot C_{eff}}{L_0} \tag{1}$$

Tabla 2: Parámetros de los cables utilizados en los modelos.

Parámetro	*Notación*	*Unidades*	*Valor dimensional*
Diámetro del cable	D_r	mm	30
Módulo de Young	E_a	kg/mm^2	10150
Coeficiente de área efectiva	C_{eff}	-	0.66

4. Modelo 2D

Se conforma un modelo en 2D (con Working Model 2D) como el que se muestra en la Figura 3-a, en el cual, partiendo del reposo, se aplicará una aceleración constante al carro, en sentido positivo del eje *x* y de valor 0,2 m/s^2. Se simulará el modelo durante un tiempo de operación de 8 segundos.

En el modelo 2D se utilizan 4 cables y la mitad de la masa de todos los elementos. Además, nos vemos obligados a hacer una aproximación para los cables que caen verticales, ya que no se encuentran dentro del plano de simulación. Después de hacer los cálculos pertinentes, se simulan los cables verticales como resortes con la misma contante elástica que los cables oblicuos. El error que cometemos en las fuerzas obtenidas en los citados cables, para alturas de suspensión bajas (en torno a 5 m) es del 25%, un valor bastante alto. Sin embargo, para alturas de suspensión típicas (entre 11 y 14 m) el error es del 3,5%, algo que se puede considerar asumible.

En la Figura 3-a se representa el modelo 2D del sistema de elevación donde se observa que el contenedor se forma del elemento "Base del contenedor" y "elementos Ci" que nos servirán para utilizar distintas alturas del centro de masas (CM) del contenedor (según el eje *y*) así como para poder descentrar la masa en el eje *x*.

En las simulaciones utilizaremos el contenedor en dos estados: vacío o con carga nominal. Cuando tengamos el contenedor con carga nominal, haremos uso de 2 alturas diferentes del centro de masa, utilizando además carga centrada o descentrada en el eje *x* un valor de un 10% del ancho del contenedor.

Tendremos entonces un caso con contenedor vacío (caso 1) y otros 6 casos con carga nominal (casos del 2 al 7) según esté situado el CM del contenedor (dichas posiciones del CM aparecen representadas en la Figura 3-b).

Además, al modelo 2D del sistema de elevación, se le variarán 2 parámetros adicionales:

- Altura de suspensión *h*: se usarán los siguientes valores: 5000, 8000, 11000, 14000, 17000 y 20000 mm.

- Cruzamiento *c*: se utilizarán valores positivos y negativos de este parámetro (ver Figura 3-a) comprendidos en el intervalo entre -600 mm y 600 mm con diferencia de 100 mm entre los mismos.

Analizando los resultados de desplazamientos, giros o aceleraciones, se observó que el movimiento de la carga se compone básicamente de dos armónicos. Si obtenemos el espectro de frecuencia de la aceleración en dirección *x* y de la aceleración angular (ver Figura 4, para el caso 2 de distribución de la carga, *c* = 200 mm y *h* = 8000 mm), se puede afirmar que el movimiento contiene un armónico principal, correspondiente al balanceo principal de la carga (afecta sobre todo a su desplazamiento en *x* y al giro de la misma) y un armónico secundario correspondiente a un movimiento de cabeceo de la misma (afecta sobre todo al giro).

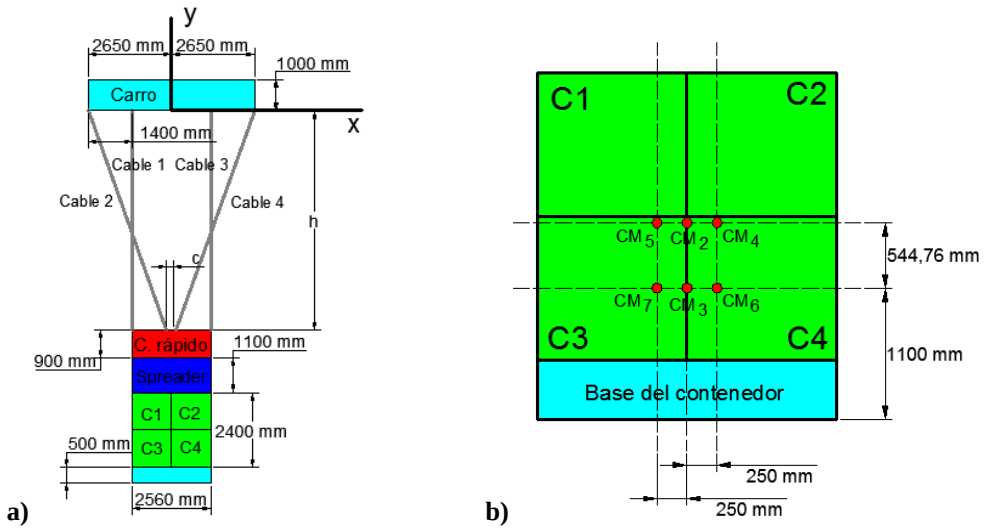


Figura 3: a) Modelo 2D del sistema de elevación. **b)** Posición del CM del contenedor en los casos en los que trabajaremos con carga nominal (casos del 2 al 7).

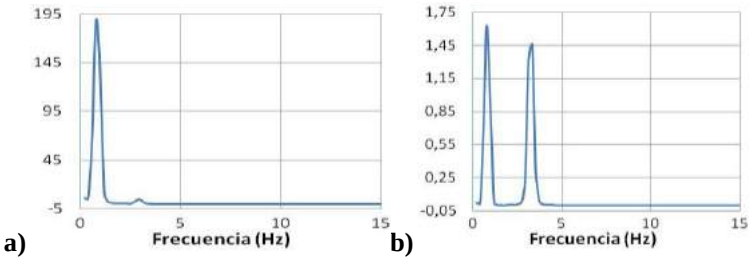


Figura 4: a) Espectro de frecuencia de la componente *x* de la aceleración del CM de la carga suspendida. **b)** Espectro de frecuencia de la aceleración angular de la carga suspendida.

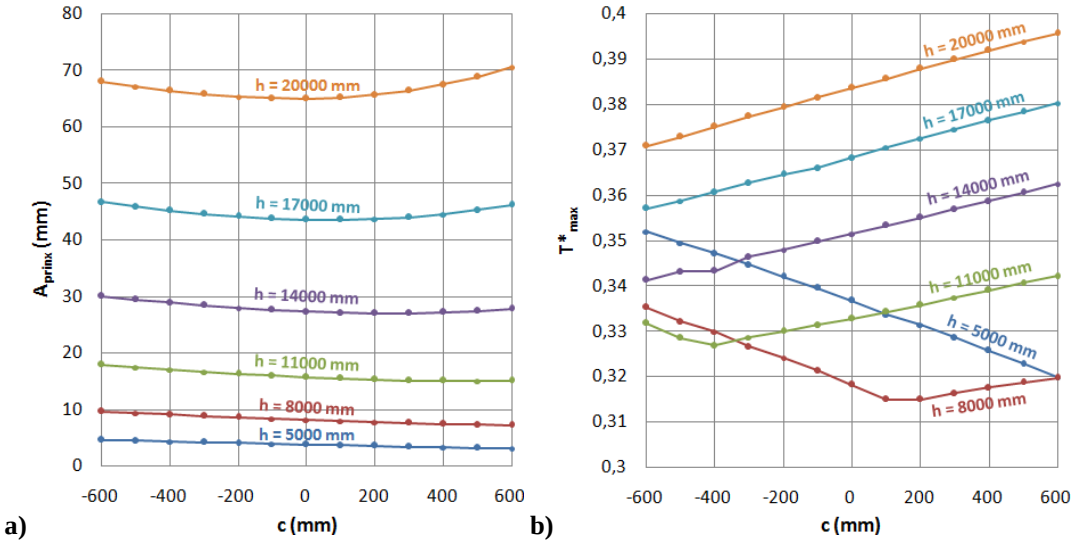


Figura 5: a) Evolución de la amplitud del armónico principal referido a la posición relativa en *x* (A_{pirnx}) en función de *c* y *h*, para el caso 2. **b)** Evolución de la tensión adimensional máxima (tensión máxima dividido por peso de la carga suspendida, T^*_{max}) alcanzada en los cables en función de *c* y *h*, para el caso 2.

Una vez visto todo lo anterior, se realizan una serie de gráficas de evolución de la amplitud de los armónicos, periodos, fuerza máxima y mínima en los cables, etc., en función de *h* y *c*. Para ello se cuenta con la ayuda del programa de análisis de señales Sigview. A modo de ejemplo se muestra la Figura 5 en la que se pueden obervar dos de las gráficas referentes al caso 2 de distribución de la carga. En la Figura 5-a, la posición relativa en *x* es la posición en *x* del centro geométrico del carro menos la posición en *x* del CM de la carga. En la Figura 5-b, se aprecia la evolución de la tensión adimensional máxima.

A continuación se exponen los puntos más importante a resaltar de las simulaciones de los modelos 2D:

- El movimiento de la carga suspendida se compone principalmente de dos armónicos, uno correspondiente al balanceo principal de la carga y otro al cabeceo de la misma.
- El sistema posee una elevada rigidez. Prueba de ello son las bajas amplitudes y periodos obtenidos en las simulaciones. Por ejemplo, para una altura de suspensión de 20 m y carga nominal, se obtienen amplitudes del desplazamiento relativo en *x* en torno a 70 mm.
- El movimiento de la carga suspendida no se ve prácticamente afectado al realizar un descentramiento en la misma. Pero, en este caso, lo que sí cambia sensiblemente son las tensiones en los cables.
- Se toma como valor de cruzamiento de referencia, c = 250 mm, el cual se utilizará en las simulaciones de los modelos 3D. Dicho valor proporciona un comportamiento conveniente respecto al desplazamiento en *x* de la carga, sacrificando en cierta medida el comportamiento respecto al giro.
- Los cables trabajan con bastante desequilibrio tensional, sobre todo si la carga está descentrada en el sentido positivo del eje *x*. La tensión máxima de los cables que menos trabajan, respecto a la tensión máxima del sistema, es entre 1,3 y 2,5 veces menor, dependiendo de las condiciones de contorno de la simulación. La máxima tensión obtenida para el cruzamiento c = 250 mm ronda los 112 kN, mucho menor que la tensión mínima a rotura del tipo de cable utilizado en estos aparatos (próxima a 802 kN).

5. Modelo 3D

Inicialmente se conforma un modelo como el que aparece en las Figura 6-a, homólogo al creado para las simulaciones en 2D. En dicho modelo, se utilizará siempre una altura de suspensión constante, de valor 14 m y el contenedor cargado con carga nominal. Además, la altura del centro de masas del contenedor con respecto al suelo del mismo será siempre la misma, con un valor igual al de los casos 2, 4 y 5 de distribución de la carga del modelo 2D. Se partirá desde el reposo, aplicando a continuación aceleración en el sentido positivo del eje *x* o en el sentido positivo del eje *y*, con un valor de 0,2 m/s^2.

En la Figura 6-a se observan una serie de componentes en amarillo y rosa que forman parte del contenedor y están concebidos para poder descentrar la carga en el sentido positivo de los ejes *x* e *y*. Descentraremos la carga en dirección *x* un 10% del largo del contenedor y en dirección *y* otro 10% del ancho del mismo. En total, considerando carga centrada y todas las posibilidades de carga descentrada, se obtienen 8 casos de distribución de carga para las simulaciones en 3D.

En las simulaciones del modelo 3D tendremos movimientos y giros más complejos que en el modelo 2D, debido a los descentramientos en la carga y a que los amarres de los cables al carro no son totalmente simétricos respecto al plano $x = 0$ (como se observa en la Figura 6-b), a causa del diseño y la colocación de las distintas poleas del sistema. Por tanto, en la simulación 3D no se extraerán los armónicos de los movimientos, sino que se observará, de forma general, cómo evolucionan dichos movimientos o cómo cambian las fuerzas que soportan los cables al variar ciertos parámetros o al introducir diferentes elementos suplementarios en el sistema.

Primeramente, se realizan un conjunto de simulaciones en las que se va dando valores a los tres parámetros de amarre de los cables al carro y al cambio rápido, los cuales denominaremos d_x, d_y y d_A. Dichos parámetros, junto con las cotas del resto de amarres de los cables al carro y al cambio rápido, se pueden observar en la Figura 6-b (además, aparece un nuevo parámetro, denotado como δ, que de momento no intervendrá en las simulaciones, por lo que su valor será nulo). En la Figura 6-b, los anclajes al carro se representa en color azul y la letra "c" y los anclajes al cambio rápido en rojo y letra "s". Los números indican la numeración dada a los distintos cables. Así, por ejemplo, el cable número 1 va desde su anclaje al carro (1c) a su anclaje al cambio rápido (1s).

Los valores que tomarán los parámetros d_x, d_y y d_A, en esta primera parte de simulaciones 3D, serán: d_x = 0, 100, 200 y 300 mm; d_y = 50, 105 y 150 mm; y d_A = 745, 1045 y 1195 mm.

El segundo grupo de simulaciones servirá para comprobar la funcionalidad de una idea primaria para hacer skew en la carga suspendida, la cual se basa en el desplazamiento de una serie de poleas del carro (ver Figura 6-b, donde δ es el desplazamiento que se realiza a dichas poleas). El giro generado en la carga es de sentido horario. Para este conjunto de simulaciones, fijaremos el valor de los parámetros d_x, d_y y d_A, que en este caso serán igual a 0 mm, 105 mm y 1195 mm respectivamente.

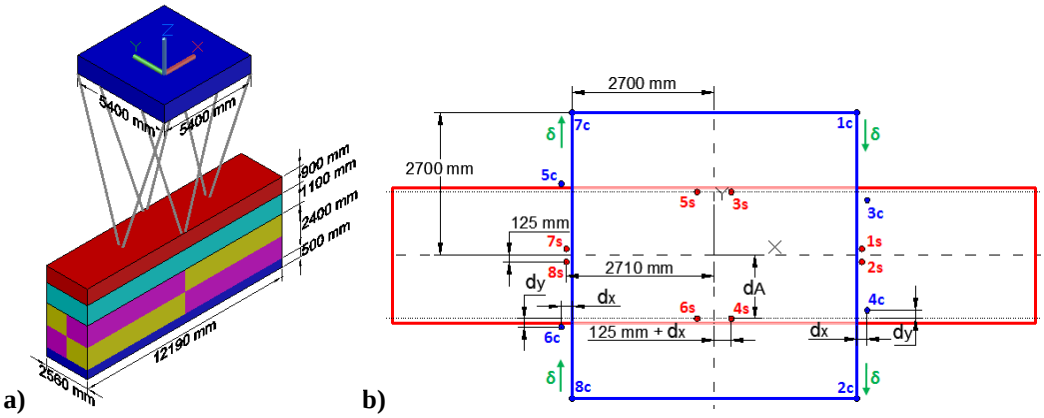


Figura 6: a) Modelo 3D inicial del sistema de elevación. **b)** Vista en planta del sistema que facilita visualizar anclajes de los cables y parámetros d_x, d_y y d_A y desplazamiento δ (para realizar skew en la carga suspendida).

El giro máximo en skew que necesitamos en la carga estaría en torno a 3 grados en régimen estático. Por ello se comienza haciendo simulaciones en estático, para distintos valores de δ, desde una situación de carga centrada hasta alcanzar el citados valor de 3 grados. A continuación, hallado el valor para δ, aplicaremos aceleración al sistema y veremos cómo se comporta el mismo con skew en la carga.

Por último, debido a que previsiblemente se obtendrán tensiones descompensadas en los cables, realizaremos otra serie de simulaciones 3D. En este caso, se introducirá un par de yugos en el sistema para equilibrar dichas tensiones, en la medida de lo posible. El yugo introducido tendrá forma de triángulo equilátero, de lado 200 mm y espesor de 40 mm. Dicho yugo se anclará al cambio rápido (pudiendo girar con respecto a él) y a las parejas de cables 3-5 y 6-4, de la forma que aparece en la Figura 7-a.

Para mantener la misma altura de anclaje de todos los cables al cambio rápido, se añadirá un componente al sistema para la pareja de cables 7-8 y 1-2 que llamaremos suplemento de yugo, con forma prismática de cara 200x173,21 mm y espesor de 40 mm. Dicho componente estará anclado de forma fija al cambio rápido.

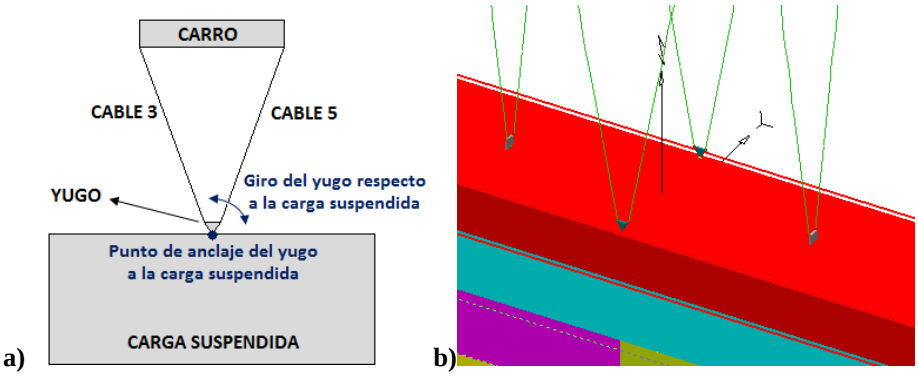


Figura 7: a) Introducción del yugo dentro del modelo. **b)** Vista general de los yugos y suplementos de yugo dentro del modelo 3D en Working Model 3D

Analizados los resultados de las simulaciones del modelo 3D, se exponen las siguientes resoluciones:

- Validar el modelo 2D: hemos comprobado que las hipótesis realizadas para el modelo 2D son válidas, pues con iguales condiciones de simulación, los resultados de movimientos y tensiones del modelo 2D son prácticamente iguales a los obtenidos del modelo 3D.

- Valor de los parámetros d_x, d_y y d_A: vistos los resultados de las simulaciones, se relatan los valores que, a nuestro juicio,consideramos deberían tomar dichos parámetros:
    - Valor alto para el parámetro d_x: supone una cierta mejoría en algunas variables del movimiento, sobre todo en el desplazamiento de la carga en el eje *x*.
    - Valor mínimo para el parámetro d_y: el efecto de variar dicho parámetro se nota sobre todo con carga centrada. En esta situación, para evitar movimientos residuales, es conveniente que d_y sea lo más pequeño posible.
    - Valor relativamente alto, pero no excesivo, del parámetro d_A: utilizar un valor grande del parámetro d_A supone mejoras en el comportamiento de ciertas variables de movimiento. Sin embargo, si empleamos un valor muy elevado, el comportamiento de la carga suspendida se vería afectado de forma negativa, principalmente cuando aplicamos aceleración en la dirección del carro pues el desplazamiento en *x* incrementaría su valor considerablemente.
- Existencia de algún cable que, en ciertos periodos, deja de trabajar (sin skew en la carga suspendida): en ciertos casos de distribución de la carga, al aplicar aceleración al carro en dirección *y*, el cable 8 deja de trabajar durante ciertos periodos de tiempo (por ejemplo, ver Figura 8).

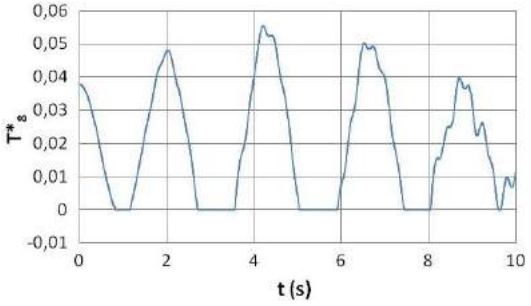


Figura 8: Evolución temporal de la tensión adimensional del cable 8, para el caso 6 (carga descentrada en el caso +*x*+*y*), aceleración en la dirección del carro y valores d_x = 0 mm, d_y = 210 mm, d_A = 1195 mm y δ = 0 mm. (T^*_8 esla tensión adimensional del cable 8, la tensión del cable dividido por peso de la carga suspendida).

- $\delta \approx 25$ mm para giro en skew de la carga suspendida en torno a 3 grados en régimen estático.
- Mayor riesgo de trabajo excesivo o de no trabajo de ciertos cables si la grúa trabaja con skew en la carga suspendida: al realizar skew en la carga, hay cables que aumentan su tensión y cables que la disminuyen (ver Figura 9). Esto hace que exista un mayor riesgo de aparición de cables que no trabajen o que trabajen demasiado.
- La introducción de yugos regula las tensiones en los cables, disminuyendo el riesgo de que haya cables que no trabajen o con tensiones excesivas. Sin embargo, cuando los yugos están presentes en el sistema, éste se vuelve menos rígido, aumentando de forma general las amplitudes de giros y desplazamiento en la carga suspendida. Por ello, creemos que la introducción de yugos en el sistema es contraproducente, no conlleva ventajas suficientemente contundentes como para incluirlos dentro del diseño del aparato.

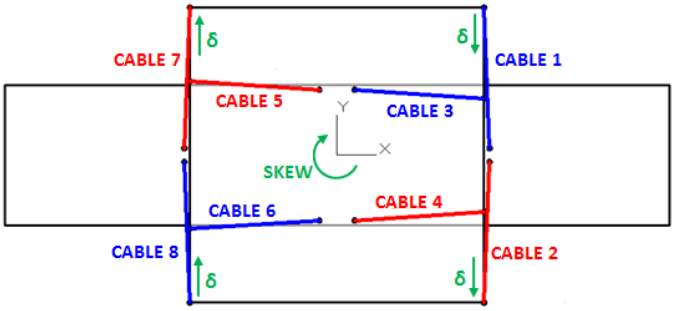


Figura 9: Vista en planta del sistema de elevación, con los cables que aumentan su tensión (en rojo, cables 2, 4, 5 y 7) y con los que disminuyen su tensión (en azul, cables 1, 3, 6 y 8) al realizar skew en la carga suspendida.

6. Conclusiones

En este artículo se analiza el comportamiento de un sistema de elevación en reeving de 8 cables y del sistema de skew, a partir de modelos 2D y 3D. Para ello,se ha desarrollado una metodología propia que efectúa el análisis de sistemas de elevación con cables, fácilmente extrapolable a futuros estudios de este tipo:

- Se han propuesto modelos 2D del sistema de elevación en reeving, siendo analizados en diferentes condiciones operativas. Estó permitió seleccionar parámetros fundamentales para usar en modelos 3D.
- Se han propuesto modelos 3D del sistema de elevación en reeving, el cual fue analizado en diferentes condiciones operativas, inducciendo además skew en la carga e introducciendo yugos en el mismo.

Atendiendo a los resultados obtenidos a nivel técnico, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Los sistemas de este tipo presentan una elevada rigidez.
- La metodología propuesta permite fijar los valores de algunos parámetros de amarre de los cables.
- Los cables están sobradamente dimensionados y trabajan con desequilibrio tensional.
- Parámetro de skew $\delta \approx 25$ mm para un giro en la carga en torno a 3 grados en el eje vertical en régimen estático.
- Se detecta un mayor riesgo de no trabajo o de trabajo excesivo en los cables si el sistema de elevación opera con skew en la carga suspendida.
- Es preferible prescindir del uso de yugos en sistemas de este tipo.

Estas conclusiones pueden servir como base de toma de decisiones para la realización de nuevos diseños de sistemas de elevación con cables en reeving y sistema de skew.

Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo brindado por el Gobierno español para la financiación de este trabajo a través del proyecto MAQ-STATUS DPI2015-69325-C2-1-R.

7. Referencias

[1] N. Zrnić, K. Hoffmann. Development of design of ship-to-shore container cranes: 1959-2004. International Sysposium on History of Machines and Mechanisms. Proceedings HMM2004. Kluwer Academic Publishers, (2004), 229-242.

[2] N. Zrnić, Z. Petković and S. Bošnjak. Automation of Ship-To-Shore Container Cranes: A Review of State-of-the-Art. FME Transactions, Vol. 33, N. 3, (2005), 111-121.

[3] Y.-S. Kim, K.-S. Hong and S.-K. Sul. Anti-Sway Control of Container Cranes: Inclinometer, Observer, and State Feedback. International Journal of Control, Automation, and Systems. Vol. 2, N. 4, (2004), 435-449.

[4] G. Dissanayake, G. Fang. Minimum-time trajectories for reducing load sway in Quay-cranes. Engineering Optimization. (2001) Vol. 33:5, 643-662.

[5] N. Miyata, T. Ukita, M. Nishioka, T. Monzen and T. Toyohara. Development of Feedforward Anti-Sway Control for Highly efficient and Safety Crane Operation. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review, Vol. 38, No. 2, (Jun. 2001), 73-77.

[6] D.-H. Kim, J.-W. Lee, K.-T. Park and J.-H. Oh. Closed-form kinematic solution of a non-parallel cable reeving crane system. Proc. Instn Mech. Engrs, Vol. 217, Part C: J. Mechanical Engineering Science. (2003), 257-269.

[7] E. Kreuzer and C. Radisch. Active damping of rotational load oscillations at container cranes by individual rope length actuation. Proc. Appl. Math. Mech., 13, Section 20: Dynamics and control, (2013), 461-462.

[8] Q. H. Ngo and K.-S. Hong. Skew control of a quay container crane. Journal of Mechanical Science and Technology, 23 (2009), 3332-3339.

[9] Liebherr. Technical Description Rail Mounted Gantry Cranes. Ireland, (2014).

[10] Casar. Special wire ropes. Germany, (2013).

Estudio mecánico de un Generador Eólico de Eje Vertical basado en análisis dimensional

F. Guerrero-Villar[1], E. Torres-Jiménez[2], R. Dorado-Vicente[3], Luka Lešnik[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. mgvillar@ujaen.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. etorres@ujaen.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Jaén. rdorado@ujaen.es*

[4]*Faculty of Mechanical Engineering.University of Maribor.Slovenia. luka.lesnik@um.si*

Actualmente, la comunidad científica cuenta con herramientas de cálculo muy valiosas y potentes como son las basadas en métodos numéricos, de tal forma que para diseñar un mecanismo accionado por el viento podría utilizarse alguna herramienta basada en CFD como por ejemplo ANSYS FLUENT. Sin embargo, no todas las incógnitas de un estudio se resuelven por esta vía, ya que en primer lugar hay que estar muy concienciados con la necesidad de validación de la metodología computacional concreta empleada a través de experimentos o cálculos teóricos; y en segundo lugar, es insustituible un conocimiento previo de la física del problema, de cuyos detalles se puede pedir cuentas a los métodos CFD, pero no a la inversa.

En el presente artículo se afronta el estudio de un mecanismo para la regulación del posicionamiento de los álabes de un generador eólico de tipo vertical, basado en la fuerza centrífuga. Es imprescindible obtener mediante experimentación la velocidad de rotación del generador, siendo un dato necesario para iniciar el estudio numérico, y cuyo valor lógicamente influye plenamente en la potencia de la turbina. Por tanto, para estudiar las mejoras obtenidas con el mecanismo propuesto, en primer lugar se debe construir y ensayar en túnel de viento un prototipo de la turbina con dicha regulación mecánica.

Otra herramienta muy útil, y tal vez más utilizada en otras áreas de la ingeniería como la mecánica de fluidos, es el ANÁLISIS DIMENSIONAL, el cual permite extrapolar los resultados obtenidos para un mecanismo concreto, obteniendo una previsión del efecto del mismo en dispositivos a mayor escala. Por tanto, mediante análisis dimensional, se puede calcular una primera aproximación de la velocidad de rotación y la potencia de turbinas un orden de magnitud superior respecto al prototipo ensayado. Datos que lógicamente facilitan el diseño mecánico de dispositivos a escala real, así como los datos de partida para posteriores estudios numéricos.

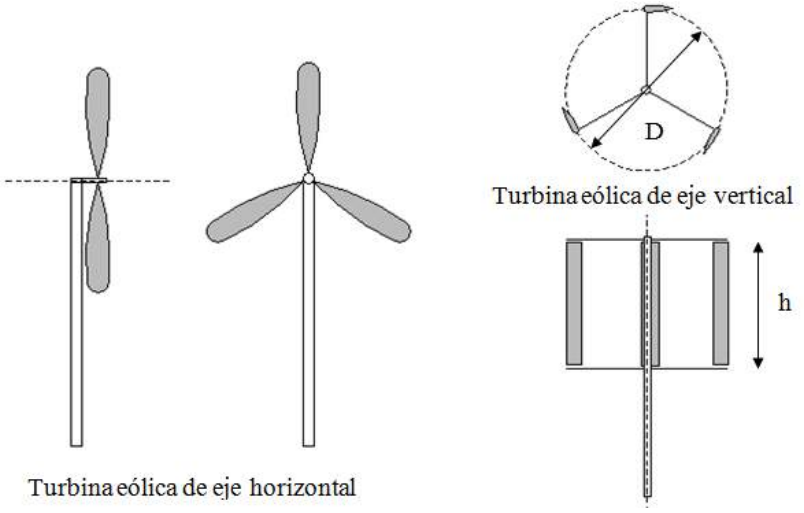
1. Introducción

Los generadores eólicos de eje vertical (ver figura 1), son objeto hoy en día de numerosas investigaciones, debido a su aplicación en emplazamientos flotantes de turbinas eólicas marinas, "floating offshore wind" [1].

La principal ventaja, tal y como menciona Paraschivoiu [2], consiste en que la maquinaria pesada del generador se situaría bajo el nivel del terreno, o en el caso de dispositivos marinos, por debajo del nivel del agua.

Los dispositivos verticales desarrollados hasta la fecha adolecen de un menor rendimiento que los de eje horizontal, de ahí que muchas de las actuales investigaciones se centran en la regulación del ángulo de los álabes en función de la posición acimutal respecto al eje vertical. La figura 3 esquematiza el ángulo de inclinación del álabe, así como otros parámetros influyentes. Firdaus et al. (2014) [3], revisa la temática en los trabajos de numerosos investigadores en el campo de las turbinas eólicas de eje vertical, de cuyos estudios (en unos casos experimentales y en otros numéricos), se concluye la influencia de la variación de la inclinación de los álabes tanto en el rendimiento como en la capacidad de autoarranque.

El presente artículo detalla el análisis dimensional de un generador eólico de eje vertical de álabes rectos (Darrieus de álabes rectos), con regulación de la posición de los álabes $\gamma(\theta)$ mediante un mecanismo centrífugo (figura 2); partiendo de los resultados experimentales de una pequeña turbina con tres álabes de perfil simétrico (NACA-0015), ensayada en un túnel de viento con sección transversal de 40 cm*40 cm.



(a) HAWT (b)VAWT

Figura 1: Clasificación de las turbinas eólicas en (a)"Turbinas de eje horizontal" (HAWT), y (b) "Turbinas de eje vertical" (VAWT)

El objetivo principal de este estudio, es estimar velocidades de giro, y potencias en dispositivos equivalentes al ensayado pero de mayor escala, en particular se han detallado los cálculos de un prototipo 4 veces superior respecto a la maqueta de cuyos datos experimentales se dispone. Un objetivo secundario sería difundir la utilidad del análisis dimensional como herramienta para el desarrollo de sistemas de regulación mecánica.

En las referencias [4,5] se aborda el estudio del análisis dimensional y su aplicación a sencillos problemas mecánicos.

2. Metodología

2.1. Descripción de la maqueta.

Se ha diseñado, construido y ensayado una maqueta de una turbina eólica de eje vertical, cuyos principales parámetros de diseño se presentan en la tabla 1.

Una de las claves de esta propuesta de generador eólico consiste en que los álabes además del giro propio de la turbina, pueden girar sobre sí mismos, y mediante una modificación de su centro de gravedad con un contrapeso adoptan una posición aerodinámica favorable. Por ello, dentro de los parámetros de diseño se incluye la situación del eje de giro del álabe (x_a) medido respecto al borde de ataque (figura 2).

También se facilita la posición del centro de gravedad modificado (x_{cg}, y_{cg}), puesto que dicha posición determinará los valores del ángulo de inclinación γ, a lo largo de la trayectoria circular del álabe, dicho ángulo denominado en la bibliografía inglesa como "pitch" se detalla en la figura 3.

Tabla 1: Parámetros de diseño de la turbina VAWT ensayada (maqueta)

Principales características de la turbina ensayada (ver figuras 1 y 2)	
Diámetro de la turbina, $\boldsymbol{D}$	0.310 m
Envergadura de los álabes, $\boldsymbol{h}$	0.270 m
Cuerda de los álabes, $\boldsymbol{c}$	0.04 m
Perfil aerodinámico del álabe, escogido según conclusiones del estudio de Roh y Kang, [6]	NACA 0015
Número de álabes, $\boldsymbol{n}$	3
Posición eje de giro del álabe respecto al borde de ataque, $\boldsymbol{x_a}$	6 mm
Coordenada horizontal del Centro de Gravedad (álabe+contrapeso) respecto al borde de ataque, $\boldsymbol{x_{cg}}$	4.924 mm
Coordenada vertical del Centro de Gravedad (álabe+contrapeso) respecto al borde de ataque, $\boldsymbol{y_{cg}}$	6.809 mm
Masa de los álabes	0.05 kg
Masa de los álabes (incluidos contrapesos), $\boldsymbol{m}$	0.10 kg
Momento inercia turbina+volante, $\boldsymbol{I}$	0.017 kg m^2

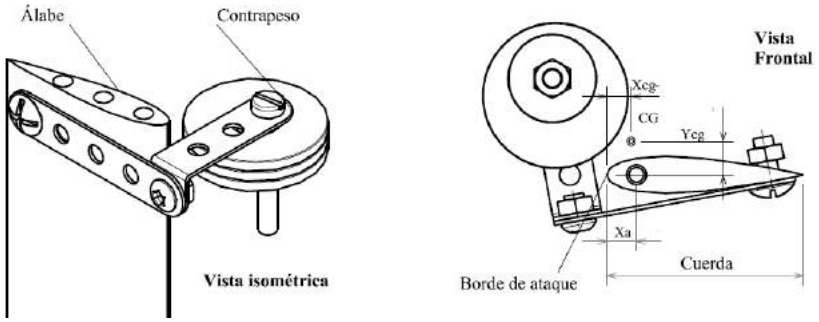


Figura 2: Gráfico parámetros geométricos del álabe.

Se dota además al mecanismo de un volante de inercia I, puesto que el par motor aerodinámico es variable respecto a la coordenada acimutal, el momento de inercia del conjunto turbina+volante (*I*) se facilita también en la tabla 1. En la figuras 1 y 2 se esquematizan los parámetros geométricos del álabe.

2.2. Equipo de laboratorio.

El ensayo de la maqueta se ha realizado en el túnel de viento de la Universidad de Jaén, se trata de un túnel de viento horizontal de sección 40 cm*40 cm, que funciona en circuito cerrado con un ventilador de 5 kW, que puede regularse con un variador de frecuencia, alcanzando una velocidad máxima de 40 m/s. El conjunto consigue una intensidad de turbulencia inferior al 2%, y una uniformidad de flujo de alto nivel, ya que dispone de un sistema de rejillas y paneles "honey combs".

La velocidad se ha medido con un tacómetro óptico con interfaz RS-232, modelo PCE-151.

La potencia se ha medido mediante un freno tipo "Prony", construido con un dinamómetro de rango 0-20 N, y resolución de 0.2N.

2.3. Análisis dimensional.

Mediante el análisis dimensional se obtiene la relación de los distintos parámetros que intervienen en un mecanismo, esto ayuda enormemente a su desarrollo.

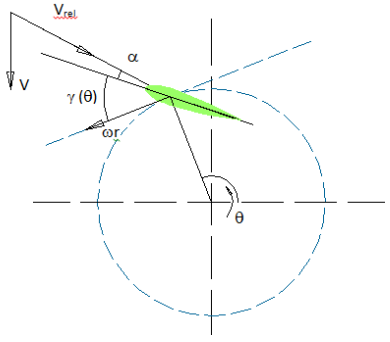
Además, cuando se cumple las condiciones de semejanza física (total o parcial), se puede determinar magnitudes adimensionales y con éstas a su vez, si se miden valores experimentales con una maqueta, es posible estimar las magnitudes de dispositivos proporcionales a la misma.

El primer paso para realizar el análisis dimensional de la potencia de un dispositivo, es determinar de qué parámetros depende ésta. En el caso que nos ocupa la potencia depende de las siguientes magnitudes y parámetros del problema.

$$\dot{W} = f\,(D, \omega, \rho, \mu, V, h, c, n, x_a, x_{cg}, m, I) \qquad (1)$$

$\dot{W}$	potencia	W
D	diámetro	m
ω	velocidad angular	rad/s
ρ	densidad	kg/m^3
μ	viscosidad	kg/m/s
V	velocidad del viento	m/s
h	envergadura álabe	m
c	cuerda del álabe	m
n	número de álabes	-
x_a	posición eje de giro	m
x_{cg}	posición centro gravedad	m
m	masa total del álabe	kg
I	inercia turbina+volante	kg m^2

Se ha excluido y_{cg}, de la dependencia anterior, porque en el diseño de la maqueta (fig. 2) está directamente relacionado con x_{cg}. También se obvia el efecto del perfil aerodinámico del álabe, pues se parte de las conclusiones al respecto de Roh y Kang [6], y su influencia no pretende analizarse.



Nomenclatura			
A.	V	Velocidad viento	m/s
B.	V_{rel}	Velocidad relativa álabe	m/s
ω		Velocidad angular	rad/s
r		Radio de la turbina	m
θ		Ángulo azimutal	grados
α		Ángulo de ataque	grados
γ		Ángulo de inclinación	grados

Figura 3: Gráfico que muestra $\gamma(\theta)$, es decir la inclinación del álabe en función del ángulo acimutal.

Si la dimensión de la masa se expresa con [M], la dimensión de la longitud con [L], y la dimensión del tiempo con [T], es posible establecer las dimensiones de las anteriores magnitudes tal y como se especifica en la tabla 2.

Tabla 2: Matriz de dimensiones de las magnitudes incluidas en la fórmula *(1)*. Aparecen sombreadas las variables independientes escogidas para el primer análisis.

	$[\dot{W}]$	$[D]$	$[V]$	$[\rho]$	$[\mu]$	$[\omega]$	$[h]$	$[c]$	$[n]$	$[x_a]$	$[x_{cg}]$	$[m]$	$[I]$
[M]	1	1	0	1	1	0	0	0	0	0	0	1	1
[L]	2	0	1	-3	-1	0	1	1	0	1	1	0	2
[T]	-3	0	-1	0	-1	-1	0	0	0	0	0	0	0

Se seleccionan inicialmente como variables independientes: *D, V, ρ*; es posible consultar la definición de variable independiente en la referencia [4]. A continuación se deducen las magnitudes restantes dimensionadas en función de dichas variables independientes.

$$[\dot{W}] = [M]^1.[L]^2.[T]^{-3} = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y} \quad (2)$$

Igualando los exponentes de *[M]*, *z=1*.

Igualando los exponentes de *[L]*, *x+y-3z=2*.

Igualando los exponentes de *[T]*, *-y=-3*.

Resolviendo el sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas se obtiene: *x=2*, *y=3*, *z=1*. De tal forma que la dimensión de la potencia puede expresarse en función de las variables independientes del siguiente modo:

$$[\dot{W}] = [M]^1.[L]^2.[T]^{-3} = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^2.[V]^3.[\rho]^1 \quad (3)$$

Por tanto, la potencia puede escribirse adimensionalmente mediante una expresión proporcional al denominado Coeficiente de Potencia (C_P), que introduce el coeficiente 1/2 como conexión con la expresión de la energía cinética:

$$\Pi'_0 = \dot{W} / (\rho. V^3.D^2) \quad (4')$$

$$\Pi_0 = C_P = \dot{W} / (1/2 . \rho. V^3.D^2) \quad (4)$$

Se repite el proceso para el resto de las magnitudes,

$$[\mu] = [M]^1.[L]^{-1}.[T]^{-1} = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y}$$

$$z=1;\ x+y-3z=-1;\ -y=-1$$

$$x=1;\ y=1;\ z=1$$

$$[\mu] = [M]^1.[L]^{-1}.[T]^{-1} = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^1.[V]^1.[\rho]^1$$

$$\Pi_1 = \mu /(\rho. V. D) \quad (5)$$

La ecuación (5), es la expresión de la viscosidad adimensionalizada, la cual coincide con la inversa del número de Reynolds (*Re*), que relaciona las fuerzas de inercia del fluido con las viscosas.

$$[\omega] = [M]^0.[L]^0.[T]^{-1} = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y}$$

$$z=0;\ x+y-3z=0;\ -y=-1$$

$$x=-1;\ y=1;\ z=0$$

$$[\omega] = [M]^0.[L]^0.[T]^{-1} = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^{-1}.[V]^1.[\rho]^0$$
$$\Pi_2 = \omega.D / V \quad (6)$$

La ecuación (6), es la expresión de la velocidad de rotación de la turbina adimensionalizada, y es proporcional al TSR, siglas de la expresión "Time Speed Ratio" ($\lambda=\omega.R/V$) o coeficiente de velocidad, muy utilizado en la bibliografía de generadores eólicos; relaciona la velocidad tangencial del álabe, con la velocidad del viento, y tal y como se esquematiza en la figura 3, la suma de ambas da lugar a la velocidad relativa.

$$[c] = [M]^0.[L]^1.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y}$$
$$z=0;\ x+y-3z=1;\ -y=0$$
$$x=1;\ y=0;\ z=0$$
$$[c] = [M]^0.[L]^1.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^1.[V]^0.[\rho]^0$$
$$\Pi_3 = c / D \quad (7)$$
$$\Pi_4 = n\ .\ c\ /(\Pi.D) \quad (8)$$

La expresión (7), es la expresión de la cuerda adimensionalizada o esbeltez del álabe (e), de tal forma que multiplicando por n y dividiendo por Π, no se alteran las dimensiones y obtenemos un nuevo número adimensional (8) conocido como solidez (s), que expresa la porción de circunferencia recorrida por la turbina ocupada por álabes.

$$[m] = [M]^1.[L]^0.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y}$$
$$z=1;\ x+y-3z=0;\ -y=0$$
$$x=3;\ y=0;\ z=1$$
$$[m] = [M]^1.[L]^0.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^3.[V]^0.[\rho]^1$$
$$\Pi_5 = m /(\rho.\ D^3) \quad (9)$$

$$\frac{F\ aerod.}{F\ centríf.} = \frac{C_L.\frac{1}{2}.\rho.V^2.D^2}{m.\omega^2.\frac{D}{2}} = \frac{C_L.\frac{1}{2}.\rho.V^2.D^3}{m.\omega^2.\frac{D^2}{2}} = \frac{C_L.\frac{1}{2}.\rho.D^3}{m.\frac{\omega^2}{V^2}.\frac{D^2}{2}} = \frac{C_L.\frac{1}{4}.\rho.D^3}{m.\lambda^2} = \frac{C_L}{4.\lambda^2}\frac{\rho.D^3}{m} = \frac{C_L}{4.\lambda^2}\frac{1}{\pi_5} \quad (10)$$

La ecuación (9), es la expresión de la masa de los álabes adimensionalizada, este grupo adimensional no es habitual [7], aunque es esencial en el caso particular de turbinas con regulación centrífuga del pitch, ya que esta constante es representativa del balance entre la fuerza centrífuga y la fuerza aerodinámica, tal y como se desarrolla en (10), donde ρ es la densidad del aire y C_L es el coeficiente de sustentación aerodinámico, aunque podría plantearse idénticamente para C_D (coeficiente de arrastre aerodinámico) [8].

$$[I] = [M]^1.[L]^2.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y}$$
$$z=1;\ x+y-3z=2;\ -y=0$$
$$x=5;\ y=0;\ z=1$$
$$[I] = [M]^1.[L]^2.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^5.[V]^0.[\rho]^1$$
$$\Pi_6 = I /(\rho.\ D^5) \quad (11)$$

La ecuación (11), es la expresión del momento de inercia adimensionalizado, el cual influye en el análisis de los procesos transitorios del dispositivo.

$$[h] = [M]^0.[L]^1.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [L]^x.[L^1.T^{-1}]^y.[M^1.L^{-3}]^z = [M]^z.[L]^{x+y-3z}.[T]^{-y}$$
$$z=0;\ x+y-3z=1;\ -y=0$$
$$x=1;\ y=0;\ z=0$$
$$[h] = [M]^0.[L]^1.[T]^0 = [D]^x.[V]^y.[\rho]^z = [D]^1.[V]^0.[\rho]^0$$
$$\Pi_7 = h /D \quad (12)$$

La ecuación (12), es la expresión de la relación de aspecto de la turbina (a).

Análogamente, el resto de parámetros geométricos generan sendos números adimensionales:

$$\Pi_8 = x_a /D \quad (13)$$
$$\Pi_9 = x_{cg} /D \quad (14)$$



(a)



(b)

Figura 4: Fotos: (a) de la maqueta durante los ensayos, (b) del túnel de viento

Como ya se ha indicado, la coordenada y_{cg} del centro de gravedad no se incluye en el estudio, porque está directamente relacionada con x_{cg}. La posición del centro de gravedad determina una variación concreta de γ, a lo largo de la trayectoria circular; por tanto, el centro de gravedad determina, junto con el balance de fuerzas (centrifuga versus aerodinámica), la inclinación del álabe en función de la coordenada azimutal.

El teorema Π, o de Vaschy-Buckingham, cuyo desarrollo puede consultarse en la referencia [4], demuestra que:

$$\Pi_0 = F(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9) \tag{15}$$

Lo cual en el caso objeto de estudio implica:

$$\begin{gathered} \dot{} \,/\, (\tfrac{1}{2}.\rho.V^3.D^2) = F\left(\frac{\mu}{\rho.V.D},\right. \\ \frac{\omega.D}{V},\ \frac{c}{D},\ \frac{n.c}{\Pi.D}, \\ \frac{m}{\rho.D^3},\ \frac{I}{\rho.D^5}, \\ \left.\frac{h}{D},\ \frac{x_a}{D},\ \frac{x_{cg}}{D}\right) \end{gathered} \tag{16}$$

(podría añadirse C_L y C_D, en caso de pretender estudiar la influencia del tipo de álabe utilizado)

En la tabla 2, podrían haberse seleccionado otras magnitudes independientes, con una serie de restricciones tal y como se comenta en la bibliografía específica [4], pues es recomendable que una de ellas represente la naturaleza del fluido (sería el caso de ρ), otra la geometría del dispositivo (sería el caso de D), y otra alguna propiedad del movimiento (podría elegirse V ó ω).

El análisis anterior se ha realizado con V, y en caso de haber escogido ω el desarrollo es totalmente análogo. Se resume en la tabla 3, los resultados del análisis dimensional con las dos posibles combinaciones de variables independientes comentadas.

Tabla 3: Familias de números adimensionales según selección de variables independientes.

	[$\dot{W}$]	[V]	[ω]	[μ]	[h]	[c]	[n]	[x_a]	[x_{cg}]	[m]	[I]
[V] [D] [ρ]	$\dot{W}/(1/2\,.\rho.V^3.D^2)$	-	$\omega.D/V$	$\mu/(\rho.V.D)$	h/D	c/D	$n.c/(\Pi.D)$	x_a/D	x_{cg}/D	$m/(\rho.D^3)$	$I/(\rho.D^5)$
[ω] [D] [ρ]	$\dot{W}/(\rho.\omega^3.D^5)$	$V/\omega.D$	-	$\mu/(\rho.\omega.D^2)$	"	"	"	"	"	"	"

Ambas familias de números se pueden utilizar indistintamente, siendo su diferencia fundamental las dos versiones del número de Reynolds, así como los dos modos de adimensionalizar la potencia; si bien el grupo adimensional de la potencia de la fila superior $\dot{W}/(1/2\,.\rho.V^3.D^2)$ coincide con el parámetro adimensional más utilizado en la bibliografía de generadores eólicos, y es una expresión más propia de estudios aerodinámicos [8]; mientras que la potencia adimensional de la fila inferior $\dot{W}/(\rho.\omega^3.D^5)$ es interesante para el estudio de dispositivos en rotación y por ello es la utilizada en el estudio de turbomáquinas en general.

3. Análisis de resultados.

La expresión (16) puede resumirse, si los números adimensionales son referidos por los nombres introducidos en el apartado anterior y cuyo uso es habitual en la comunidad científica, dando lugar a la ecuación (17).

$$C_P = F\,(Re, \lambda, , e, s, m/(\rho . D^3),\ I/(\rho . D^5),\ a,\ x_a/D,\ x_{cg}/D) \qquad (17)$$

Es decir, el coeficiente de potencia podría depender del número de Reynolds, coeficiente de velocidad, esbeltez, solidez, aspecto, masa e inercia de la turbina, centro de giro y centro de gravedad del álabe; además del C_L y C_D del perfil aerodinámico utilizado.

Por tanto, si se fuerza la coincidencia de los números adimensionales de un prototipo a escala real con los obtenidos en el laboratorio mediante el ensayo de una maqueta, se puede extrapolar el dato de potencia de la maqueta para obtener la potencia del prototipo a escala real; ya que el cumplimiento de la ecuación (17), conlleva que la coincidencia de los números adimensionales del lado derecho de la ecuación implique la equivalencia del coeficiente de potencia.

El caso particular de la maqueta descrita en el apartado 2.1 (cuya fotografía se facilita en la figura 4) se ensayó en túnel de viento a 14 m/s, a una temperatura ambiente de 20ºC, consiguiéndose una velocidad de rotación media de 151 rpm; los valores de los números adimensionales de la ecuación (15), se facilitan en la tabla 4.

Tabla 4: Valores adimensionales obtenidos en Túnel de viento, en el ensayo de la maqueta de la figura 4. V= 14 m/s; ω=150.67 rpm (geometría tabla 1)

Coeficiente de potencia, C_P		Reynolds, Re	Coeficiente de velocidad, λ	Aspecto de la turbina, a	Esbeltez del álabe, e	Solidez, s	Centro giro álabe	Centro de gravedad álabe	Coeficiente de Masa	Coeficiente de Inercia
$\dot{W}/(1/2.\rho.V^3.D^2)$	$\dot{W}/(\rho.\omega^3.D^5)$	$(\rho.V.D)/\mu$	$\omega.(D/2)/V$	h/D	c/D	$n.c/(\Pi.D)$	x_a/D	x_{cg}/D	$m/(\rho . D^3)$	$I/(\rho.D^5)$
0.011	0.131	2.88E+05	0.175	0.871	0.129	0.123	0.150	0.123	2.797	5.081

Si se pretendiese conocer el valor de la potencia de un prototipo proporcional a la maqueta pero con un diámetro de 1.2 m, bastaría con utilizar los mismos valores de los grupos adimensionales obtenidos para la maqueta, y deducir de ellos el resto de características, dicho proceso se resume en la tabla 5.

Tabla 5: Valores deducidos a partir de los valores adimensionales de la tabla 4. Para un generador eólico de 1.2 m de ø, proporcional a la maqueta.

	Coeficiente de potencia, C_P		Reynolds, Re	Coeficiente de velocidad, λ	Centro de gravedad álabe	Coeficiente de Masa	Coeficiente de Inercia
	$\dot{W}/(1/2.\rho.V^3.D^2)$	$\dot{W}/(\rho.\omega^3.D^5)$	$(\rho.V.D)/\mu$	$\omega.(D/2)/V$	x_{cg}/D	$m/(\rho . D^3)$	$I/(\rho.D^5)$
A.- Semejanza física total	0.011	0.131	2.88E+05	2.88E+05	0.123	2.797	5.081
	↓		↓	↓	↓	↓	↓
	W (w)		V(m/s)	ω(rpm)	x_{cg}(mm)	m(kg)	I(kg m^2)
	-		3.60	10.06	19.06	5.80	15.17
B.- Semejanza física parcial	$\dot{W}/(1/2.\rho.V^3.D^2)$	$\dot{W}/(\rho.\omega^3.D^5)$	~~$(\rho.V.D)/\mu$~~	$\omega.(D/2)/V$	x_{cg}/D	$m/(\rho . D^3)$	$I/(\rho.D^5)$
	0.011	0.131	~~2.88E+05~~	2.88E+05	0.123	2.797	5.081
	↓			↓	↓	↓	↓
	W (W)		V(m/s)	ω(rpm)	x_{cg}(mm)	m(kg)	I(kg m^2)
	78.03		20	55.8	19.06	5.80	15.17

Al conjunto de equivalencias adimensionales del caso **A** se le conoce como semejanza física total, e implica semejanza geométrica y del resto de magnitudes físicas; más detalles sobre la semejanza física total se pueden encontrar en la referencia [5].

Sin embargo, en gran número de ocasiones, sucede que la igualdad en un número adimensional implica un resultado fuera del rango de interés del estudio; en ese caso si se demuestra que se trata de un número cuya influencia es poco relevante, puede establecerse lo que se conoce como semejanza física parcial [5].

En el caso objeto de estudio, el valor de velocidad deducido en la 5 (a través del número de *Re)* es demasiado bajo, por lo que podría estar por debajo de la velocidad de arranque de la turbina. Dado que un número de *Re* alto significa que los efectos viscosos son poco influyentes frente a las fuerzas de inercia, es posible despreciar su efecto; tratándose en ese caso de un estudio de semejanza física parcial. Este planteamiento deja libertad para la elección de la velocidad; se detalla en el apartado **B** de la tabla 5 el caso de V=20 m/s, de tal forma que una turbina de 1.2 m ø, girará a una velocidad de casi 56 rpm, y produciría una potencia de 78 vatios.

4. Conclusiones

Por tanto, para familias de turbinas geométricamente semejantes a la descrita en la tabla 1, el coeficiente de potencia en un estudio a régimen constante dependerá de los siguientes grupos adimensionales (se elimina la inercia por no ser importante durante el régimen constante):

$$C_P = f\,(\lambda, \, , \, m\,/(\,\rho.\,D^3), \, x_{cg}\,/D) \tag{18}$$

Esta información facilita el planteamiento de futuros experimentos, pues se pueden realizar familias de ensayos dejando constante en unas ocasiones el coeficiente de masa, y en otras el coeficiente del centro de gravedad.

Por otra parte, del análisis dimensional se deduce un aumento de la masa y la inercia que hacen inviables construcciones de gran envergadura, y por ello convendría valorar la relación de $x_{cg}\,/D$ y de λ, con el coeficiente $m\,/(\,\rho.\,D^3)$, pues valores distintos a los aquí analizados podrían implicar coeficientes de masa menores, lo cual sería muy conveniente.

En cualquier caso, este tipo de turbinas de regulación centrífuga, se prevé gracias al análisis dimensional más indicado para dispositivos de tipo mini eólica, y evidentemente se aleja de la filosofía de los emplazamientos eólicos marinos; si bien tiene potencial en producciones de energía distribuida en zonas urbanas o en isla para emplazamiento de viviendas unifamiliares.

Por último, el valor de potencia de 78 W, previsto para la turbina de 1.2 m es un valor interesante desde un punto de vista práctico, ya que se ha obtenido para un coeficiente de velocidad (λ) relativamente bajo comparado con los datos de otros autores [3], y por tanto es deseable estudiar su evolución con el aumento de λ mediante nuevas pruebas en túnel de viento, o mediante CFD tras su validación con los datos experimentales.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen al grupo de investigación de mecánica de fluidos de la UJA (“Fluid Mechanic Research Group TEP-235”) haber facilitado el uso del túnel del viento.

6. Referencias

[1] S. Butterfield, W. Musial, J. Jonkman, P. Sclavounos. Engineering Challenges for Floating Offshore Wind Turbines. Copenhagen Offshore Wind Conference, Copenague, Dinamarca, (2005).

[2] I. Paraschivoiu. Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept, Presses Internationales Polytechnique, 2002. ISBN: 2553009313.

[3] R. Firdaus, T. Kiwata, T. Kono, K. Nagao. Numerical and experimental studies of a small vertical-axis wind turbine with variable-pith straight blades, Journal of Fluid Science and Technology, 10 (2015), nº 1.

[4] M. Vera, I. Iglesias, A.L. Sánchez, C. Martinez. Ingeniería fluidomecánica, Paraninfo, (2012). ISBN: 9788497329040

[5] L.I. Sedov. Similarity and Dimensional Methods in Mechanics (10th edition), CRC Press, (1993). ISBN: 0849393086

[6] S.-C. Roh, S.-H. Kang. Effects of a blade profile, the Reynolds number, and the solidity on the performance of a straight bladed vertical axis wind turbine, Journal of Mechanical Sciencie and Technology 27(11), (2013), 3299-3307.

[7] J. D. Huba. NRL Plasma Formulary 2016. Naval Research Laboratory, Washington. http://www.nrl.navy.mil/ppd/content/nrl-plasma-formulary

[8] J. Anderson. Fundamentals of Aerodynamics (6th edition). MacGraw-Hill, 2016. ISBN: 1259129918

Estudio de una bomba-turbina integral

E. Arenas Pinilla[1], A. Cantizano González[2], A. Arenas Alonso

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. ICAI. Universidad Pontificia Comillas. earenas@icai.comillas.edu*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. ICAI. Universidad Pontificia Comillas. alexis.cantizano@icai.comillas.edu*

En este estudio se analiza una máquina que bombea agua de forma autónoma, es decir, sin aporte exterior de energía. Para ello se plantea el diseño y construcción de una bomba-turbina integral. Surge de la idea de realizar una máquina hidráulica combinada que trabaje al mismo tiempo como bomba y como turbina, aportando la turbina la energía necesaria para el accionamiento de la bomba. La bomba-turbina se ha diseñado para ser instalada aprovechando un pequeño salto en un cauce de agua de un río, de donde se deriva un determinado caudal hacia ella. Ese caudal se divide en dos partes: la mayor parte es dirigido a una turbina axial que desarrolla la potencia necesaria para mover el rodete de una bomba radial, a la cual se dirige el resto del caudal derivado, que es impulsado y enviado al punto de consumo. La bomba está físicamente integrada en el mismo cuerpo de la turbina, formando los respectivos rodetes un solo elemento, de forma que es accionada por la energía mecánica de la turbina sin consumo exterior de energía.

1. Introducción

La utilización de los grandes flujos de agua se encuentra muy desarrollado en todo el mundo y particularmente en España; sin embargo hay numerosos arroyos y cauces medianos de agua que admiten un mayor aprovechamiento principalmente para regadíos, pero también para usos urbanos.

Si bien estos aprovechamientos pueden ser conseguidos mediante el embalsamiento y desvío aguas arriba de la zona de utilización, hay otros muchos casos en que esto no es posible, siendo necesario el bombeo desde el cauce al punto de utilización. Este bombeo puede hacerse mediante el uso de energía eléctrica u otros combustibles, pero el precio de la energía eléctrica en el primer caso y el impacto medioambiental en el segundo son condicionantes que limitan la explotación de estos recursos hídricos.

En ese contexto, se pretende disponer de una alternativa al bombeo convencional en el que las estaciones de bombeo consumen energía. Con ese objetivo se ha ideado una máquina hidráulica que funciona sin aporte de energía exterior. La configuración de la máquina, rodete radial de la bomba sobre el rodete axial de la turbina responde con total coherencia y de forma natural a los criterios de diseño propios de una bomba de mucha altura y poco caudal y de una turbina de mucho caudal y pequeña altura, consiguiéndose una configuración muy sencilla y barata de construcción y muy simple de funcionamiento. La idea de esta máquina está cubierta por el modelo de utilidad 201430709 concedido por la Oficina Española de Patentes y Marcas con fecha 14 de noviembre de 2014.

2. Descripción breve del equipo

El sistema llamado Bomba-Turbina Integral (en adelante BTI) es un equipo de bombeo de agua consistente en una bomba acoplada directamente a una turbina que le proporciona la potencia de accionamiento necesaria.

La principal característica de este sistema es que aprovecha las peculiariedades propias de ambas máquinas, bomba y turbina. El rodete de la bomba se acopla directamente en la periferia de la turbina (normalmente axial), de tal forma que, instalado el equipo en un cierto flujo de agua en el que se ha creado un salto hidráulico, una parte del caudal pasará a través de la turbina, accionando ésta, y otra parte será bombeada a una cierta altura por la bomba.

Las figuras 1, 2 y 3 muestran esquemas básicos de la turbina-bomba propuesta, en las que se identifican los siguientes elementos: 1, Álabes del rodete de la bomba. 2, Álabes del rodete de la turbina. 3, Eje soporte del conjunto. 4a y 4b, Tubuladuras. 5a y 5b, Álabes soporte. 6a y 6b, Cojinetes de apoyo. 7, Carcasa de la bomba. 8, Tubo difusor en la salida de la bomba. 9, Escotaduras para acceso a fijaciones en la estructura.10, Caja espiral de la bomba.

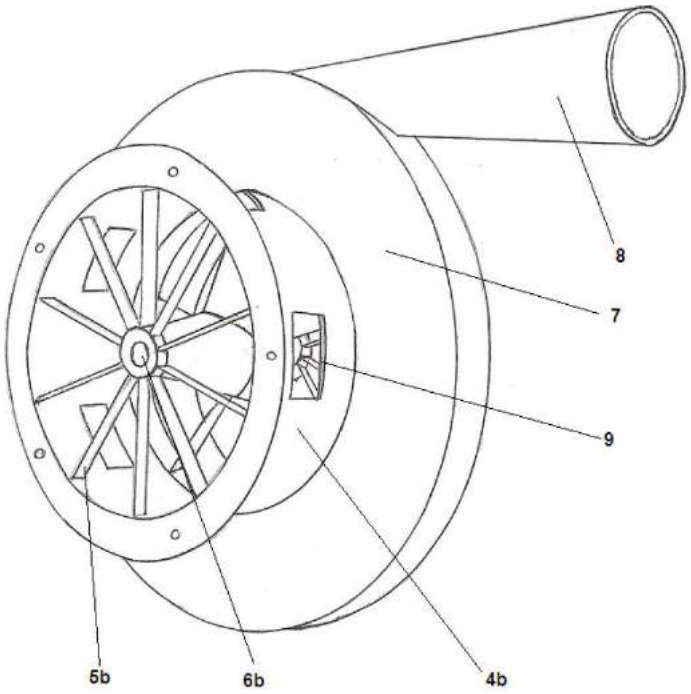


Figura 1: Perspectiva desde el lado de salida de la Bomba-Turbina Integral (BTI).

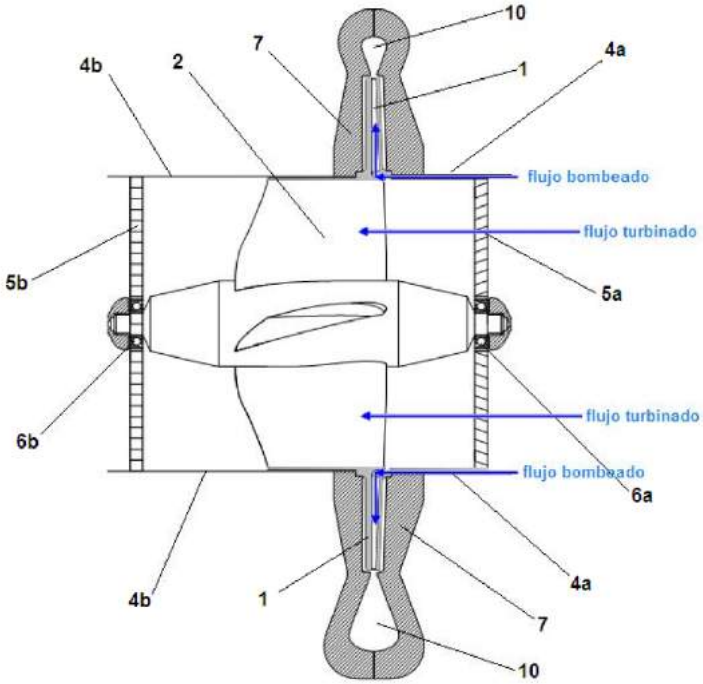


Figura 2: Representación meridional de la Bomba-Turbina Integral (BTI), con indicación del reparto de flujos.

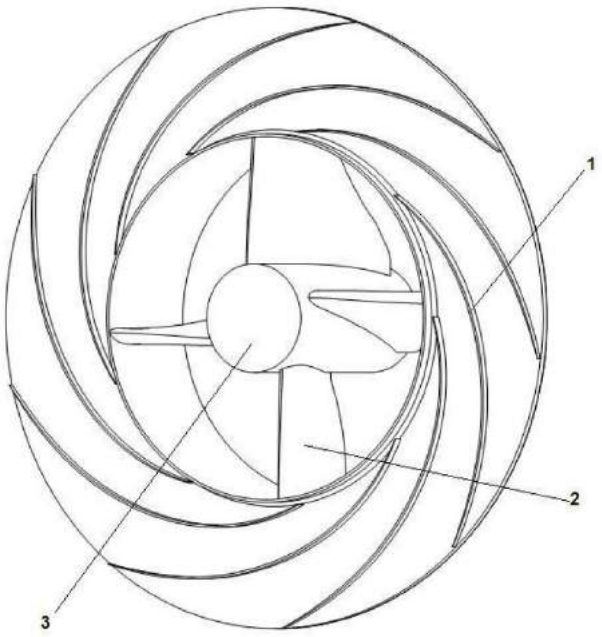


Figura 3: Conjunto de los rodetes de la Bomba-Turbina Integral (BTI).

3. Fundamentos teóricos

Los fundamentos básicos de la BTI son dos:

1. La transmisión directa entre rodetes de la potencia mecánica obtenida en la turbina y la consumida por la bomba.

2. El montaje del rodete de la bomba sobre la periferia de la turbina, de forma que siempre el diámetro exterior de la bomba será mayor que el de la turbina, lo que se corresponde con el funcionamiento conceptual de ambas máquinas, que demandan mayor velocidad periférica para la bomba que para la turbina.

Así, debido al funcionamiento autónomo desde el punto de vista energético, la potencia demandada por la bomba será igual (excepto pérdidas) a la desarrollada por la turbina, de forma que:

$$_t \cdot H_t \cdot \eta_{tot} = \ _b \cdot H_b \tag{1}$$

siendo:

Q_t, caudal que pasa a través de la turbina.

H_t, altura de la turbina

Q_b, caudal impulsado por la bomba.

H_b, altura de la bomba.

η_{tot}, coeficiente global de pérdidas (producto del rendimiento de la bomba y el de la turbina)

Por consiguiente, la relación de caudales entre bomba y turbina será aproximadamente la misma que entre las alturas de turbina y bomba afectada del coeficiente global de pérdidas, y lo mismo puede decirse de las relaciones entre las alturas bombeada y turbinada, respecto de los respectivos caudales:

$$\frac{Q_b}{Q_t} = \frac{H_t}{H_b}\ \eta_{tot} \tag{2}$$

y

$$\frac{H_b}{H_t} = \frac{Q_t}{Q_b}\,\eta_{tot} \tag{3}$$

Por otro lado desde el punto de vista de diseño, nos fijaremos en dos coeficientes característicos, que basados en teorías de semejanza se identifican como de valores iguales para máquinas geométricamente semejantes .

- k_u, coeficiente de velocidad periférica.

$$k_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi D n / 60}{\sqrt{2gH}} \tag{4}$$

siendo n la velocidad de giro (min^{-1}) y D el diámetro exterior de la máquina.

- n_0, número específico de revoluciones adimensional .

$$n_0 = \frac{\omega Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \tag{5}$$

siendo ω la velocidad de giro (rad/s).

Así, al considerar estos coeficientes en nuestras máquinas (subíndice t para la turbina y b para la bomba), tenemos:

$$\frac{n_{0t}}{n_{0b}} = \left(\frac{Q_t}{Q_b}\right)^{1/2} \left(\frac{H_b}{H_t}\right)^{3/4} \tag{6}$$

Aplicando la relación (2):

$$\frac{n_{0t}}{n_{0b}} = \left(\frac{H_b}{H_t}\right)^{5/4} \frac{1}{\eta_t^{1/2}} \tag{7}$$

Por otro lado:

$$\frac{k_{ub}}{k_{ut}} = \frac{D_b}{D_t}\left(\frac{H_t}{H_b}\right)^{1/2} \tag{8}$$

Así, combinando (7) y (8), obtenemos:

$$\frac{D_b}{D_t} = \frac{k_{ub}}{k_{ut}}\left(\frac{n_{0t}}{n_{0b}}\right)^{2/5} \eta_t^{1/5} \tag{9}$$

Ahora bien, dada la naturaleza y finalidad de nuestro equipo, se plantea que la altura de bombeo siempre será bastante superior a la altura de turbinado, el caudal de la bomba será muy inferior al caudal de la turbina y girarán a la misma velocidad angular.

Lo anterior conduce a diseños favorables con valores bajos de n_{0b} y elevados de n_{0t}, que necesariamente se traducirá en bombas bastante radiales y turbinas bastante axiales. Igualmente, el planteamiento anterior conduce a diseños favorables con valores también bajos de k_{ub} y elevados para k_{ut}.

Consultados criterios de diseño establecidos por diversos autores ([1],[2]) se han acotado los valores de n_0 y k_u:

n_{0b} = 0,25÷0,45

n_{0t} = 2,5÷5,0

k_{ub} = 0,9÷1,0

k_{ut} = 1,2÷2,0

Considerando valores extremos y la hipótesis simplificadora de η_{tot}=1:

bomba más radial y turbina más axial: n_{0b}=0,25 y n_{0t}=5,0; k_{ub}=0,9 y k_{ut}=2,0.

$$\frac{D_b}{D_t} = 1{,}5 \tag{10}$$

Así vemos que en las condiciones más extremas (relación de saltos $H_b/H_t \geq 10$, y por tanto relación de caudales $Q_t/Q_b \geq 10$) correspondientes a las situaciones de mayor interés para este equipo, al girar ambas máquinas a la misma velocidad, el diámetro exterior de la bomba radial ha de ser muy superior al diámetro exterior de la turbina axial.

4. Cálculo de la velocidad de giro necesaria

Utilizando como dato esa relación de diámetros calculada, se realiza un análisis preliminar, basado en el diagrama de Cordier [3] y en unos datos de partida (Tabla 1:) que podrían corresponder a una situación real, para estimar cuál sería la velocidad de giro del conjunto:

Tabla 1: Datos de diseño de la BTI.

Requirimientos de la bomba		**Altura disponible (turbina)**
Altura (m)	**Caudal (m^3/h)**	**(m)**
16	288	3,5

Calculando el valor de n_0 (5) y con ayuda del diagrama de Cordier, se obtiene D_s, a partir del cual se calcula el diámetro exterior de la bomba, D_b:

$$D_s = \frac{D(gH)^{1/4}}{Q^{1/2}} \tag{11}$$

Con la estimación del rendimiento basada en datos experimentales ([3],[4]), se calcula la potencia de accionamiento necesaria para la bomba, P_{ab}. Esa potencia será directamente la producida por la turbina ($P_{ab}=P_{at}$). Con ese valor de potencia, un rendimiento estimado (corregido posteriormente en el proceso iterativo) y la altura disponible para la turbina, se calcula el caudal que es necesario que circule por ésta.

A continuación se calcula el n_0 de la turbina y con el diagrama de Cordier, su valor de D_s. A partir de ese valor, al igual que se hizo con la bomba, se obtiene el diámetro exterior D_t, que, por otra parte, corresponderá al diametro interior de la bomba.

Imponiendo la condición de que la relación de diámetros sea 1,5, según se ha visto en el apartado anterior, se obtiene, mediante un proceso iterativo, que la velocidad de giro del rodete conjunto bomba-turbina debería ser de 400 min^{-1}, siendo los diámetros de la bomba y la turbina, 0,92 y 0,61 m respectivamente, con un rendimiento máximo del 71% y del 91%.

El valor de 1,5 de la relación de diámetros se obtuvo suponiendo un rendimiento global del 100%. Ahora que se han estimado los rendimientos máximos de las dos máquinas por separado, se puede realizar un cálculo más preciso. Realizando un cálculo iterativo introduciendo la estimación del rendimiento de ambas máquinas, se obtiene un coeficiente global de pérdidas de un 67% y la relación de diámetros necesaria de 1,38. La velocidad de giro del conjunto sería de 475 min^{-1} y los diámetros de la bomba y la turbina, 0,76 y 0,55 m respectivamente, con un rendimiento máximo del 75% y del 90%.

5. Diseño preliminar

Con los datos de diseño y los diámetros y la velocidad de giro obtenidos en el apartado anterior (corrección usando el rendimiento estimado), se realiza un diseño preliminar de la bomba, con objeto de comprobar los valores necesarios de los parámetros más relevantes y verificar que son plausibles.

Se supone entrada radial y se escoge un valor de β_2=20º, dentro del rango típico de las bombas centrífugas [4]. Los valores calculados de los triángulos de velocidades a la entrada y la salida se muestran en la Tabla 2:

Tabla 2: Valores de los triángulos de velocidades en la entrada y la salida del rodete.

Entrada ([m/s],[º])					**Salida ([m/s],[º])**				
u_1	w_1	c_1	β_1	α_1	u_2	w_2	c_2	β_2	α_2
13,77	14,07	2,86	11,71	90	18,94	8,35	11,45	20	14,44

donde *u* representa la velocidad del rodete, *w* la velocidad relativa del fluido respecto del rodete, *c* la velocidad absoluta y α y β el ángulo que forman con la dirección tangencial la velocidad absoluta y la velocidad relativa, respectivamente. El subíndice *1* se refiere a la entrada y el *2* a la salida.

El cociente de De Haller (w_2/w_1), que mide el grado de difusión del fluido en el rodete y que en casos generales debe ser superior a 0,72 para no tener problemas de desprendimiento, alcanza un valor de 0,59. Si bien es un valor un poco por debajo de lo recomendado, el hecho de que se produzca desprendimiento en una bomba muy radial como la que estamos tratando, no tendría gran influencia en el rendimiento de la máquina, teniendo en cuenta el gran valor de altura que puede producir [4].

El resto de valores se considera que entran dentro de los rangos habituales. No obstante, dadas las características especiales de la geometría de la bomba (diámetro de entrada muy superior al de una bomba centrífuga estándar), se realizará un estudio con modelos numéricos para tener un conocimiento más detallado de su comportamiento.

6. Ventajas

El accionamiento directo de la bomba por la turbina sin pasar por otro tipo de energía presenta innumerables ventajas frente a instalaciones convencionales. Estas ventajas de tipo energético, medioambiental, constructivo y económico, además de las conceptuales se analizan a continuación:

- Las ventajas energéticas son evidentes por cuanto que el flujo de energía es simple, evitando el paso por otras formas de energía, tal como la eléctrica.
- La simplicidad de las transformaciones energéticas conlleva una mejora en rendimientos y por tanto también en el impacto ambiental, si, por ejemplo, comparamos el proceso con el de un sistema de bombeo con motores eléctricos o térmicos.
- La ventaja constructiva se hace evidente por el reducido número de elementos que forman el equipo, ya que el montaje directo de la bomba sobre la turbina lleva a la transmisión de la energía mecánica directamente entre los rodetes, sin ejes intermedios ni sistemas multiplicadores de velocidad. El eje de la máquina es únicamente elemento de apoyo y guía, pero no árbol de transmisión, lo que implica ventajas entre otras en dimensiones del eje y cojinetes.
- Las ventajas económicas se hacen evidentes cuando se combinan las constructivas, energéticas y conceptuales, pues no sólo se reflejan en el reducido número de componentes del equipo sino en la simplicidad del funcionamiento, pues su autorregulación sin necesidad de elementos de control lo hacen intrínsecamente económico en su construcción, funcionamiento y mantenimiento.

7. Conclusiones

Se ha ideado una máquina hidráulica formada por una bomba y una turbina acopladas con el propósito de disponer de una alternativa al bombeo convencional. Se puede considerar una bomba de bajo coste, de bajo mantenimiento y de cero emisiones, al no consumir energía. La idea de esta máquina está cubierta por el modelo de utilidad 201430709 concedido por la Oficina Española de Patentes y Marcas con fecha 14 de noviembre de 2014.

La principal aplicación es el abastecimiento de agua en comunidades con necesidades de agua en zonas elevadas y con disponibilidad de flujos en zonas bajas. Por sus características, una aplicación especialmente interesante es su utilización en países en desarrollo y en ubicaciones donde el acceso a la energía eléctrica, necesaria para accionar una bomba tradicional, es limitado.

Se ha realizado un análisis teórico y un diseño preliminar, de los que se concluye que es una máquina viable. En el futuro se hará un estudio numérico tanto de la bomba como de la turbina, encaminado a conseguir el mejor diseño de ambas máquinas de cara a optimizar el funcionamiento conjunto.

8. Referencias

[1] C. Mataix, Turbomáquinas hidráulicas, Universidad Pontificia Comillas, Escuela Técnica Superior de Ingeniería, ICAI, (2009), ISBN (9788484682523).

[2] A. Nava Mastache, Selección y dimensionamiento de turbinas hidráulicas para centrales hidroeléctricas, Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Ingeniería, (2013).

[3] O.E. Balje, Turbomachines. A guide to design, selection and theory, Wiley, (1981), ISBN (0471060364)

[4] T. Wright, P.M. Gerhart, Fluid machinery. Application, selection and design, CRC Press, (2010), ISBN (9781420082944).

Prototipo de un sistema de refrigeración por adsorción química a partir del uso de energía solar

MSc (c). R. A. García León [1], Ing. Eduar Pérez Rojas [2], MSc. Eder Flórez Solano[3]

[1,2,3] *Facultad de Ingenierías. Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña - Colombia.*
ragarcial@ufpso.edu.co, eeperezr@ufpso.edu.co, enflorezs@ufpso.edu.co

El presente trabajo plantea la construcción del prototipo de un sistema de refrigeración por absorción química a partir del uso de energía solar como aporte al estudio del arte de los sistemas de refrigeración por absorción, la cual nace de la necesidad de sistemas que contribuyan con el mejoramiento de la calidad de vida de las personas que se encuentran en zonas remotas, donde no existe la posibilidad de sistemas de refrigeración convencionales por la falta de interconectividad eléctrica, lo cual no permite la conservación de los alimentos y medicamentos en estas zonas.

Es por esta razón que se plantea como alternativa a este problema, la construcción de un prototipo y de esta manera brindarles a las personas de mejorar su calidad de vida con un sistema de refrigeración de uso eficiente como aporte a la sociedad y la ciencia.

1. Introducción

Los sistemas de refrigeración de adsorción fueron los primeros equipos utilizados para producir artificialmente efecto frigorífico, sin embargo en la primeras décadas del siglo XX la expansión de las redes de distribución de energía eléctrica, llevo a las empresas de electrificación a invertir en el desarrollo de sistemas que consumieran energía eléctrica, tales como los sistemas de refrigeración por compresión mecánica.

En Colombia la refrigeración solar da su primer paso mediante un proyecto aprobado por Colciencias, el cual pretende incentivar la innovación tecnológica del país en el campo de las energías alternas, a partir de la construcción de un prototipo de refrigeración solar por adsorción Física. También se registran trabajos tales como el análisis de las variables que inciden en el comportamiento de un refrigerador solar en la Universidad Pontificia Bolivariana, sede Bucaramanga.[1],[2],[18].

Debido al creciente aumento en el uso de fuentes de energía no renovables y las fuerte dependencia de del sector energético, los cuales incentivan el estudio de aplicaciones que utilicen fuentes de energías renovables. En ese escenario, se ha observado en los últimos años un aumento en el número de trabajos relacionados con sistemas de refrigeración y climatización que utilizan otras fuentes de energía, además de la eléctrica como los sistemas de refrigeración por adsorción; los cuales pueden producir el efecto frigorífico usando principalmente calor residual o de otras fuentes tales como; la energía solar térmica. A este beneficio se le suma otra ventaja, ya que estos sistemas utilizan refrigerantes que no degradan la capa de ozono. Sin embargo, los principales inconvenientes de esta tecnología es que continúan generando bajos aloes de coeficiente de desempeño COP, por tanto como forma de contribuir al avance del estudio del arte de este tipo de sistemas, en este trabajo se busca diseñar un prototipo de un sistema de refrigeración por adsorción química para un par $LiCl\text{-}NH_3$ (adsorbente/adsorbato), el cual puede ser utilizado para producir efecto frigorífico aprovechando la energía proveniente de la radiación solar.[4],[9],[15]

Critoph, Construyo un pequeño refrigerador solar de adsorción sólida, el cual estaba compuesto por un colector que tenía 1,4 m^2 de superficie y contiene 17 kg de carbón activo. La caja fría estaba alejada del colector, que estaba unido a la misma por un tubo flexible de acero. Según los resultados el prototipo produjo un máximo de 4 kg de hielo por día en un ciclo diurno.[6]

Sumathy & Li, Operaron una máquina de hielo con energía solar con un par de trabajo utilizando carbón activado - metanol, compuesto de un colector de placa plana con una superficie expuesta de 0,92 m^2. Este sistema podía producir hielo de alrededor de entre 4 y 5 kg / día con un COP solar de aproximadamente entre 0,1 y 0,12.[17]

Una gran cantidad de trabajos de investigación sobre la refrigeración por adsorción se ha hecho en Shanghái Jiao Tong University desde 1993. Varios prototipos de máquinas de adsorción para producir hielo se han desarrollado y probado en los últimos años.

Li et al. Construyeron una máquina de hielo con placa plana sólida de adsorción para refrigeración, usando metanol con carbón activado como par de trabajo con fines de demostración. Los resultados experimentales muestran que el COP térmico es de aproximadamente 0,45 y COP solar es de aproximadamente de entre 0,12 y 0,14, produciendo aproximadamente de entre 5 y 6 kg de hielo producidos por m^2 de colector.[11]

Después de algunas mejoras, una máquina de hielo solar similar sin válvula fue construida por Li et al. Para este sistema, no hay ningún depósito, válvulas de conexión o válvula de estrangulamiento, y la estructura del sistema es muy simple. Los resultados experimentales mostraron que entre 6,0 a 7,0 kg de hielo se puede obtener en ambientes cerrados cuando la energía de la radiación fue de aproximadamente de entre 17 a 20 MJ/m^2, para estas condiciones, el COP solar de este sistema fue de aproximadamente entre 0,13 y 0,15. En condiciones de puertas hacia fuera del laboratorio, el sistema produjo 4,0 kg de hielo y el COP solar era de 0,12 cuando la energía total de la insolación era de 16-18 MJ / m^2. [10]

En el laboratorio PROMES en Perpignan, Francia, Se construyó un prototipo de adsorción química del tipo sólido - gas con par de trabajo BaCl-NH_3. Los resultados experimentales demostraron que es posible producir frío con las temperaturas entre 20 y 30.5°C, el COP solar obtenido es 0,061, que es comparable con los resultados presentados por otros sistemas. Sus resultados pueden entonces servir como directrices para la producción de frío con temperaturas fácilmente alcanzables con energía solar.

2. Materiales y métodos

2.1. Cálculos del Análisis estructural.

Diseño del tubo sometido a presiones internas. El tubo seleccionado fue un tubo de acero inoxidable de 1 pulgada de diámetro del catálogo Tuberías, Dimensiones y Pesos ASTM Ver Anexo A. el cual especifica que el diámetro externo de la tubería es $\emptyset_{ext} = 1.315in = 33.4mm$ y su espesor de pared es $= 0.065in(1.65mm)$. Acero AISI 308 cuyo valor del Módulo de elasticidad del material es $S = 29000kpsi$. Según las formulas expresadas en el catálogo de Diseño de recipientes sometidos a presión, las cuales son expresadas en función de las dimensiones interiores para el caso de casco cilíndrico para determinar la presión máxima de trabajo.[3],[13].

$$P = \frac{SEt}{R+0.6t} \tag{2.1}$$

Tabla 1. Propiedades geométricas y mecánicas de la tubería.

P =	**Presión de diseño o presión de trabajo máxima permitida, Lb/Pulg^2**	
S =	Valor del esfuerzo del material, Lb/Pulg^2	29000kpsi
E =	Eficiencia de la junta.	1.0
R =	Radio interno pulg.	0.5925pulg
t =	Espesor de pared pulg.	0.065pulg.

$$P = \frac{(29000kpsi)(1)(0.065pulg)}{(0.5925pulg) + (0.6)(0.065pulg)} = 2968.5Psi$$

Ya que el prototipo puede presentar presiones máximas de desorción alrededor de 250 psi, presión que alcanza el refrigerante al ser desorvido del par adsorbente lo que da como resultado que la tubería seleccionada para el reactor de adsorción cumple con la resistencia para soportar la presión maxima de trabajo de 2968.5 psi

Dimensiones del modelo. Teniendo en cuenta que la cantidad de adsorbente para producir efecto frigorífico es una limitante por su valor comercial en el mercado Colombiano, se optó por dimensionar el prototipo de tal manera que este no exceda una cantidad mayor a los 1000 gr de adsorbente. En la figura 2, se muestran algunas medidas del prototipo de sistema de refrigeración, dando como resultado un prototipo de dimensiones aproximadas en la máxima abertura del espejo, alto 0.9m, ancho 1.8m, profundidad 0.5m, como se muestra en la figura 1.

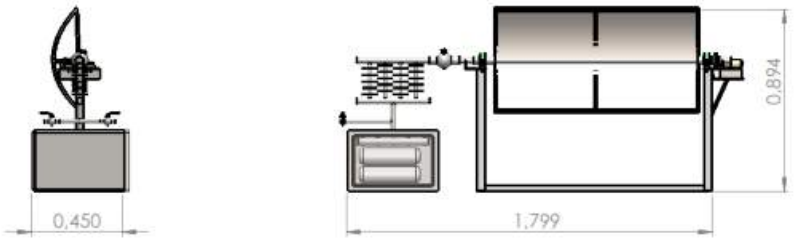


Figura 1. Dimensiones generales del prototipo.

Parábola reflectante. La parábola reflectante se diseñó considerando que su vértice está en el origen mediante la ecuación de la parábola de vértice en el origen teniendo como referencia de eje al eje y, con foco (P) igual a $-\frac{25}{2} > 0$, lo que hace que la parábola habrá hacia arriba. El foco se encuentra en $F = \left(0, \frac{25}{2}\right)$, y la ecuación de la directriz es $y = -\frac{25}{2}$, como $x^2 = 4Py$ entonces $x^2 = 50y$. Los dos puntos que cortan la parábola por el foco son $\left(-25, \frac{25}{2}\right), \left(25, \frac{25}{2}\right)$, formando el lado recto de la parábola $Ld = 4P$ donde $Ld = 50$. Lo que da como resultado una parábola de dimensiones, ancho 0.5m, largo 1m, profundidad 0.125m, en acero inoxidable el cual es el material ideal para producir el fenómeno de reflexión en el foco.

Estructura soporte de la parábola reflectante. A fin de reducir el peso del prototipo, la estructura se diseñó a partir de tubería cuadrada de 1/2 x 1/2 pulgadas calibre 16 para disminuir el peso del prototipo.

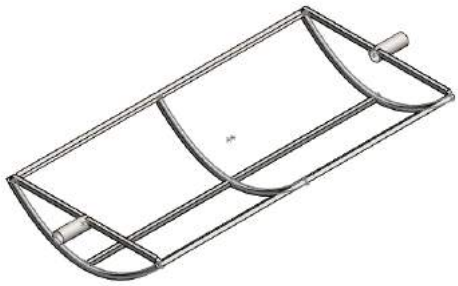


Figura 2. Estructura soporte de la parábola reflectante.

Condensador. Se diseñó un intercambiador de calor de aletas para el condensador buscando la convección es natural que grarantice la condenzacion del gas refrigerante con el cual se pretende desarrollar el ciclo de adsorcion y desorcion, y este tipo de intercambiador de calor es el ideal para conseguir la mayor cantidad de energía del ambiente en el cual se encuentra el prototipo.

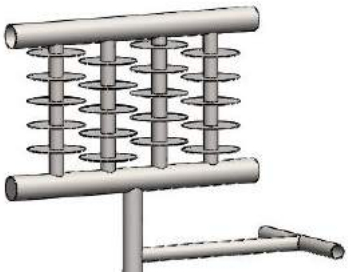


Figura 3. Evaporador.

Caja refrigerante. La caja refrigerante consta de un conjunto de tuberías para almacenar el refrigerante condensado, el cual retira la mayor cantidad de energia presente en los cuerpos de agua que se pretenden congelar, esta caja cuenta con aislamiento termico para garantizar el efecto frigorifico como se observa en la figura 4.

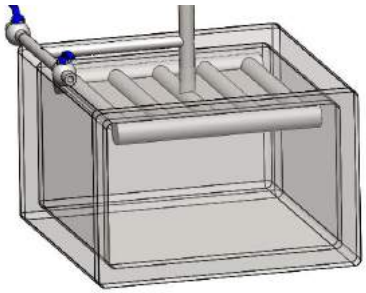


Figura 4. Caja refrigerante.

3. Resultados

3.1. Construcción del prototipo.

Como requerimiento a las condiciones de trabajo en las cuales se encuentra el equipo se seleccionan materiales resistentes a la corrosión tales como acero inoxidable teniendo en cuenta su alta resistencia mecánica, debido a las presiones presentes en el sistema, resistencia al desgaste por agentes corrosivos y condiciones climáticas de intemperie, teniendo en cuenta los requerimientos se selecciona acero inoxidable AISI 308 por su fácil acceso y disponibilidad en la región.

Estructura soporte del sistema. Tomando como base los planos constructivos que se diseñaron previamente a la construcción de la maquina se utilizó tubería cuadrada con diferentes dimensiones tales como 12,7mm x 12.7mm para la estructura soporte de la parábola, 38.1mm x 12.7mm usada para las bases de las columnas soporte de la estructura soporte de la parábola espejo, 38.1mm x 38.1mm usada como columnas, las uniones de la tubería de la estructura se realizó con soldadora de acero inoxidable mediante electrodo revestido 308L.



Imagen 1. Estructura soporte de la parábola.

Para construir la estructura soporte de la parábola se tuvieron en cuenta la geometría de la curva diseñada para que la concentración de la radiación fuera la mejor por esto se imprimió un plano de la curva de la estructura a escala 1:1 con la cual se logró ajustar la curva de la tubería que se dobló mediante matrices de curvas de taller para luego ser ajustada manualmente a la curva deseada.

Ajuste del espejo en la estructura del mismo. Para la construcción del espejo de la parábola se selecciona lamina de acero inoxidable calibre 28 por optima reflexión y maleabilidad para ajustarse a condiciones geométricas como la de la parábola, al ajustar o fijar el espejo en la estructura de la parábola se seleccionaron soportes de aluminio por su flexibilidad y resistencia a la corrosión, lo que permite que el espejo de acero inoxidable al calentarse por la radiación solar pueda dilatarse libremente para evitar errores en la concentración de los rayos del sol en el foco de la parábola.



Imagen 2. Ajuste del espejo en la parábola.

Sistema de rotación de la parábola. En el sistema de rotación de la parábola no se tienen en cuenta las cargas generadas por el peso de la estructura ya que su valor para efectos de cálculo y selección de los rodamientos es despreciable, por ello se seleccionan chumaceras F206 que cumplen con el requerimiento del diámetro de la tubería que se usa como eje en el sistema de rotación siendo esta de 38.1mm.



Imagen 3. Sistema de rotación, chumacera F206.

Foco de la parábola. Se seleccionó tubería redonda de 31.75mm de diámetro calibre 14 en acero inoxidable en el foco está alojado el adsorvente, razón por la cual es considerado el reactor del sistema de refrigeración



Imagen 4. Foco de la parábola.

Condensador. Para la construcción del condensador se utilizaron diferentes diámetros de tubería y lámina de acero inoxidable para las aletas disipadoras de calor, además se implementó una caja de vidrio para -garantizar una temperatura más baja que la del aire circundante, por tanto al estar el condensador inmerso en agua se aumenta la transferencia de calor entre el vapor de refrigerante y el líquido producto de un mayor gradiente de temperatura.



Imagen 5. Montaje de los tubos capilares del evaporador.

Caja fría. La caja fría se construyó con 3 tipos de material diferente para garantizar la menos perdida de calor el ambiente ya que una de las partes más críticas en el sistema es la perdida de calor debido al poco aislamiento del sistema, como primera barrera se usa icopor siendo este el primer aislante, este se recubre con espuma de poliuretano y por último se usa madera para recubrir estos dos materiales y darle estructura firme a la caja fría.



Imagen 6. Caja fría.

3.2. Pruebas de funcionamiento del equipo.

Efectividad de la parábola. A fin de analizar la eficiencia de la parábola se hicieron pruebas con agua para garantizar que efectivamente se tenía una temperatura arriba de lo necesaria por el adsorvente. Se analizó la efectividad de la parábola mediante un monitoreo de las temperaturas y presiones de vapor de agua presentes en el foco para observar si se logran las temperaturas deseadas con el diseño de esta parábola.



Imagen 7. Medición de la temperatura y presisn en el sistema.

En estas pruebas se registraron presiones por encima de los 20 Psi, temperaturas dentro del foco por encima de los 100 °C, al igual que fuera del mismo lo que demuestra gran efectividad de la parábola y el espejo seleccionados.

Comportamiento del adsorbente. Para observar el comportamiento del adsorbente se mezclaron las proporciones - de los componentes del mismo, y verificar su estado final luego de calentarlo y tratarlo en el laboratorio, para realizar estas pruebas se calcularon y separaron las cantidades calculadas del cloruro de litio y el carbón activado para luego ser pesadas en la gramara del laboratorio.[7],[11],[12].



Imagen 8. Medición de la masa del carbón activado.

Luego se midió la cantidad de masa del cloruro de litio para mezclarlo con el carbón activado anteriormente medido. Luego de mezclar los componentes del adsorbente con las medidas de seguridad que se necesitaban se procedió a ingresar la mezcla a la mufla para ser calentada a 100°C.

4. Conclusiones

De acuerdo con las teorías de diseño mecánico y análisis por elementos finitos se pudo evidenciar la eficiencia de los materiales seleccionados para la construcción del prototipo ya que estos no presentaron deformaciones significativas que afectaran y comprometieran la integridad del sistema.

Con la construcción del sistema, se brindara una solución económicamente viable a las personas que viven en las zonas rurales de las ciudades, con lo que se aportara en la mejora de la calidad de vida de las personas. Además, con la implementación de estos sistemas se evidenciarán algunas mejoras que se podrán adecuar dependiendo a las condiciones y necesidades de las comunidades teniendo en cuenta los parámetros de diseño mecánico.

Evidentemente estos sistemas son amigables con el medio ambiente, debido a que funcionan con la reacción química que se produce con la luz solar y la material que genera el efecto frigorífico.

5. Bibliografía

[1] Cadena, A. Delgado, R. Diagnóstico, Perspectivas Y Lineamientos Para Definir Estrategias Posibles Ante El Cambio Climático. Bogotá: Egemsa, Codensa, Universidad De Los Andes. (2009).

[2] Caicedo, Omar. Prias, Fredy. Programa De Uso Racional Y Eficiente De Energía Y Fuentes. Bogotá D.C.: Ministerio De Minas Y Energía. (2010).

[3] Cengel, Yunus A. Transferencia de Calor. s.l. : McGraw Hill. Vol. 2. (2004).

[4] Cortes, F.B. Gallon, D.A. Jurado, W.J. Modelamiento De Un Sistema De Refrigeración Mediante Adsorción Intermitente En Carbón Activado Utilizando Como Fuente De Energía Radiación Solar. Trabajo Dirigido De Grado. Universidad Nacional De Colombia. (2004).

[5] Cowan, R. Show. The Refrigerator Got Its Hum. In: Mackenzie, D. A. E Wajcman, J. (Ed.). The Social Shaping Of Technology: How The Refrigerator Got Its Hum. Philadelphia: Open University Press. (1985). Pp. 202-218

[6] Critoph Re. An Ammonia Carbon Solar Refrigerator For Vaccine Cooling. Renewable Energy. (1994).Vol. 5, Pp. 502–508.

[7] Hernández, A. Reyes, M. Análisis De Las Variables Que Inciden En El Comportamiento De Un Refrigerador Solar, Revista Colombiana De Tecnologías De Avanzada. (2012).

[8] Howell, John R. Principios De Termodinámica Para Ingeniería, Department Of Mechanical Engineering University Of Texas At Austin.

[9] Le Pierres, N. Procede Solaire De Production De Froid Basse Temperature (-28 °C) Par Sorption Solide–Gas. These Energetique Et Genie De Procedes De L'universitede Perpignan. (2005).

[10] Li, M. Sun, C. J, Wang, R. Z. Cai, W. D. Development Of No Valve Solar Ice Maker. Appl Therm Eng. (2004). Vol. 24, Pp. 865–872.

[11] Li, M. Wang, R. Z. Xu, Y. X. Wu, J. Y. Desing Ao. Experimental Study On Dynamic Performance Analysis Of A Flat-Plate Solar Solid-Adsorption Refrigeration For Ice Maker. Renewable Energy. (2001). Vol. 27, Pp. 211–221.

[12] Medini N, Marmottant B, Elgollis, Grenier Ph. Etuded'une Machine Solaire Autonome A Fabriquer De La Glace. Int J Refrig. (1991). Vol. 14.

[13] Megyesy. Eugene F. Manual De Recipientes A Presión Diseño Y Calculo, Grupo Noriega Editores, México. (1992).

[14] Meunier, F. Solid Sorption Heat Powered Cycles For Cooling And Heat Pumping Applications. Applied Thermal Engineering. (1998). Vol.18, Pp. 715-729.

[15] Oliveira, R. Solar Powered Sorption Refrigeration And Air Conditioning, In Refrigeration: Theory, Technology And Applications. New York: Nova Science Publishers. (2011). Pp. 205-238.

[16] Presidencia De La Republica. Reglamento Colombiano De Construcción Sismo Resistente "Nsr-10". Bogotá. 2010. (2010).

[17] Sumathy K, Li Z. F. Experiments With Solar-Powered Adsorption Ice-Maker. Renewable Energy. (1999). Vol. 16, Pp. 704–707

[18] Upme. Consorcio Bariloche - Brp. Consultoría Para La Formulación Estratégica Del Plan De Uso Racional De Energía Y Fuentes No Convencionales De Energía 2007 – 2025. Bogotá. : S.N. (2007).

BLOQUE XI

MECÁNICA COMPUTACIONAL

Influencia del comportamiento poroelástico del fondo marino en la rigidez dinámica de cimentaciones pilotadas para aerogeneradores offshore

F. García del Pino[1], G.M. Álamo Meneses[2], L.A. Padrón Hernández[3], J.J. Aznárez González[4], O. Maeso Fortuny[5]

[1]*SIANI.Universidad de Las Palmas de Gran Canaria. fidel.garcia@ulpgc.es*

[2]*SIANI.Universidad de Las Palmas de Gran Canaria. guillermo.alamo@ulpgc.es*

[3]*SIANI.Universidad de Las Palmas de Gran Canaria. luis.padron@ulpgc.es*

[4]*SIANI.Universidad de Las Palmas de Gran Canaria. juanjose.aznarez@ulpgc.es*

[5]*SIANI.Universidad de Las Palmas de Gran Canaria. orlando.maeso@ulpgc.es*

El comportamiento dinámico de los aerogeneradores instalados en el mar se ve fuertemente influenciado por las carácteristicas del suelo sobre el que se cimentan. La poca rigidez del suelo, muy habital en lechos marinos, hace especialmente relevante los fenómenos de interacción suelo-estructura. En este trabajo se presentan rigideces dinámicas, impedancias dinámicas verticales y horizontales, de cimentaciones realizadas con monopilotes calculadas haciendo uso de un Modelo Acoplado de Elementos de Contorno en el que se considera el pilote como un medio continuo sólido viscoelástico y el suelo que lo rodea como un semi-espacio poroelástico saturado de fluido. Se muestra la influencia que sobre la rigidez dinámica tienen la frecuencia de excitación, la rigidez del pilotes, los efectos de interacción pilote-suelo-pilote y la permeabilidad del suelo saturado.

1. Introducción

Las instalaciones eólicas marinas presentan importantes ventajas frente a las clásicas instalaciones en tierra. Entre ellas cabe destacar una mayor capacidad de generación como consecuencia de la mejor calidad del viento y un menor impacto visual y acústico debido a que la menor rugosidad superficial del mar permite disminuir la altura de las torres. Estas ventajas, junto con los avances tecnológicos y la mejor comprensión de los problemas inherentes a la instalación en condiciones offshore, están permitiendo disminuir los costes de inversión, lo que está haciendo rentables instalaciones que antes no eran viables económicamente. Todo ello se ha traducido en los últimos años en un considerable aumento de la potencia eólica marina instalada a lo largo del todo el mundo.

Buena parte de la inversión en un parque eólico marino va destinada a la cimentación de las máquinas, que como es obvio aumenta de forma proporcional con la profundidad del emplazamiento. Con mayor frecuencia se hace necesario cimentar las estructuras en suelos de peores características, que pueden hacer inviable el uso de cimentaciones superficiales y que llevan en ocasiones a la utilización de cimentaciones profundas.

Un adecuado diseño del conjunto aerogenerador-cimentación hace imprescindible conocer su comportamiento dinámico. Éste se ve fuertemente influenciado por los fenómenos de interacción suelo-estructura que se pueden resumir en una serie de efectos cinemáticos e inerciales producidos en la estructura y el suelo como resultado de la flexibilidad de éste último. Estos fenómenos son más notables a medida que el suelo de cimentación es más blando, situación que se da con frecuencia en fondos marinos.

Una manera habitual de caracterizar esta interacción es calcular la impedancia dinámica de la cimentación. Esto permite construir un modelo simple y realista del problema de cara al análisis dinámico del conjunto, sustituyendo el terreno por un resorte y un amortiguador en paralelo que representan adecuadamente la interacción.

En este trabajo se aborda el cálculo de la impedancia dinámica de cimentaciones profundas a base de pilotes (monopilotes) utilizadas habitualmente en parques eólicos marinos, teniendo en cuenta una particularidad del problema: La presencia de suelos blandos saturados de agua (con comportamiento asimilable a medios poroelásticos).

Existen muy pocos estudios dedicados al análisis de pilotes en suelos saturados de agua, y en los realizados, se ha simplificado el comportamiento del suelo en base a considerarlo como un sólido monofásico con un coeficiente de Poisson próximo a 0.5. Son escasos los análisis que tienen en cuenta el carácter bifásico del suelo de acuerdo con la teoría de Biot [1] y [2] en la que se tiene en cuenta la compresibilidad de ambas fases, la disipación debida a la viscosidad de fluido, y el acoplamiento de las deformaciones y tensiones entre el sólido y el fluido. Los pocos intentos en este sentido contienen además simplificaciones que limitan su aplicación.

En el presente trabajo se emplea un modelo tridimensional de elementos de contorno para obtener la impedancia dinámica de pilotes embebidos en suelos poroelásticos considerando su naturaleza bifásica. Los pilotes son modelados como un sólido continuo vicoelástico y el suelo que los rodea como un medio poroelástico lleno de fluido. Tanto en los pilotes como en el suelo se aplica el MEC.

Comparado con otros procedimientos existentes [3], [4] y [5], la técnica propuesta aquí requiere un esfuerzo computacional mayor, pero éste se ve compensado con una mayor versatilidad, generalidad y precisión. Así por ejemplo, es posible reproducir cualquier geometría de cimentación, incluyendo pilotes diferentes o inclinados con su verdadera sección transversal. Así mismo la condición de contacto entre el pilote y el suelo puede ser permeable o impermeable. Aunque los resultados presentados están restringidos a un semi-espacio, es posible modelar geometrías más complicadas de subsuelo (que incluyan por ejemplo zonas poroelásticas y viscoelásticas) simplemente mallando en elementos de contorno esta región. Al final del artículo se presenta una selección de resultados de impedancias verticales y horizontales. Además de los aspectos ya citados, se ha estudiado también la influencia de la frecuencia de excitación, la flexibilidad del pilote y las propiedades del material poroelástico en la respuesta del conjunto.

2. Procedimiento para en el cáculo de rigideces dinámicas mediante el MEC

Por brevedad se obvia la formulación del Modelo Acoplado de Elementos de Contorno adaptado al problema que nos ocupa. La misma puede ser consultada en profundidad [6]. Sí se explica, sin embargo, el concepto de rigidez dinámica y se muestra un detalle de la malla de elementos de contorno empleada para su cáculo.

La figura 1 ilustra una configuración usual del problema. Como ya se ha comentado en la introducción, cimentaciones más complejas, como pueden ser aquellas que incluyan pilotes inclinados o con sección variable, no requieren ninguna modificación de la técnica propuesta necesitando únicamente una modificación de la malla de los contornos.

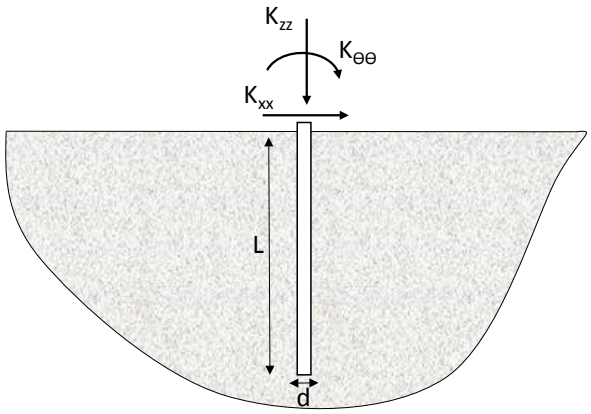


Figura 1: Pilote embebidos en un semi-espacio. Definición de la geometría del problema.

La matriz de rigidez dinámica de un pilote K_{ij} relaciona el vector de fuerzas (y momentos) aplicado a la cabeza del pilote y el vector de desplazamientos (y giros) resultante en el mismo punto. Para una excitación armónica los términos de la rigidez dinámica son funciones de la frecuencia ω de la forma:

$$K_{ij} = k_{ij} + ia_0 c_{ij} \tag{1}$$

Donde k_{ij} y c_{ij} son las rigideces dinámicas y los coeficientes de amortiguamiento, respectivamente, i la unidad imaginaria y a_o es la frecuencia adimensional dada por:

$$a_0 = \frac{\omega d}{c_s} \tag{2}$$

siendo c_s es la velocidad de propagación en el suelo de la onda de corte y d el diámetro del pilote.

En la figura 2 se pueden apreciar la discretización de elementos de contorno empleadas para calcular la rigidez de un pilote embebidos en un suelo poroelástico. El programa desarrollado incorpora propiedades de simetría, lo que permite discretizar la cuarta parte de la geometría total del problema. A la hora de adoptar los criterios para realizar las discretizaciones (tamaño y forma de los elementos y longitud de la superficie libre) se han tenido en cuenta trabajos previos que estudiaban estos aspectos [7].

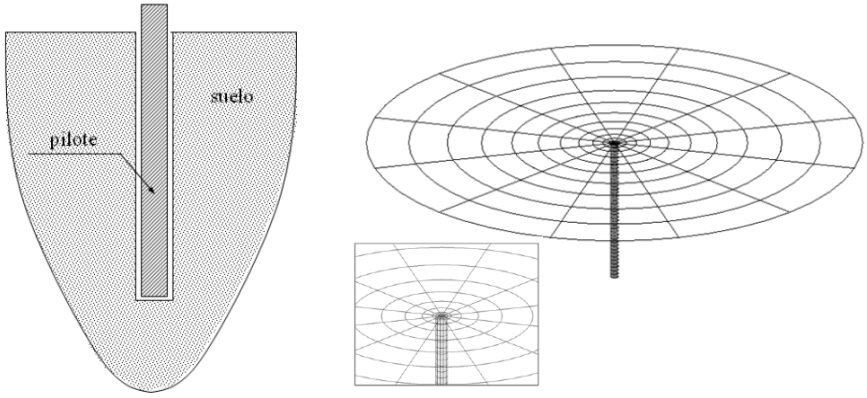


Figura 2: Sistema acoplado pilote-suelo y discretización de elementos de contorno de un pilote simple.

3. Análisis y discusión de resultados

En este apartado se muestran impedancias dinámicas de un pilote simple embebidos en un semi-espacio poroelástico saturado. Las propiedades del medio poroso han sido tomadas de [8]. Los valores adimensionales adoptados, cuya definición figura en la tabla 1, son: $\lambda^* = 1$, $Q^* = 14.33$, $R^* = 7.72$, $\rho_s{}^* = 1.12$, $\rho_f{}^* = 0.78$, $\rho_a{}^* = 0$ y $b^* = 59.30$. La porosidad es $\phi = 0.35$ siendo el coeficiente de amortiguamiento interno del esqueleto $\beta = 0.05$.

Tabla 1: Definición de las variables adimensionalizadas

$$\lambda^* = \frac{\lambda}{\mu} \qquad \rho_s^* = \frac{\rho_s}{\rho} \qquad \rho_f^* = \frac{\rho_f}{\rho} \qquad \rho_a^* = \frac{\rho_a}{\rho}$$

$$Q^* = \frac{Q}{\mu} \qquad R^* = \frac{R}{\mu} \qquad b^* = \frac{b\,d}{\sqrt{\mu\,\rho}}$$

Donde $\rho = (1-\phi)\rho_s + \phi\,\rho_f$ es la densidad del material homogéneo, μ es el módulo de rigidez transversal del esqueleto sólido drenado y d el diámetro del pilote.

Se considera que los pilotes tienen un comportamiento viscoelástico con propiedades que corresponden a las del hormigón: relación de flexibilidad $E_p/E = 343$ (E = módulo de elasticidad del medio poroelástico drenado), relación de densidades $\rho_p/\rho = 1.94$ (ρ = densidad del material homogéneo), coeficiente de Poisson $\upsilon_p = 0.2$ y coeficiente de amortiguamiento interno igual a 0. La relación de aspecto de los pilotes es L/d = 15. Salvo que se indique lo contrario, se considera que la condición de contacto entre el pilote y el suelo es impermeable.

3.1. Influencia de la flexibilidad del pilote

En la figura 3 se puede ver la influencia de la relación de flexibilidad E_p/E sobre k_{xx} y c_{xx} frente a la frecuencia adimensional a_o. El análisis se ha realizado para cuatro valores de la relación $E_p/E = 100$, 200, 500, 1000 y dos suelos poroelásticos con b* = 0 (permeabilidad $k\rightarrow\infty$) y b* = 5.93 (diez veces mayor que la que figura en [8]. A la vista de la figura se pueden reseñar algunos aspectos: en todo el rango de frecuencias, tanto la rigidez como el amortiguamiento aumentan cuando se incrementa la relación de flexibilidades E_p/E. Para b* = 5.93 los resultados de la rigidez dinámica (k_{xx}) en todos los casos muestran muy poca dependencia con la frecuencia de excitación a_o. Únicamente a frecuencias bajas se observa un repentino incremento de la rigidez desde los valores estáticos. Como podrá constatarse en figuras sucesivas, la rigidez estática no depende de b* y es igual a la correspondiente al suelo completamente drenado.

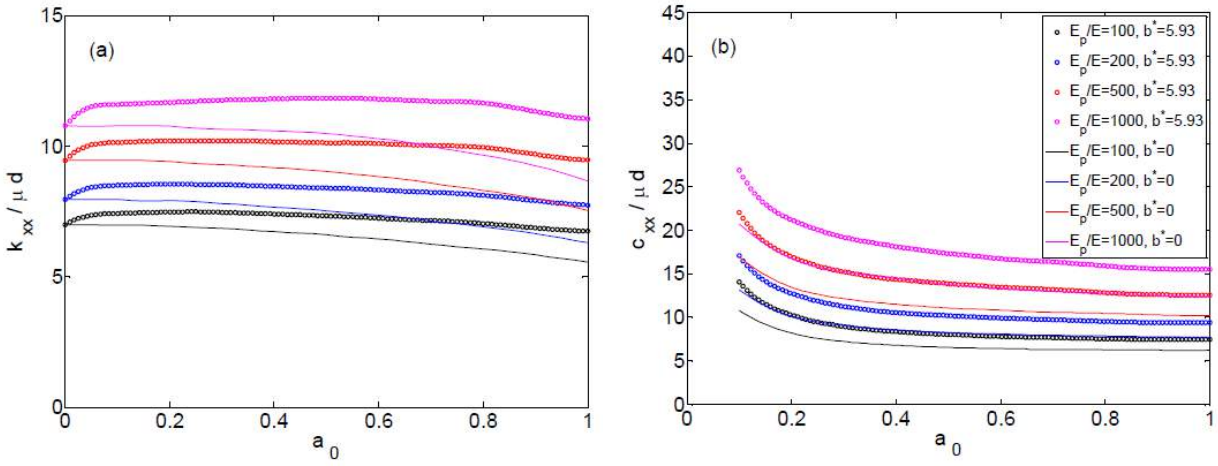


Figura 3: Influencia de la flexibilidad de los pilotes sobre la impedancia horizontal de pilotes simples.

Para el valor límite b* = 0 aparece una importante reducción de la impedancia. Se observa una significativa reducción de la rigidez con la permeabilidad del suelo a medida que se incrementa la frecuencia de la excitación. Este fenómeno es más importante a medida que se incrementa la relación E_p/E. En la sección siguiente, donde se estudia la influencia de la permeabilidad del suelo, se hará nuevamente hincapié en este fenómeno.

También se han obtenido las impedancias dinámicas de pilotes simples con relaciones de aspecto de L/d = 5, 10 y 20 para los mismos cuatro valores de la relación E_p/E. Para las relaciones de aspecto L/d = 10, 15 y 20, los resultados arrojan idénticos valores de la impedancia dinámica horizontal para todo el rango de Ep/E. Tan sólo el caso de L/d = 5 con valores de E_p/E = 100, 200 y 500 presenta alguna diferencia de comportamiento. Esta insensibilidad de la respuesta horizontal por encima de un cierto valor de la esbeltez L_a del pilote (L_a/d) es un fenómeno ya recogido en la literatura. La longitud activa del pilote depende de la relación de rigidez entre el pilote y el suelo y físicamente representa, para pilotes con L ≥ La, que la deformación impuesta a la cabeza del pilote no se trasmite a lo largo de toda su longitud sino hasta profundidades menores a L_a.

3.2. Influencia de la permeabilidad del suelo

Se ha mencionado anteriormente que la constante de disipación b (inversamente proporcional a la permeabilidad k) afecta significativamente a la respuesta dinámica: valores altos de b (como en el caso de arcillas) implica mayor dificultad para que el fluido transite a través del esqueleto sólido comparado con valores bajos de b (caso de arenas sueltas).

Las figuras 4 y 5 muestran respectivamente la impedancia horizontal y vertical de un pilote simple para tres valores de b*. Nuevamente se observa una reducción tanto de la parte real (rigidez) como de la imaginaria (amortiguamiento) a medida que decrece b*, es decir, a medida que el suelo se vuelve más permeable.

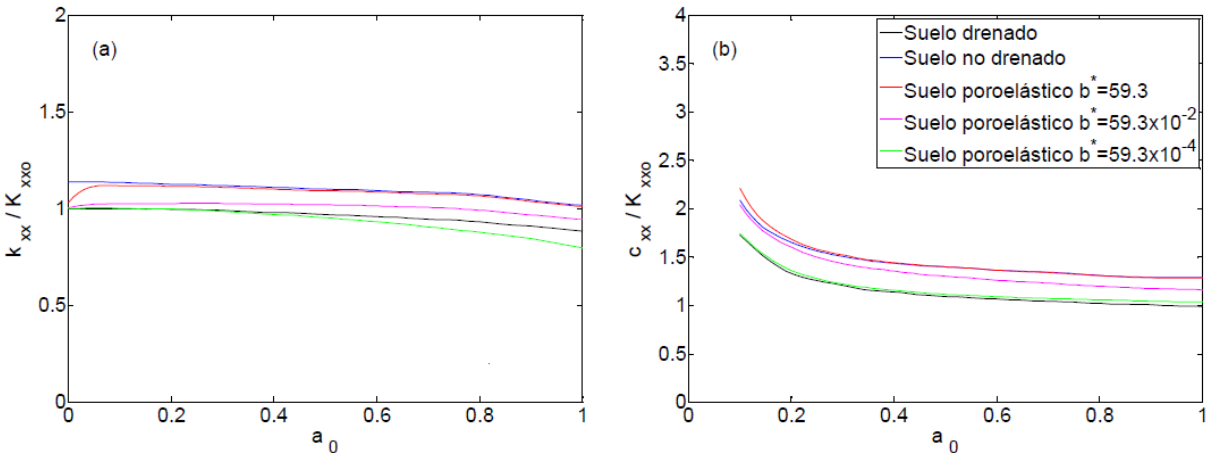


Figura 4: Influencia de la permebilidad del suelo. Impedancia horizontal.

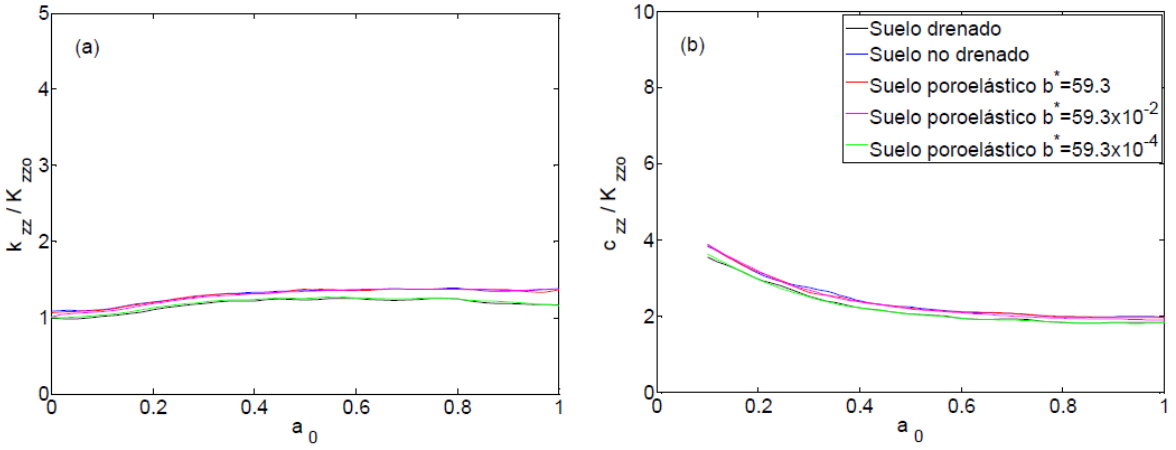


Figura 5: Influencia de la permebilidad del suelo. Impedancia vertical.

Las figuras también muestran las impedancias correspondientes a los dos casos límites del medio monofásico: suelo elástico drenado y suelo elástico no drenado. Valores altos de b* causan un comportamiento del medio bifásico próximo al de un suelo elástico ideal no drenado, excepto, tal y como era de esperar, a bajas frecuencias. Para el caso de la impedancia vertical, el medio elástico drenado marca el valor límite hacia el cual el medio bifásico tiende a comportarse a medida que aumenta su permeabilidad. La parte real de la impedancia horizontal (rigidez) cae por debajo del valor correspondiente al medio elástico drenado cuando la permeabilidad del suelo es muy alta, siendo este efecto creciente con a_o. La explicación de este fenómeno es la siguiente: para el caso de la impedancia vertical y un suelo muy permeable, la carga dinámica axial se trasmite desde el pilote al suelo poroelástico básicamente a lo largo de la superficie de contacto, o sea, a través de las tensiones de cortante en el esqueleto sólido; en estas condiciones el fluido que circula entre los poros apenas proporciona rigidez, comportándose el medio de forma similar a un suelo drenado. Sin embargo en el caso de la impedancia horizontal, la deflexión lateral del pilote trasmite carga sobre las dos fases del terreno, provocando zonas de aumento y disminución en la presión de poro. Esto modifica el comportamiento a diferencia del caso de un suelo drenado

4. Conclusiones

Se han presentado resultados correspondientes a coeficientes de rigidez dinámica de pilotes embebidos en suelos poroelásticos bifásicos calculados mediante un modelo de elementos de contorno tridimensional.

Los pilotes son modelados como un medio continuo sólido viscoelástico y el medio que lo rodea como un semi-espacio poroelástico saturado de fluido. El método propuesto permite estudiar sin dificultad geometrías más complejas de pilotes y suelos estratificados que incluyan por ejemplo zonas poroelásticas y viscoelásticas. Se han calculado impedancias dinámicas verticales y horizontales de pilotes cilíndricos. Los pilotes se han considerado soldados y los efectos de interacción pilote-suelo han sido tenidos en cuenta a través de las condiciones de equilibrio y de compatibilidad en las interfases. Se han mostrado las impedancias resultantes y se han estudiado la influencia de aspectos tales como: la frecuencia de excitación, la rigidez del pilotes y la permeabilidad del suelo saturado. De todo ello podemos extraer las siguientes conclusiones:

- En los suelos porosos saturados la cimentación presenta un incremento de rigidez con respecto al suelo elástico drenado desde valores muy bajos de la frecuencia. Este efecto es menos apreciable cuando la constante b del suelo disminuye. En el rango de frecuencias estudiado, el incremento de la rigidez relativa pilote/suelo implica un incremento de la impedancia dinámica, independientemente de la permeabilidad del suelo.
- La influencia de la constante de disipación b (dependiente de la viscosidad del medio y de la permeabilidad intrínseca del esqueleto) sobre el comportamiento dinámico de los pilotes es grande al afectar notablemente a las velocidades de propagación de las ondas en el suelo. En general, a medida que aumenta la constante b se obtienen valores mayores de las impedancias dinámicas, tendiendo hacia los valores correspondientes a un suelo ideal elástico no drenado.
- Los suelos porosos muy permeables pueden presentar menores rigideces horizontales que las correspondientes a un suelo ideal elástico drenado. Este efecto no es apreciable en el caso de rigideces verticales.

En conclusión, la simulación del comportamiento dinámico a través de modelos monofásicos drenados o no drenados puede conducir, dependiendo de las propiedades del medio y de la configuración geométrica de la cimentación, a resultados no reales. Cualquier modelo para analizar el comportamiento dinámico de pilotes y grupos de pilotes en suelos poroelásticos debe incluir todos los parámetros del material. La técnica propuesta lo hace y permite una representación más general y versátil que otras existentes.

5. Referencias

[1] M.A. Biot. Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-Saturated Porous Solid. I: Low Frequency Range, Journal of the Acoustical Society of America, 28 (2), (1956), 168-178.

[2] M.A. Biot. Mechanics of Deformation and Acoustic Propagation in Porous Media, Journal of Applied Physics, 33, (1962), 1482-1498.

[3] X. Zeng, R.K. Rajapakse. Dynamic Axial Load Transfer from Elastic Bar to Poroelastic Medium, Journal of Engineering Mechanics ASCE, 125 (9), (1999), 1048-1055.

[4] B. Jin, X.L. Zhou, J.F. Lu. Lateral Dynamic Compliance of Pile Embedded in Poroelastic Half Space, Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 21, (2001), 519-525.

[5] J.H. Wang, X.L. Zhou, J.F. Lu. Dynamic Response of Pile Groups Embedded in a Poroelastic Medium, Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 23, (2003), 235-242.

[6] O. Maeso, J.J. Aznárez, F. García. Dynamic Impedance of Piles and Groups of Piles in Saturated Soils, Computers & Structures, 83, (2005), 769-782.

[7] F. Vinciprova, O. Maeso, J.J. Áznarez, G. Oliveto. Interaction of BEM Analysis and Experimental Testing on Pile-Soil Systems. In C. Davini, & E. Viola (Eds.), Problems in Structural Identification and Diagnostics: General Aspects and Applications (195-227), (2003), Wien, New York. Springer-Verlag.

[8] M. Kassir, J. Xu. Interaction Functions of a Rigid Strip Bounded to Saturated Elastic Half-space, International Journal of Solids and Structures, 24 (9), (1988), 915-936.

Análisis acoplado de jaulas de cultivo marino mediante MEF no lineal

J.E. Gutiérrez-Romero[1], B. Zamora Parra[2], J. García-Espinosa[3], J.A. Esteve Pérez[1]

[1]*Unidad Predepartamental de Ingeniería Naval. Universidad Politécnica de Cartagena. jose.gutierrez@upct.es*

[2]*Dpto. de Ing. Térmica y de Fluidos. Universidad Politécnica de Cartagena. blas.zamora@upct.es*

[3]*Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería. Universidad Politécnica de Cataluña. julio@cimne.upc.edu*

No cabe duda de que el ámbito de la tecnología oceánica tiene gran relevancia e impacto en la sociedad actual. Cabe destacar la explotación de los recursos marinos como una de las líneas de intenso desarrollo. Todo esto lleva a la investigación de nuevas plataformas y artefactos marinos, y por tanto al desarrollo de nuevas herramientas que permitan estudiar estas estructuras situadas en alta mar y destinadas a diferentes tareas. Centrando la atención en las estructuras dedicadas al cultivo marino de peces, cabe indicar que están alcanzando una especial relevancia sobre todo en el área mediterránea en los últimos años. La complejidad en el estudio dinámico de estas estructuras (formados básicamente pro cables y redes) cuando están sometidas a los embates del mar hace que su análisis requiera del uso de herramientas complejas. Este trabajo propone un procedimiento para el estudio y el análisis del comportamiento de jaulas de cultivo marinas sometidas a oleaje. El trabajo desarrollado es estructurará de la siguiente forma: en primer lugar, se hará una introducción al concepto de jaulas de cultivo marinas. A continuación, se presentan los modelos numéricos basados en el Método de los Elementos Finitos (FEM) no lineal dedicados al estudio de cables y su extensión a estructuras formadas por mallas de cables. Seguidamente, se describe el modelo hidrodinámico de flujo potencial de segundo orden, usado para resolver la interacción fluido-estructura. Posteriormente, se presentan los resultados obtenidos del análisis de comportamiento de jaulas de cultivo sometidas a condiciones operativas. Por último, se exponen las conclusiones más relevantes del trabajo presentado.

1. Introducción

La acuicultura es una actividad que abarca muy variadas prácticas y una amplia gama de sistemas y técnicas de producción de cultivos marinos. Estas prácticas pueden definirse como el cultivo de organismos acuaticos y el uso de técnicas que hacen más eficiente su producción. Ademas, una de las características diferenciales con relación a la pesca es que las especies cultivadas son propiedad de una persona física o jurídica.

Como dato orientativo puede indicarse, según datos de 2013 aportados por FAO [1], que en dicho año la producción mundial alcanzó los 97 millones de toneladas (de capturas vivas) y con un valor estimado de 157 mil millones de dolares, procedentes de 575 especies cultivadas en todo tipo de sistemas. Por otra parte, la producción de alimento para peces alcanzó 70,2 millones de toneladas en el mismo año. Según FAO [1], la contribución de la acuicultura al sector pesquero es del 43,1 % frentre a los sistemas tradicionales de pesca. Puede destacarse también que China es el líder absoluto en casi todos los sectores relacionados con la acuicultura.

Existen diferentes metodologías o técnicas que se aplican en la acuicultura [2]. Entre estas técnicas pueden encontrarse: la acuicultura extensiva en agua dulce, que favorece el desarrollo de los cultivos acuáticos con un rendimiento superior al del ecosistema natural; la acuicultura de especies marinas en las instalaciones en tierra con un entorno cerrado y controlado que permite una producción óptima; la acuicultura extensiva en agua salobre, donde se mantienen los cultivos en lagunas acondicionadas a tal efecto; la acuicultura intensiva en agua dulce, en la que los peces se crían en cuencas hasta que alcanzan la talla comercial; la cría de moluscos basada en la colecta de larvas salvajes o de incubadoras que se alimentan a base de nutrientes naturales del medio ambiente y finalmente la acuicultura marina en jaula, en la que los peces permanecen en jaulas ancladas al lecho marino y mantenidas a flote mediante un flotador de plástico (véase la Figura 1). Este último tipo requiere de

tecnología que permita conocer su comportamiento frente a diferentes condiciones metoceánicas, pues es altamente complejo y en la mayor parte de las ocasiones su diseño se hace en base a la experiencia previa. Por ello, en el presente trabajo se desarrolla una metodología de análisis centrada en estos artefactos flotantes.

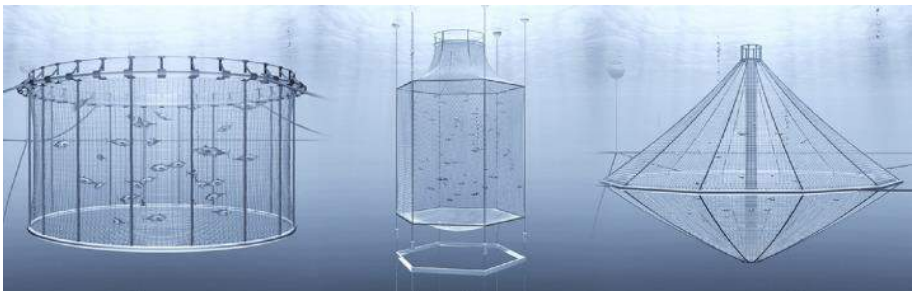


Figura 1: Distintos tipos de jaulas de cultivo marino empleadas en la actualidad.

Debido tanto a causas medioambientales y biológicas como por motivos de reordenación y aprovechamiento de los recursos costeros e interferencias con otros sectores, principalmente con el turístico, los emplazamientos de las jaulas cada vez se alejan más de la costa, situándose mar adentro [3]. Como consecuencia, las jaulas están sometidas a condiciones metoceánicas más severas que han de ser estudiadas para verificar la integridad de la plataforma.

Cabe decir que estas estructuras están compuestas mayoritariamente por cables, boyas, sistemas de fondeo, redes y otros elementos que hacen de su simulación una tarea compleja. Una jaula de cultivo marino *offshore* puede dividirse en dos subsistemas [3]: las líneas de fondeo y la jaula. Las líneas de fondeo suelen de tipo segmentado, compuestas por estachas y cadenas que unen las anclas (o muertos) a las jaulas. Se trata entonces de un problema de estudio de interacción dinámica entre los elementos en flotación y los sistemas de cables que conforman la jaula de cultivo marino.

La acuicultura tiene grandes retos que deben ser superados como por ejemplo: la disponibilidad de materias primas para los piensos, el desarrollo de tecnologías que permitan la adaptación de los polígonos de jaulas a condiciones metoceánicas más severas o el control de la sanidad de las especies cultivadas. Por otro lado, el estudio matemático del comportamiento de estos sistemas es relativamente actual. En los últimos años se ha analizado la respuesta de la red sometida a olas o corrientes, que provocan las solicitaciones más importantes con una importancia decisiva en el dimensionamiento de las líneas de fondeo [4, 5, 6]. La estimación de la respuesta puede llevarse a cabo por medio de análisis computacional, mediante técnicas de elementos finitos (MEF). A continuación, se establecen de forma somera las bases teóricas de los modelos matematicos empleados en el presente trabajo.

2. Fundamento teórico para estudio de interacción fluido - estructura en jaulas marinas

Como se ha indicado en el apartado anterior, el estudio de jaulas de cultivo marinas tiene un especial interés desde el punto de vista del cálculo estructural y de la interacción fluido–estructura. Estos artefactos están formados por elementos que pueden estudiarse desde el punto de vista estructural como cables o como vigas. En el primer caso, los efectos de flexión y torsión pueden despreciarse, mientras que, en el segundo caso, es preciso tenerlos en cuenta.

El campo de las estructuras marinas compuestas por cables ha adquirido una importancia relevante en los últimos tiempos, debido fundamentalmente al amplio rango de aplicación, desde estructuras de fondeo, cables submarinos, *risers* a sistemas de mallas [5]. Las jaulas de cultivo marino representan uno de estos ejemplos de interés, puesto que están formadas mayoritariamente por cables y redes. El estudio de los sistemas de cables en ambiente marino requiere habitualmente el análisis del comportamiento de estructuras flotantes y por tanto de la interacción del sistema de cables con el flotador. En esta materia diversos autores han investigado la influencia de los sistemas de fondeo sobre el comportamiento de estructuras marinas [6, 7, 8]. Por ejemplo, Kim et al. [7] compararon diversos tratamientos para el análisis de cables, desde muelles lineales hasta el Método de Elementos Finitos no lineales. Gutiérrez–Romero et al. [8] analizaron la influencia de las diversas metodologías para el análisis de sistemas de fondeo en estructuras fondeadas. La mayor parte de estas metodologías combinan el análisis estructural con solucionadores de flujo potencial basados en métodos de paneles de alto orden (*High*

Order Boundary Element Method, HOBEM) o en elementos finitos. En el trabajo presentado, como posteriormente se indica, se usarán estas aproximaciones para analizar el comportamiento dinámico de un polígono de jaulas de cultivo marinas.

2.1. Ecuaciones de gobierno para cables dinámicos

En el análisis estructural de cables en ingeniería marina, resulta habitual despreciar los efectos de flexión y torsión, puesto que en cables son predominantes los efectos axiles y de compresión. Por tanto, las ecuaciones de gobierno pueden formularse como

$$ {}_o\frac{\partial \mathbf{r}_l^2}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial s}\left(EA_o \frac{e}{e+1}\frac{\partial \mathbf{r}_l}{\partial s}\right) + \mathbf{f}(t)(e+1), \tag{1}$$

donde ρ_o es la masa por unidad de longitud, $\mathbf{r}_l$ es el vector de posiciones nodales, s es la coordenada longitudinal del cable, E es el módulo de Young, A_o es el área transversal del cable, e es el alargamiento y $\mathbf{f}(t)$ es el vector de fuerzas externas, que tienen en cuenta los términos de masa añadida, de las fuerzas hidrostáticas y de interacción con el lecho oceánico. Además, en el caso de cables para análisis de fondeo se incluyen términos viscosos lineales y no lineales de interacción con el fluido.

2.2. Discretización espacial del cable y de la red

La formulación débil de la ecuación del movimiento de un cable dada por Borst et al. [9] en configuración actualizada, puede escribirse como sigue,

$$ \int_V (\rho_o \delta \mathbf{r}^T \ddot{\mathbf{r}} + (\mathbf{L}\delta\mathbf{r})^T \sigma) \mathrm{d}V = \int_V (\rho_o \delta \mathbf{r}^T \mathbf{g}) \mathrm{d}V + \int_S \delta \mathbf{r}^T \mathbf{t}\, \mathrm{d}S\,, \tag{2}$$

siendo dV un elemento diferencial de volumen, dS un elemento diferencial de superficie, **r** el vector desplazamiento, **L** un operador apropiado, **t** el vector de tensiones en la superficie, **g** el vector de aceleración de la gravedad, y σ el tensor de esfuerzos.

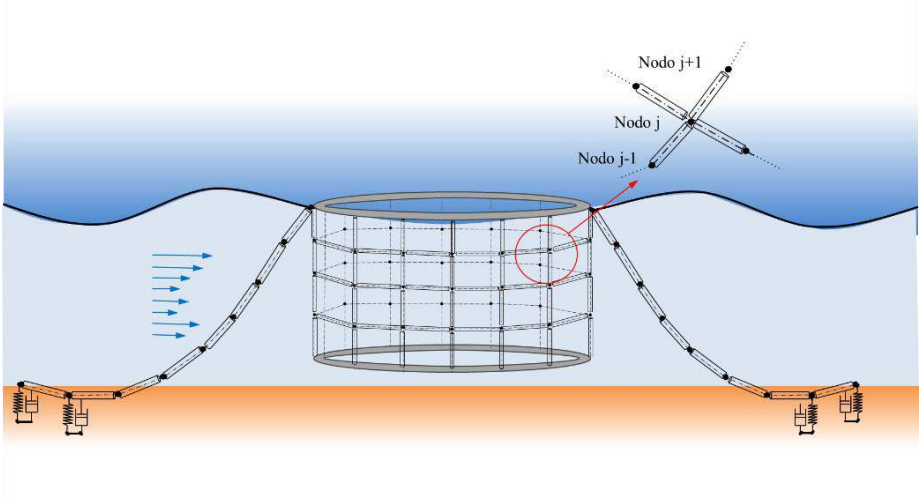


Figura 2: Discretización espacial adoptada para el análisis de elementos finitos no lineal de jaulas de cultivo marinas.

Introduciendo el vector u_k para las tres componentes de desplazamiento del nodo k, el campo de desplazamientos **r** puede aproximarse a

$$ \mathbf{r} = \sum_{k=1}^{n} h_k u_k(\mathrm{i,j,k}) = \mathbf{H}\mathrm{u}, \tag{3}$$

donde h_k son funciones de interpolación, **H** es una matriz de tamaño 3 x 3n y u_k es el vector de posiciones que contiene todos los grados de libertad del sistema. El vector u_k puede relacionarse con los desplazamientos globales a través de la matriz **Z**, para N grados de libertad. La Ecuación (2) puede escribirse como:

$$\sum_{e=1}^{N} \boldsymbol{Z}_e^T \int_{V_e} \mathbf{H}^T \mathbf{H} \mathrm{d}V \ \mathbf{Z}_e \ddot{r} = \sum_{e=1}^{N} \boldsymbol{Z}_e^T \int_{V_e} \mathbf{H}^T \mathbf{g} \, \mathrm{d}V + \sum_{e=1}^{N} \mathbf{Z}_e^T \int_{S_e} \mathbf{H}^T \mathbf{t} \ \mathrm{d}S - \sum_{e=1}^{N} \boldsymbol{Z}_e^T \int_{Ve} \mathbf{B}^T \sigma \mathrm{d}V, \tag{4}$$

con $\mathbf{B} = \mathbf{LH}$, la Ecuación (4) se llega a ser un balance de momentos. Así, el equilibrio dinámico de las fuerzas que actúan en el cable queda como [9],

$$\mathbf{f} = \mathbf{M}\ddot{\mathbf{r}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{r}} + \mathbf{K}\mathbf{x}, \tag{5}$$

donde **f** es el vector de fuerzas externas, **M** es la matriz de masa de la línea, **C** es la matriz de amortiguamiento de la línea y **K** es la matriz de rigidez de la línea. La Figura 2 muestra la discretización espacial adoptada para cables y redes en el modelo implementado.

2.3. Modelo de radiación - difracción de flujo potencial

La resolución de la interacción entre el oleaje y la estructura (jaula de cultivo) se lleva a cabo mediante la solución del problema de radiación–difracción del cuerpo en flotación. Asumiendo flujo incompresible e irrotacional, el problema de comportamiento en el mar del flotador se puede modelar mediante el siguiente conjunto de ecuaciones de gobierno

$$\Delta\varphi = 0, \qquad \text{en } \Omega, \tag{6}$$

$$\frac{\partial \xi}{\partial t} + \frac{\partial \varphi}{\partial x}\frac{\partial \xi}{\partial x} + \frac{\partial \varphi}{\partial y}\frac{\partial \xi}{\partial y} - \frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0, \qquad \text{en } z = \xi, \tag{7}$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \frac{1}{2}|\nabla\varphi|^2 + \xi g = 0, \qquad \text{en } z = \xi, \tag{8}$$

$$\mathbf{v}_p \cdot \mathbf{n}_p + \mathbf{v}_\varphi \cdot \mathbf{n}_p = 0, \qquad \text{en } \Gamma_p, \tag{9}$$

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} = 0, \qquad \text{en } z = -H, \tag{10}$$

$$P_p = -\rho\frac{\partial \varphi}{\partial t} - \frac{1}{2}\rho|\nabla^2| - \rho g z_p, \qquad \text{en } \Gamma_p. \tag{11}$$

donde φ es el potencial de velocidades, Ω es el dominio fluido, Γ_p es la superficie mojada, ξ es la altura instantánea de la superficie libre, $\mathbf{n}_p$ es un vector normal a la superficie mojada apuntando hacia el fluido, $P_p$es la presión en un punto *p* de la superficie mojada, $\mathbf{v}_p$ es la velocidad de un punto *p* de la superficie mojada y z_p es la coordenada vertical del punto *p*.

2.4. Interacción fluido – estructura

La mayor parte de los modelos encontrados en la literatura, dedicados a resolver el acoplamiento dinámico entre el flotador y sistemas de cables, como los sistemas de fondeo, usan el análisis en el dominio de la frecuencia para estudiar la respuesta del flotador, junto con integrales de convolución, que permiten resolver el comportamiento de la estructura flotante. La metodología usada en este trabajo resulta completamente diferente comparada con las metodologías tradicionales. Basado en los trabajos de Gutiérrez–Romero et al. [8] y Serván–Camas y García–Espinosa [10], el uso de un solucionador del problema de radiación–difracción de flujo potencial, (basado a su vez en el método de los elementos finitos para resolver el comportamiento en la mar del flotador), permite acoplar de una manera natural la interacción no lineal entre fondeo, sistemas de cable y flotadores.

Cabe indicar que el uso de teorías potenciales evita el uso de técnicas de remallado durante la simulación, con un consecuente ahorro en coste computacional. Al llevarse a cabo el análisis en el dominio del tiempo resulta sencillo la incorporación de fuerzas externas lineales o no lineales sobre las estructuras flotantes simuladas. La interacción entre los comportamientos elastodinámicos de la línea y dinámico del dispositivo flotante se produce mediante la relación entre la tensión de la línea o cable y el desplazamiento del dispositivo flotante.

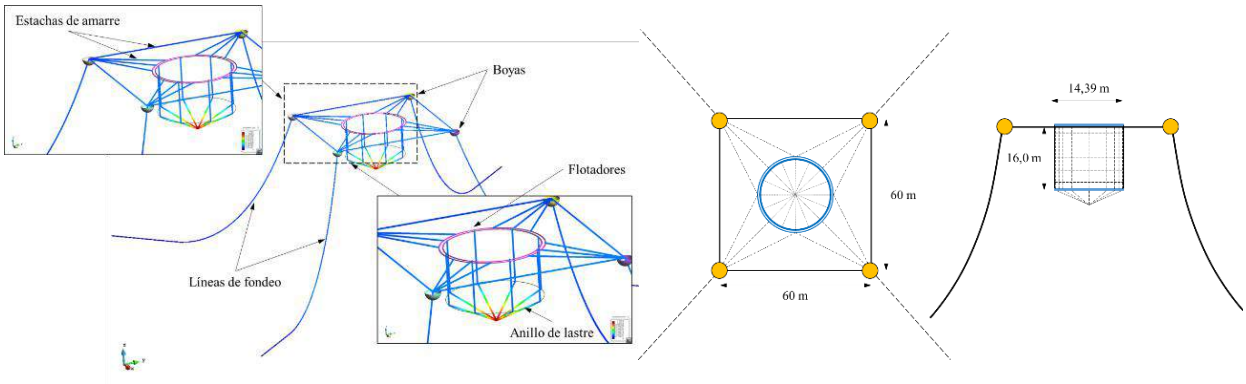
3. Metodología empleada

A continuación, se describe la metodología adoptada para el análisis de interacción oleaje–estructura para el análisis de jaulas de cultivo marino flotantes en diversas condiciones metoceánicas mediante el solucionador de flujo potencial SeaFEM (http://www.compassis.com/compass/es/Productos/SeaFEM). En primer lugar, se lleva a cabo el análisis individual de una jaula de cultivo marina y posteriormente se extiende dicho análisis a un sistema completo de jaulas marinas. Se describen las condiciones de contorno aplicadas al análisis, se definen

algunos parámetros importantes como la solidez de la estructura, se describe también el proceso de simulación de un polígono de jaulas de cultivo marino y se analizan diversos resultados de interés en el diseño convencional de estos sistemas flotantes.

3.1. Descripción del modelo de jaula

La jaula flotante analizada está formada por dos anillos flotadores, junto con un anillo de lastre que mantiene en tensión la red. Consta además de cuatro boyas, a las que se unen las estachas de amarre (12 por jaula) que mantienen unidos los flotadores a las boyas situadas en las esquinas que se unen entre sí mediante otras cuatro estachas (véase la Figura 3). Bajo el anillo de lastre, la red sostiene en su parte central un peso de 100 Kg.



(a) (b)

Figura 3: Descripción de la jaula (a) y esquema de disposición general de una jaula individual (b).

Las jaulas están constituidas por diversos materiales con distintas características mecánicas, todas ellas recogidas en la Tabla 1. La jaula tiene un calado entre flotadores y anillos de 16 metros y un total de 23,2 metros. Las dimensiones de la jaula pueden leerse en la Figura 3(b).

Tabla 1: Elementos y características de la jaula de cultivo marina simulada.

Elemento	Material	Características
Flotador exterior	HPDE (ρ = 960 kg/m^3)	Diámetro: 31,46 m Radio sección: 21 cm Espesor: 3 mm
Flotador interior	HPDE (ρ = 960 kg/m^3)	Diámetro: 29,20 m Radio sección: 21 cm Espesor: 3 mm
Anillo de lastre	PVC (ρ = 16 kg/m^3)	Diámetro: 31,46 m Radio sección: 7 cm
Relleno flotador	Polietileno expandido (ρ = 16 kg/m^3)	-
Relleno lastre	Hormigón (ρ = 2300 kg/m^3)	-
Red	Nylon (ρ = 1200 kg/m^3)	Solidez: 0,19 Red sin nudo
Líneas de fondeo	Cadena de acero eslabón sin contrete	Peso por metro (ρ = 60 N/m) Módulo de Young: 6,09·1010 Longitud. 135 m
Boyas	HPDE (ρ = 960 kg/m^3)	Radio: 2,44 m

Conviene definir el parámetro de solidez de la jaula de cultivo marino. Este parámetro se define como la relación entre el área proyectada por la red y el área completa de un paño de red. Esta característica se incluye mediante la definición de elementos esbeltos adecuados que permite tener en cuenta los efectos viscosos, los inerciales, los lineales, y los no lineales sobre la jaula de cultivo marino.

Por otra parte, cabe mencionar que el polígono de cultivo está constituido por 6 jaulas como las descritas anteriormente, con 14 líneas de fondeo distribuidas a lo largo del contorno del perímetro del polígono. La distribución de las jaulas es de tipo estándar, en una configuración de 3 jaulas en sentido longitudinal y 2 en el transversal. En cada uno de los vértices de conexión entre estachas de amarre y fondeos se sitúa una boya a la que se unen estos elementos.

3.2. Condiciones de contorno aplicadas

Se procede a definir las condiciones de contorno aplicadas a las simulaciones numéricas. En el análisis hidrodinámico se consideran como se ha indicado en las bases teóricas, las cargas de arrastre, las de inercia, las viscosas lineales y las no lineales, así como también la interacción con el lecho oceánico y las cargas de oleaje debidas a la interacción oleaje–estructura. Para tener en cuenta la solidez de la red, que se estima en 0,1, se definen elementos esbeltos con unos coeficientes de arrastre C_d = 1,1 y masa añadida C_m = 0,5, que permitirá calcular los efectos de masa añadida y arrastre sobre el conjunto.

En cuanto a las condiciones metoceánicas se han considerado una función de densidad espectral de energía para describir el oleaje de tipo Pierson–Moskowitz, con alturas significativas (H_s) comprendidas entre 0,3 metros y 3,3 metros, con un periodo pico (T_p) de 12 segundos. También se analizan el efecto de las corrientes sobre las jaulas, con valores de velocidad de corriente comprendidos entre 0,1 y 1,0 m/s.

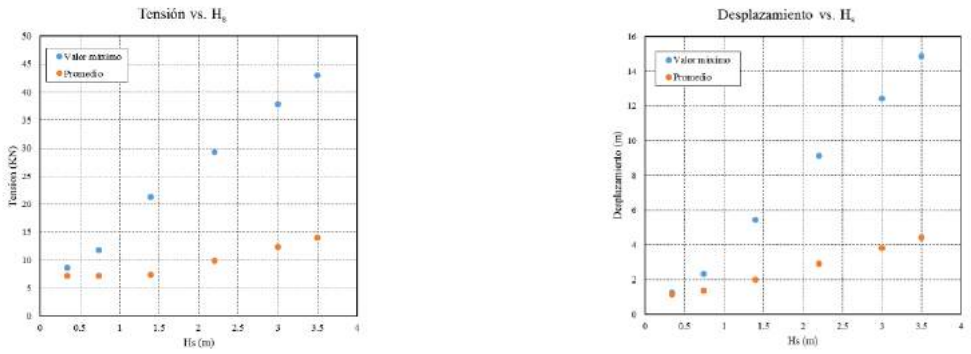
La discretización empleada para el dominio espacial corresponde con una malla de tipo tetraédrica no estructurada. Se ha dividido cada jaula de cultivo marino en elementos tipo barra. Cada jaula individual consta de 1440 nodos, en cuanto a elementos de cable y un total de 1,435 × 10^6 elementos para el dominio de cálculo completo. Mientras, en el caso del polígono de jaulas el número de elementos para el dominio es de 2,5 × 10^6 elementos y para las jaulas es de 8640 nodos.

3.3. Simulación numérica

Para llevar a cabo las simulaciones numéricas se emplea un solucionador directo basado en las librerías INTELMKL junto con programación basada en GPU CUDA con el fin de la aceleración del cálculo. Las simulaciones numéricas se llevan a cabo en una estación de trabajo con un procesador Intel Xeon E5 v1620 y Nvidia Quadro K4000. El tiempo de simulación es de 300 segundos con un paso de tiempo de 0,02 segundos para garantizar la estabilidad numérica. Cada simulación de una jaula individual lleva aproximadamente unas 5 horas de cálculo, mientras en el caso del polígono de jaulas resulta de aproximadamente unas 20 h por simulación. Hay que indicar que la resolución de los elementos de cable se realiza mediante un esquema numérico de tipo Bossak–Newmark, ayudado de un esquema de Aitken para acelerar la convergencia.

3.4. Análisis de resultados

Se analiza a continuación los resultados de tensiones y desplazamiento obtenidos para distintas alturas de oleaje (Figura 4). Del análisis de resultados de la jaula individual sometida a las distintas condiciones oceánicas se desprenden las siguientes conclusiones. Los valores de la tensión y del desplazamiento máximos obtenidos tienen una evolución lineal con el aumento de la altura de ola. No ocurre lo mismo con los valores promediados obtenidos, de los que no se observa una evolución lineal. Se advierte, además, que los valores promediados máximos se producen en las líneas de fondeo, con una dispersión baja, mientras que los valores máximos de tensión ocurren en las estachas de amarre del flotador, para las que se obtienen valores de la elongación desde 0,3 mm, para la altura de ola más baja, hasta 1,5 mm para el caso más severo.

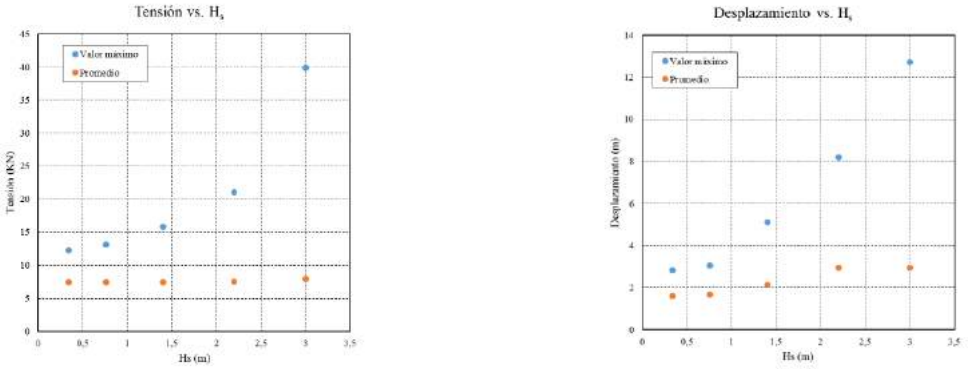


(a) (b)

Figura 4: Análisis de tensiones (a) y desplazamientos (b), máximos y promediados frente a diferentes alturas de ola (H_s), para una jaula de cultivo individual.

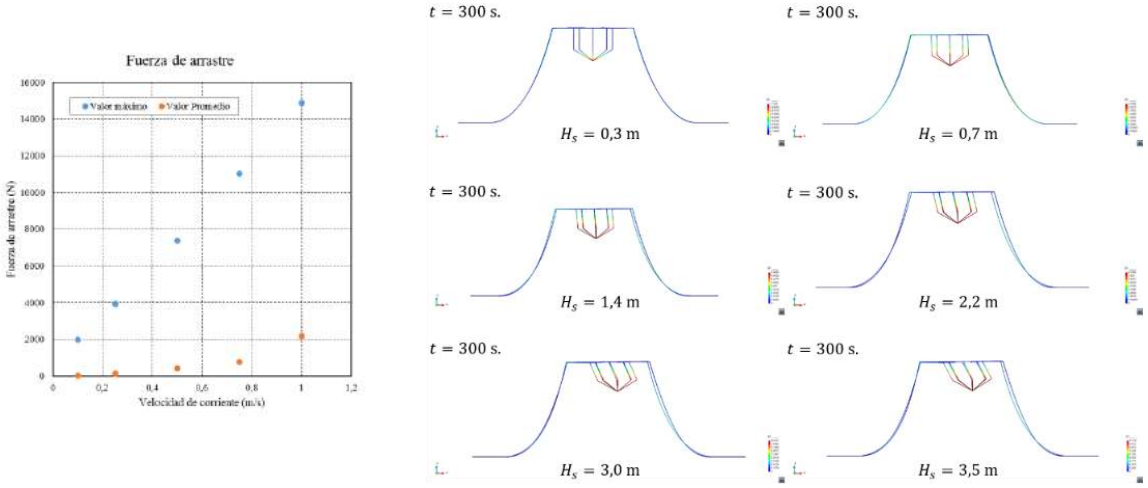
Del análisis de resultados del polígono de jaulas de cultivo marino se deducen las siguientes conclusiones (Figura 5 y 6(a)). Las tensiones obtenidas tienen órdenes de magnitud similares a las obtenidas para el caso de

análisis de una jaula individual. Sin embargo, se aprecia que la tendencia en este caso no es tan lineal como ocurría entonces. Los valores promedios de tensión y desplazamiento permanecen en rango similar al caso anterior. Por otro lado, los valores de los desplazamientos resultan similares en ambos casos. En cuanto a las elongaciones obtenidas en los elementos del sistema de jaulas, los valores también llegan a ser muy similares.



(a) (b)

Figura 5: Análisis de tensiones (a) y desplazamientos (b), máximos y promediados frente a diferentes alturas de ola, para un polígono de jaulas de cultivo marino.



(a) (b)

Figura 6: Gráfico comparativo de la evolución de la resistencia debida a corrientes comparada (a). Captura de imagen de una jaula individual sometida a distintas alturas de oleaje para el mismo instante de tiempo (b).

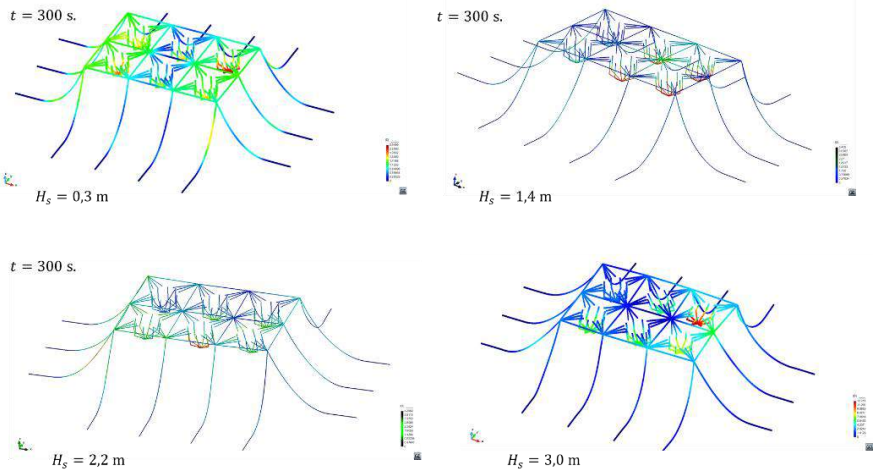


Figura 7: Captura de imagen de una jaula individual sometida a distintas alturas de oleaje para el mismo instante de tiempo.

Las Figuras 6(b) y 7 muestran diferentes instantáneas de los artefactos analizados. Puede observarse claramente que los mayores desplazamientos son obtenidos en la parte inferior de la jaula como consecuencia del peso del anillo de lastre y de la respuesta elástica de la red frente a los embates de las olas. También ha de indicarse que, del análisis de tensiones, se observa que para el caso más extremo se alcanzan valores cercanos a la carga de rotura $1{,}27 \times 10^8$ Pa frente $1{,}92 \times 10^8$ Pa para las estachas de amarre que sujetan el flotador a las boyas.

Por otra parte, del análisis frente a corrientes, se obtiene que la resistencia de arrastre observada tiene un crecimiento lineal alcanzando valores cercanos a los 15 KN para velocidades de 1 m/s, de lo que se deduce que la combinación de alturas de oleaje moderada con corrientes altas puede dar lugar a elevadas tensiones en los elementos de sujeción de las jaulas de cultivo marino, con el consecuente peligro de rotura.

4. Conclusiones

Del análisis del estado del arte, se ha observado una clara tendencia hacia el desarrollo de explotaciones de cultivo marinas cada vez en aguas más profundas. El diseño y el análisis de jaulas de cultivo se realiza en la mayor parte de los casos en base a la experiencia previa. Sin embargo, la complejidad de su análisis requiere de modelos matemáticos y herramientas complejas. Se ha presentado un modelo MEF para análisis estructural de cables y red acoplado junto con un modelo MEF para la resolución de la interacción oleaje–estructura basado en los trabajos de Gutiérrez–Romero et al. [8] y Serván–Camas y García–Espinosa [10], que permite un análisis realista de estructuras marinas. Se ha llevado a cabo un extenso análisis de jaulas de cultivo marino tanto desde el punto de vista individual, como colectivo, mediante el estudio de un polígono de jaulas en una configuración estándar. Los resultados obtenidos indican una evolución lineal de los valores máximos de tensión, que se obtienen en las estachas de amarre que unen las boyas con los flotadores superiores y que mantiene la configuración de la jaula. Por otra parte, se ha observado una relación lineal de los valores máximos de arrastre para las jaulas, tendencia que no se reproduce, para los valores promediados. Se observa que para las condiciones más severas se alcanzan valores cercanos a la tensión de rotura de las estachas de amarre. También se deduce del análisis que, con condiciones moderadas de oleaje, la adición de cargas debidas a las corrientes puede dar lugar a elevadas tensiones en las estachas de amarre, comprometiendo la integridad estructural.

5. Referencias

[1] FAO. Global Aquaculture Productions statistics database update to 2013. Food and Agriculture Organization of the United Nations. (2013).

[2] European Commission. Aquaculture Methods. Fact Sheet. (2015).

[3] P. Alza–Izaguirre, B. Serván–Camas, J.F. Basánez–Núñez, J. De Lara Rey, A. Souto-Iglesias. Cálculo de esfuerzos en jaulas de cultivo y líneas de fondeo. Ingeniería Naval 846 (2007), 96-104.

[4] P.F. Lader, B.R. Enerhaug, A. Fredheim, J. Krokstad. Modelling of 3D Net Structures Exposed to Waves and Current. 3rd International Conference on Hydroelasticity in Marine Technology. Oxford, UK, (2003).

[5] M.A. Vaz, M.H. Patel, Three-dimensional behaviour of elastic marine cables in sheared currents. Appl. Ocean Res. 22 (2000), 45-53.

[6] S. Chucheepsakul, N. Srinil. Free vibrations of three-dimensional extensible marine cables with specified top tension via a variational method. Ocean Engng. 29 (2002),1067-1096.

[7] B.W. Kim, H.G. Sung, J.H. Kim, S. Young Hong. Comparison of linear spring and nonlinear FEM method in dynamic coupled analysis of floating structure and mooring system. J. Fl. and Struct, 42 (2013), 204-227.

[8] J.E. Gutierrez–Romero, J. García–Espinosa, B. Serván–Camas, B. Zamora–Parra. Non-linear dynamic analysis of the response of moored floating structures. Marine Structures 49 (2016), 116-137.

[9] R. Borst, R.A. Crisfield, J.C.J. Remmers. V. Clemens, Verhoosel, V. Non-linear Finite Element Analysis of Solid and Structures. Second Ed. Wiley, (2012). ISBN: 9780470666449.

[10] B. Serván–Camas, J. García–Espinosa. Accelerated 3D multi-body seakeeping simulations using unstructured finite elements. Journal of Computational Physics 252 (2013), 382-403.

Modelización numérica de la adherencia de armaduras en hormigón convencional y de alta resistencia

F.B. Varona Moya[1], M. Navarro Menargues[2], F.J. Baeza de los Santos[3], S. Ivorra Chorro[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. borja.varona@ua.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. miguel.navarro@ua.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. fj.baeza@ua.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. sivorra@ua.es*

Esta comunicación presenta un ejemplo de modelización por elementos finitos para el análisis del comportamiento adherente entre las barras corrugadas de acero que se emplean como armaduras y el hormigón. La adherencia entre ambos materiales es de suma importancia para asegurar la capacidad estructural de los elementos de hormigón armado. Este comportamiento adherente puede ser modelizado mediante la ley de tensión adherente (bond strength) frente al deslizamiento relativo (slip) recogida en la normativa europea, Código Modelo, válida para hormigones de resistencia convencional (no superior a 50 MPa). En una campaña experimental se han llevado a cabo ensayos de adherencia por pull-out tanto en hormigones convencionales como en hormigones de ata resistencia (HAR). Se han creado modelos de elementos finitos en un software de análisis, que tratan de reproducir las condiciones de la campaña y en los que se ha implementado dicha ley de adherencia. Las curvas obtenidas por el modelo son contrastadas con las obtenidas en la campaña experimental. Esta metodología ha permitido comprobar la bondad de la ley adherente propuesta en el Código Modelo y su posible re-calibración.

1. Información general del artículo

El dimensionamiento y comprobación de las estructuras de hormigón armado y pretensado con armaduras activas adherentes parten de la hipótesis de adherencia perfecta entre el acero y el hormigón que lo recubre, bien de forma directa o bien a través de la lechada adherente y la superficie rugosa de la vaina. Se trata de un análisis a nivel global de la estructura; el comportamiento adherente en sí, esa hipótesis que permite el estudio global, queda por lo tanto orientado a un estudio a nivel local. Este estudio local se centra en el comportamiento de una barra de acero embebida en la matriz de hormigón, que es sometida a un incremento gradual de carga hasta lograr su arrancamiento. En [1] se realiza una exposición del estado del conocimiento en el fenómeno de la adherencia acero-hormigón en condiciones ambientales normales. Una primera variable de estudio es la tensión rasante de adherencia entre el hormigón y el acero, que es habitualmente obtenida como cociente entre la fuerza de arrancamiento dividida por la superficie adherente asociada al diámetro nominal del redondo. Se asume, por lo tanto, que la distribución de tensión adherente es uniforme. La tensión adherente (*bond stress*) es proporcional a la carga que debe soportar la armadura (tracción o compresión). La segunda variable de estudio es el deslizamiento relativo (*slip*) que se produce entre el hormigón y la barra a medida que ésta va siendo arrancada.

Como se ha indicado, la tensión de adherencia media presupone una distribución uniforme de la adherencia. En general, esta suposición no se cumple. Tal y como explican [2] y [3] ello se debe a varios factores. En primer lugar, tanto en el caso de barras lisas como en el caso de barras corrugadas, los distintos modos de fallo asociados al arrancamiento no concuerdan estrictamente con una hipótesis de adherencia uniforme. En segundo lugar, en el caso de las barras corrugadas, el fallo de adherencia está en parte asociado con una distribución de tensiones radiales fruto del avance relativo de la corruga contra la matriz de hormigón. Otro factor importante es el nivel de tensión en la propia armadura, más concretamente, si se trata de régimen elástico o plástico. En determinadas circunstancias, la hipótesis de una distribución de adherencia cuasi-uniforme puede asumirse como válida, tal y como se apunta en [4] y [5]; para ello, la barra debe trabajar en rango elástico y la longitud de adherencia debe ser suficientemente corta (en torno a 5 veces el diámetro del redondo). Gracias a esta circunstancia, es posible establecer diversos modelos de ensayo de arrancamiento que sirven de herramienta para analizar cualitativa y cuantitativamente del fenómeno de adherencia (e.g., ensayo de *pull-out* según RILEM/CEB/FIP (1983), ensayo *beam-test* según UNE 36740:1998).

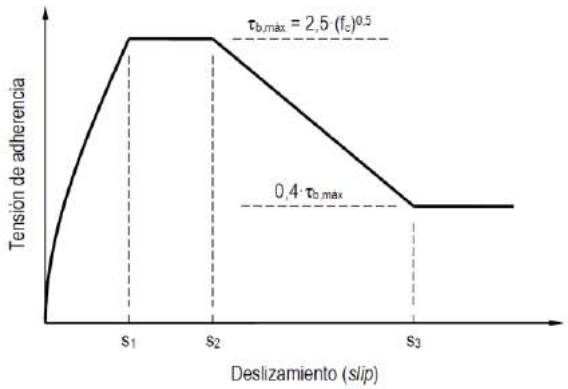


Figura 1: Ley local de adherencia del Código Modelo 2010 en condiciones de buena adherencia

El objetivo del presente artículo es en primer lugar reproducir con un modelo numérico el ensayo de adherencia por *pull-out*, calibrando dicho modelo con la ley local de adherencia propuesta en el Código Modelo 2010 [6] para hormigones de resistencia convencional (HC) (representada en la figura 1 para barras corrugadas y en el supuesto de que se den las condiciones de buena adherencia). La curva adherencia-deslizamiento construida con dicho modelo se comparará con las curvas experimentales que han sido obtenidas en una campaña de ensayos con dos hormigones de muy diferente grado resistente. La comparación servirá en primer lugar para comprobar si el diseño de los experimentos es adecuado para poder obtener la ley local de adherencia. Y, en segundo lugar, para poder recalibrar la ley de adherencia propuesta por el Código Modelo 2010, permitiendo su posible generalización a hormigones de alta resistencia (HAR).

2. Descripción de la campaña experimental

La campaña experimental ha contemplado dos hormigones de muy diferente rango resistente, con las propiedades generales que se recogen en la tabla 1.

Tabla 1: Propiedades de los hormigones ensayados

Designación	Resistencia f_c [MPa]	Resistencia f_{ct} [MPa]	Módulo $E_{c,din}$ [GPa]	Cfte Poisson
HC	29,0	2,15	35,7	0,238
HAR	89,0	3,88	38,7	0,336

En la Tabla 1, f_c se refiere a la resistencia a compresión en probeta cúbica y f_{ct} se refiere a la resistencia a tracción directa. El módulo de elasticidad $E_{c,din}$ y el coeficiente de Poisson fueron determinados mediante ensayos de ultrasonidos. Los valores indicados corresponden al promedio de 3 probetas.

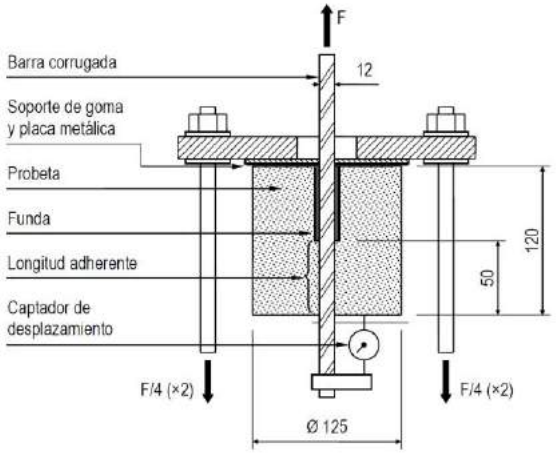


Figura 2: Esquema del ensayo de *pull-out*

De cada una de las amasadas se fabricaron cinco probetas cilíndricas de 125 mm de diámetro y 120 mm de altura, con una barra corrugada de acero B500S de 12 mm de diámetro nominal embebida en el eje longitudinal y adherida una longitud de 50 mm (figura 2). El esquema trató de reproducir las condiciones del ensayo RILEM/CEB/FIP (1983) pero con las observaciones realizadas en [4], limitando la longitud adherida a 5 cm con el fin de que pueda asumirse la hipótesis de tensión de adherencia uniforme a lo largo de dicha longitud y, consecuentemente, pueda entenderse que la curva de la adherencia promedio sea una buena aproximación de la ley local de adherencia. En la tabla 2 se resumen los valores deducidos de la curva promedio de los cinco ensayos realizados para cada hormigón.

Tabla 2: Resumen de resultados de las curvas de adherencia local

Designación	$\tau_{b,máx} / (f_c)^{0,5}$	α	s_1 [mm]	s_2 [mm]	$\tau_{b,s3} / \tau_{b,máx}$
Código Modelo 2010	2,5	0,4	1	2	40%
HC (exp.)	2,034	0,17	0,48	1,97	41,2%
HAR (exp.)	3,129	0,52	0,52	1,76	-

El valor de s_3 (ver figura 1) corresponde a la distancia entre dos corrugas consecutivas de la armadura que, en el caso de las barras de Ø12 mm de B500S vale 7,2 mm. En la tabla 2 la última columna corresponde al valor de tensión residual cuando se produce un deslizamiento s_3, como porcentaje de la adherencia máxima; en el caso del hormigón HAR no se pudo determinar este parámetro porque 3 de las 5 probetas fallaron de forma agria por *splitting* para valores de deslizamiento de entre 3 y 3,5 mm. El parámetro designado como α corresponde al grado de la parábola con la que se ajusta la rama inicial de carga según la ecuación (1):

$$\tau_b(s) = \tau_{b,máx}\left(\frac{s}{s_1}\right)^{\alpha} \qquad (1)$$

donde s es el deslizamiento relativo y los parámetros $\tau_{b,máx}$ y s_1 se recogen en la figura 1 y en la tabla 2. Los ensayos de adherencia se realizaron en una prensa multiensayos modelo ME402/20 con capacidad máxima de 20 t. El deslizamiento relativo entre armadura y probeta de hormigón se midió en el extremo saliente de barra no cargado mediante un extensómetro-transductor lineal Novotechnik con precisión superior a 0,01 mm.

3. Implementación del modelo numérico

El modelo numérico del ensayo de adherencia por *pull-out* se ha construido con el software ABAQUS, basado en el Método de los Elementos Finitos. Este programa informático puede simular adecuadamente la no linealidad tanto del acero, como del hormigón, como del contacto entre ambos materiales. Aprovechando la simetría de revolución de la probeta de ensayo, se ha empleado un modelo 2D de elementos axisimétricos. Como finura de mallado, se han adoptado elementos de 2×2 mm (ver figura 3).

El contacto entre acero y hormigón se produce en la zona eficazmente adherida de 5 cm de longitud (de acuerdo con el esquema de ensayo representado en la figura 2 y en el modelo numérico de la figura 3). El ensayo de simula mediante control por desplazamiento (de forma análoga al ensayo real), aplicando un desplazamiento del extremo cargado de la barra que se incrementa linealmente a lo largo del tiempo.

Por lo que respecta a los materiales, para el hormigón se ha empleado el modelo *Concrete Damaged Plasticity* de ABAQUS. En este modelo se asume que el hormigón presenta dos posibles modos de fallo que son la fisuración y el aplastamiento. El modelo es una modificación del criterio de Drucker-Prager (1952), basándose en el criterio de Lubliner (1989) e incorpora las modificaciones propuestas por Lee y Fenves (1998) para considerar la evolución de las resistencias a compresión y a tracción. Con tensiones principales no nulas en más de una dirección, la relación tensión-deformación del material se define en la ecuación (2):

$$\sigma = \frac{(1-D)\cdot D_0^{el}}{\left(\varepsilon - \varepsilon_{pl}\right)} \qquad (2)$$

El acero se ha modelizado con comportamiento bi-lineal, con la primera rama elástica hasta que se alcance el límite elástico del acero, seguida de una segunda rama plástica con endurecimiento hasta rotura. El diagrama es simétrico respecto del origen (i.e., equirresistente en tracción y en compresión). Se aplica el criterio de plastificación de Von Mises. El comportamiento constitutivo del hormigón es el propugnado por el Código Modelo 2010 [6]. El comportamiento en compresión se representa en la figura 4 y el comportamiento en tracción en la figura 5. En la modelización del hormigón se han tenido en cuenta las propiedades recogidas en la tabla 1.

Asimismo, la tabla 3 recoge los parámetros adoptados para la definición del modelo *Concrete Damaged Plasticity*.

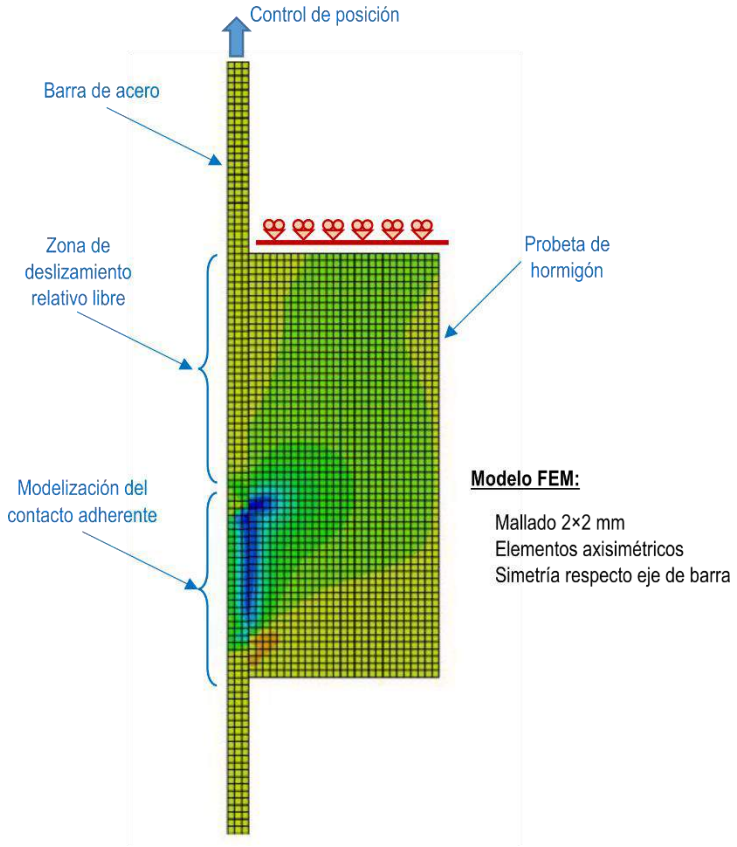


Figura 3: Modelo de elementos finitos para simulación numérica del ensayo pull-out; tensiones S12.

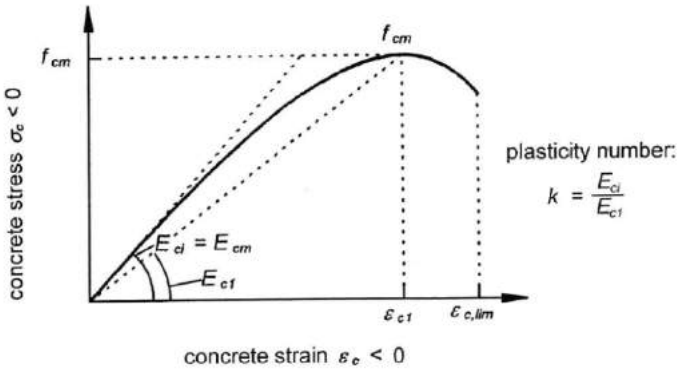


Figura 4: Comportamiento constitutivo del hormigón en compresión según el Código Modelo 2010.

El contacto entre acero y hormigón se ha modelizado mediante la ley local de adherencia del Código Modelo 2010 de la figura 1. La implementación de esta ley de contacto se ha realizado de dos formas diferentes:

- Calibración mínima: se ha respetado íntegramente la formulación del Código Modelo 2010 con los parámetros indicados en la tabla 2; el único parámetro importado de la campaña experimental ha sido la resistencia a compresión, de la cual depende la meseta de adherencia máxima. Ello permite crear dos modelos, uno para HC con 29 MPa de f_c y otro para HAR con 89 MPa de f_c.
- Re-calibración experimental: se mantiene la formulación del Código Modelo 2010 pero se ajusta a los parámetros obtenidos experimentalmente (recogidos en la tabla 2). La relación $\tau_{b,máx} / (f_c)^{0,5}$ se establece en 2,034 para el HC y en 3,129 para el HAR. El grado α de la parábola de carga inicial se modifica de

acuerdo con la tabla 2: $\alpha = 0{,}17$ en HC y $\alpha = 0{,}52$ en HAR. El deslizamiento relativo s_1 se establece en 0,5 mm para ambos hormigones y el deslizamiento s_2 se deja con el valor propuesto original de 2 mm. Lo mismo que la tensión adherente residual en s_3, que se mantiene en el 40% de $\tau_{b,máx}$.

Tabla 3: Parámetros del modelo *Concrete Damaged Plasticity*

Ángulo de dilatancia ψ	Excentricidad ε	Viscosidad μ	Parámetro de forma K_c	Compr. máx. uniaxial/biaxial
31°	0.1	0.001	1.16	0.667

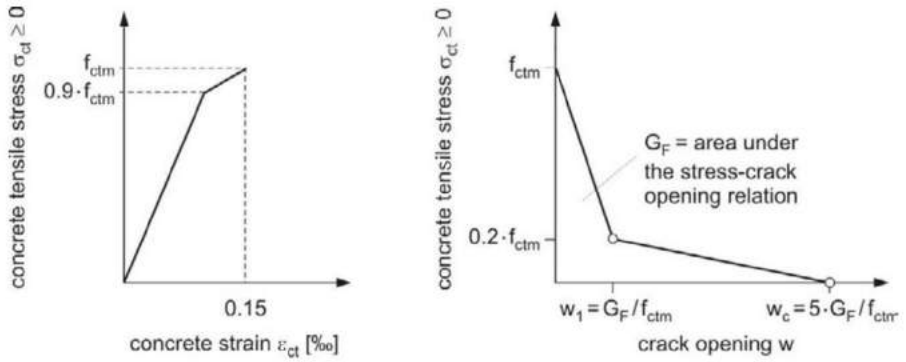


Figura 5: Comportamiento constitutivo del hormigón en tracción según el Código Modelo 2010.

4. Resultados

Las figuras 6 y 7 representan el comportamiento adherencia-deslizamiento para los hormigones HC. En estas gráficas se superponen tres curvas:

- En primer lugar, la versión de la curva del Código Modelo 2010 con la que se ha definido el modelo de contacto acero-hormigón en ABAQUS: o bien la versión correspondiente a la calibración mínima (indicada como "CEB orig.") o bien la versión correspondiente a la re-calibración experimental en las condiciones indicadas más arriba (designada como "CEB mod.").
- En segundo lugar, la curva experimental promedio de las cinco probetas de *pull-out* de hormigón HC ensayadas (designada como "Exper.").
- Por último, la curva obtenida por el modelo de elementos finitos que se ha implementado (designada como "FEM").

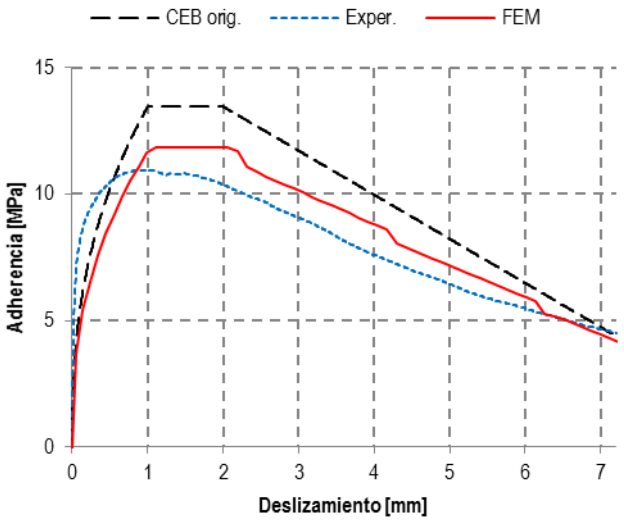


Figura 6: Comparación entre los resultados experimentales con la ley local del Código Modelo 2010 sin retocar y la salida de simulación del modelo numérico de elementos finitos a que conduce, en hormigón HC

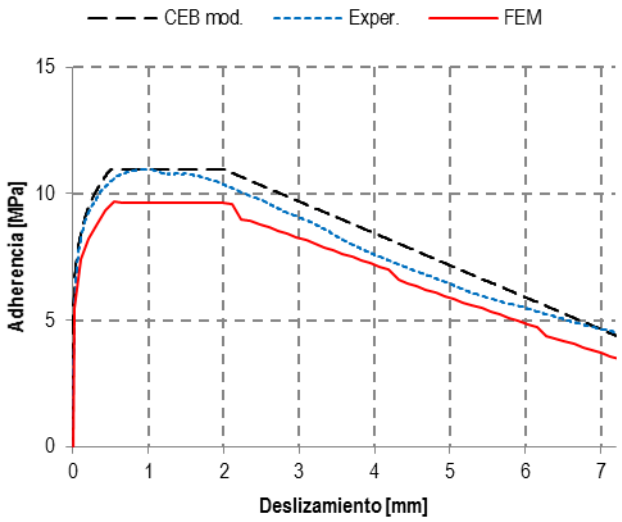


Figura 7: Comparación entre los resultados experimentales con la ley local re-calibrada basada en Código Modelo 2010 y la salida del modelo numérico de elementos finitos a que conduce, en hormigón HC.

La figura 6 pone de manifiesto que, con las condiciones características geométricas de las probetas de *pull-out* que se han ensayado (incluida la magnitud de la longitud adherente), no se consigue obtener directamente la ley local de adherencia acero-hormigón: la curva "FEM" está ligeramente por debajo de la curva "CEB Orig.", lo que confirma el hecho de que no es del todo correcta la hipótesis de tensión adherente uniforme a lo largo de la interfaz de adherencia, aún a pesar de haber asegurado una longitud inferior a 5 veces el diámetro nominal de la barra. No obstante, la discrepancia (de en torno al 13% en la meseta de adherencia máxima) no es excesiva y el modelo numérico podría permitir suponer que el experimento diseñado es útil como herramienta para obtener una buena aproximación de la ley de adherencia. En la figura 7 puede observarse cómo la re-calibración de la ley de contacto acero-hormigón no reduce la discrepancia entre la curva teórica local ("CEB mod.") y la simulación numérica del experimento (sigue habiendo una discrepancia de en torno al 13%).

Las figuras 8 y 9 representan el comportamiento adherencia-deslizamiento para los hormigones HAR, con la misma codificación que en los HC.

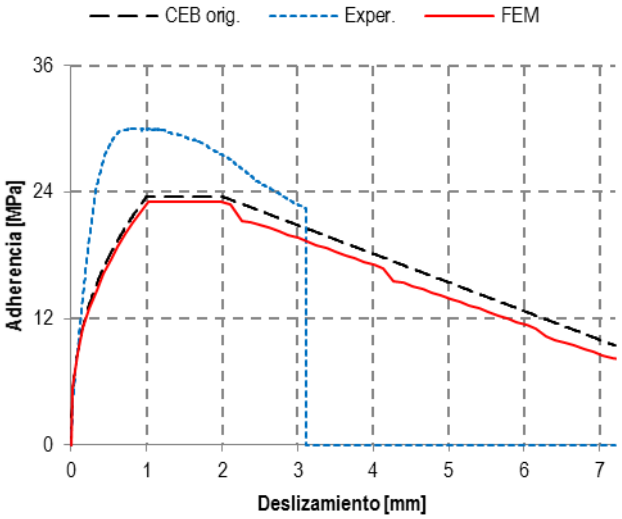


Figura 8: Comparación entre los resultados experimentales con la ley local del Código Modelo 2010 sin retocar y la salida de simulación del modelo numérico de elementos finitos a que conduce, en hormigón HAR.

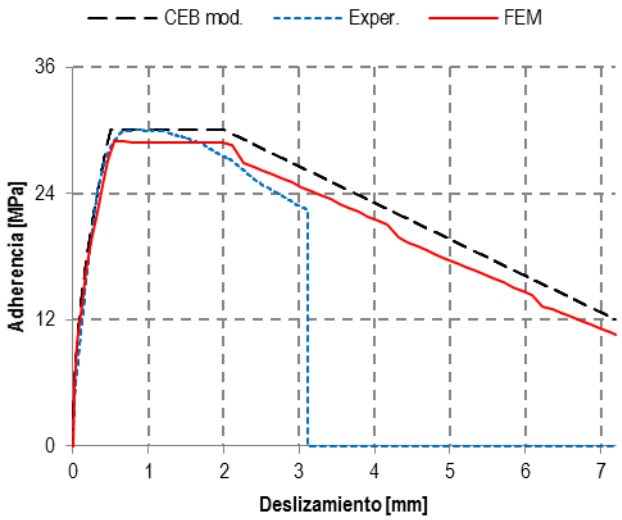


Figura 9: Comparación entre los resultados experimentales con la ley local re-calibrada basada en Código Modelo 2010 y la salida del modelo numérico de elementos finitos a que conduce, en hormigón HAR.

A diferencia del caso de los hormigones HC, en el caso de los hormigones de alta resistencia hay una coincidencia casi perfecta entre la ley local de adherencia teórica y la simulación numérica a que da lugar al aplicarla a la geometría y condiciones de contorno del ensayo real. Ello es constatable perfectamente tanto en la figura 8 como en la figura 9. Lo más destacable en este caso es lo conservadora que parece ser la formulación del Código Modelo 2010 a la hora de aplicarla a los hormigones HAR, puesto que la adherencia experimental está un 30% por encima de la que estima el modelo numérico de simulación. Obviamente, a la hora de re-calibrar la ley local de contacto (la relación $\tau_{b,máx}$ / $(f_c)^{0,5}$) y el deslizamiento s_1 de la rama inicial) se fuerza a una correlación de muy buena calidad hasta un poco por encima de los 3 mm de deslizamiento relativo. En este punto queda patente la incapacidad del modelo de elementos finitos (en las condiciones en que se implementó) para reproducir el fallo por *splitting*, puesto que no hubo ni siquiera indicios de falta de convergencia. En lo referente a la validez de la generalización de la ley local del Código Modelo 2010 a hormigones HAR, puede entenderse que mantiene su validez aunque la relación $\tau_{b,máx}$ / $(f_c)^{0,5}$ ha resultado conservadora con respecto a los resultados reales obtenidos y el fallo por *splitting* se ha producido aún a pesar de haber mantenido el recubrimiento libre que prescribe el Código Modelo 2010 para evitar este modo de agotamiento.

5. Conclusiones y futuras líneas de investigación

El presente trabajo ha presentado la aplicación de un modelo numérico de elementos finitos para tratar de validar una determinada metodología experimental con una geometría concreta de probeta, con barra de acero embebida, como medio de obtención de la ley local de adherencia entre armaduras y hormigón. Existe una ligera discrepancia entre la ley de contacto local, que es uno de los inputs del modelo de elementos finitos, y la simulación numérica que trata de reproducir el ensayo; esa discrepancia estaría acotada a un 13% en el caso de un hormigón de resistencia convencional mientras que sería prácticamente despreciable en el caso de un hormigón de alta resistencia. En principio, podría concluirse que la geometría de probeta cilíndrica para ensayo de *pull-out* puede ser adecuada a tal fin.

En lo referente a la rama de descarga residual (*post peak bond stress*), ésta queda reproducida casi a la perfección en el caso de los hormigones convencionales. Sin embargo, para el caso del hormigón de alta resistencia fabricado en esta campaña, el modelo numérico ha resultado insuficiente para anticipar el riesgo de fallo por *splitting* que impidió desarrollar el mecanismo de arrancamiento completo.

Como futuras líneas de investigación se proponen las siguientes. En primer lugar, aplicar la calibración del modelo numérico implementado a otras geometrías de probeta cilíndrica con mayor y menor longitud de adherencia, con el fin de realizar un análisis de sensibilidad que permita conocer la influencia que tiene ese parámetro. En segundo lugar, mejorar el presente modelo para que sea capaz de anticipar el fallo agrio por *splitting*. Por último, tanto a nivel experimental como a nivel de simulación numérica, estudiar el caso de hormigones reforzados con fibras de acero y/o poliméricas, teniendo en cuenta sus leyes constitutivas específicas de comportamiento, para analizar el efecto que tienen en la calidad de la adherencia entre las armaduras de acero y el hormigón.

6. Agradecimientos

El presente estudio ha podido ser llevado a cabo gracias a la colaboración de la Universidad Politécnica de Valencia, Sika S.A.U., FerroAtlántica, S.A., Aridur Hormigones, S.L. y Prefabricados Saval Hnos. S.L.

7. Referencias

[1] E.J. García Taengua. Bond of reinforcing bars to steel fiber reinforced concrete (SFRC). Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 2013.

[2] J. Cairns, G.A. Plizzari. Towards a harmonised European bond test. Materials and Structures, 36(8), (2003), 498-506.

[3] P.F. Bamonte, P.G. Gambarova. High-bond bars in NSC and HPC: study on size effect and on the local bond stress-slip law. ASCE Journal of Structural Engineering, 133(2), (2007), 225-234.

[4] A. Windisch. A modified pull-out test and new evaluation methods for a more real local bond-slip relationship. Materials and Structures, 18(105), (1985), 181-184.

[5] E. Mazzarolo, R. Scotta, L. Berto, A. Saetta. Long anchorage bond-slip formulation for modeling of RC elements and joints. Engineering Structures, 34, (2012), 330-341.

[6] FIB (2012). Model Code 2010 – Final Draft (Volumes 1 & 2). FIB Bulletin No.65, Lausanne, (2012).

Modelización numérica del comportamiento a punzonamiento de losas de hormigón armado

M. Navarro Menargues[1], F.B. Varona Moya[2], D. Bru Orts[3], S. Ivorra Chorro[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. miguel.navarro@ua.es*

[2] *Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. borja.varona@ua.es*

[3] *Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. david.bru@ua.es*

[4] *Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. sivorra@ua.es*

Uno de los fenómenos claves desde el punto de vista resistente en el diseño de una estructura resuelta con losas de hormigón armado es el de su comportamiento frente al punzonamiento. Su importancia radica en que la rotura por punzonamiento se presenta de forma frágil y sin prácticamente avisar, por lo que las consecuencias desde el punto de vista humano pueden llegar a ser catastróficas. En este trabajo se presenta un modelo numérico no lineal con elementos finitos para estudiar el punzonamiento en losas macizas de hormigón armado. Dicho modelo se ha desarrollado con el software ABAQUS. El objeto del trabajo es poder disponer de una herramienta de análisis para poder evaluar las estructuras existentes y poder plantear, en su caso, un posible refuerzo, o bien poder optimizar el diseño de las de nueva construcción. El modelo numérico se ha configurado con elementos hexaédricos 3D para el hormigón y elementos lineales (truss 2D) para las armaduras de refuerzo. Las ecuaciones constitutivas del hormigón y del acero incluyen la no linealidad de los materiales. Se ha realizado un análisis de sensibilidad del modelo frente al tamaño de malla, así como a diferentes parámetros de cálculo. En cuanto al tipo de análisis, se han efectuado un análisis estático y un análisis dinámico explícito, comparando los resultados de ambos. Asimismo, los resultados numéricos se han comparado con resultados de los ensayos experimentales realizados en la Universidad de Waterloo con el fin de realizar una validación de los mismos. Las simulaciones ofrecen un ajuste satisfactorio y proporcionan información acerca de la resistencia a punzonamiento y de la forma de rotura en términos deformacionales.

1. Introducción

Los fallos por punzonamiento en forjados de edificación se producen de forma frágil, esto es, de forma brusca y sin previo aviso. Por tanto, sus consecuencias suelen ser mayoritariamente trágicas [1]. Por ello, el punzonamiento representa el mecanismo resistente más importante dentro de una estructura convencional resuelta con losas macizas o forjados reticulares.

Existen diversas investigaciones consistentes en la realización de campañas experimentales para evaluar esta tipología de esfuerzo, entre las que destacan las realizadas en la Universidad de Waterloo [2].

No obstante, prácticamente la literatura científica que aborde el estudio numérico del punzonamiento es losas es más bien escasa. Por ello, y también con el objeto futuro de trasladar las bases de la modelización numérica al estudio de losas de hormigón celular, se aborda en el presente artículo la modelización numérica del punzonamiento en losas de hormigón armado mediante el método de los elementos finitos con el software ABAQUS [3].

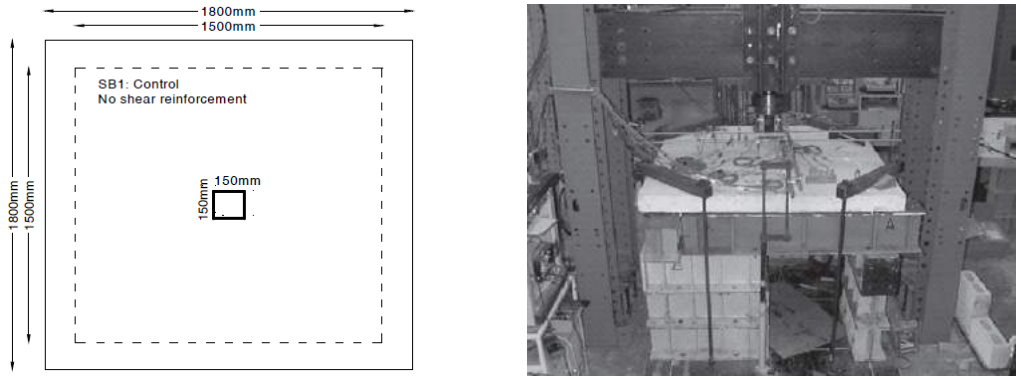
Las simulaciones numéricas permiten la reducción de costes por nuevas campañas experimentales, así como un mayor alcance en el estudio y la propuesta de todos los aspectos relacionados con el punzonamiento: formulación de los códigos existentes, posibles refuerzos de estructuras existentes, etc.

El objeto del presente artículo es la propuesta de un modelo numérico que prediga correctamente el comportamiento a punzonamiento de una losa de edificación de hormigón armado. Para ello se compara la curva carga-desplazamiento calculada con la obtenida en los ensayos experimentales. Asimismo, en el desarrollo del artículo se incluye un análisis de sensibilidad respecto a diferentes parámetros que afectan al resultado.

2. Campañas experimentales

Para la calibración del modelo numérico que posteriormente se expone se emplean los resultados experimentales obtenidos de la campaña de ensayos realizados en la Universidad de Waterloo. Estos ensayos consisten en la reproduccion mediante modelos a escala real de conexiones forjado-pilar ejecutados con hormigón armado (ejemplar SB1). La muestra representa parte de un sistema continuo forjados-pilares, propios de la edificación occidental convencional, y en este caso delimitado únicamente por las líneas de contraflecha alrededor del pilar.

Las dimensiones de los forjados son de 1800 x 1800 x 120 mm, mientras que la sección transversal del pilar es de 150 x 150 mm. Asimismo, el pilar tiene una altura de 150 mm tanto desde la cara inferior del forjado como desde la cara superior. Las características geométricas y la disposición del ensayo se muestran en la figura 1, (a) y (b), respectivamente.



(a) (b)

Figura 1: Geometría de la muestra de ensayo y disposición experimental del mismo.

Por lo que respecta a los materiales, el hormigón empleado tiene una resistencia a compresión de 44 MPa y una resistencia a tracción de 2.13 MPa. Por su parte, el acero tiene un límite elástico de 455 MPa.

En el forjado se dispone de una parrilla superior y una parrilla inferior de armado, ambas con barras 10M (100 mm^2 de sección transversal). Las barras situadas en la zona de compresión (cara superior) tienen una separación de 200 mm; las barras situadas en la zona de tracción (cara inferior) tienen una separación de 100 mm. Se presenta por tanto idéntica capacidad a flexión en ambas direcciones. El recubrimiento para las dos parrillas de armado es de 20 mm. En cuanto al pilar, tiene un armado con cuatro barras 20M (300 mm^2 de sección transversal) y cuatro estribos 8M (50 mm^2 de sección transversal). El recubrimiento para la armadura del pilar es también de 20 mm.

En cuanto a las condiciones de contorno, el forjado está simplemente apoyado en sus cuatro caras sobre unas almohadillas de neopreno, configurando unas luces reales de 1500 x 1500 mm.

La carga se transmite a través del pilar y en sentido vertical hacia abajo, hasta que se alcanza el fallo, en este caso por punzonamiento y adoptando un comportamiento frágil. Debe observarse que la configuración experimental está al revés si se compara con una estructura real. La forma de rotura se indica en la figura 2.

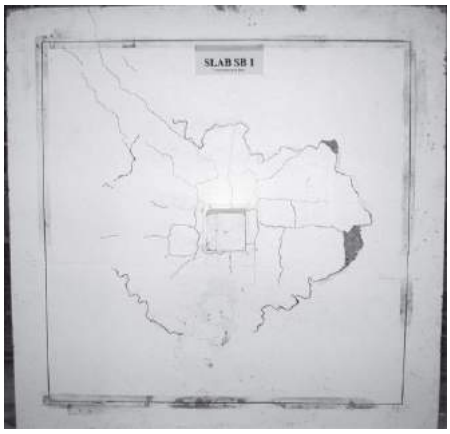


Figura 2: Rotura por punzonamiento del ejemplar SB1.

En el ensayo se registra la relación entre la carga aplicada y el desplazamiento en el centro de la cara inferior del pilar. La curva experimental carga-desplazamiento se representa posteriormente en gráficas junto con los resultados numéricos. La tabla 1 sintetiza las propiedades de los materiales y los resultados del ensayo.

Tabla 1: Propiedades de los materiales y resultados del ensayo para la muestra SB1.

Forjado	Resistencia a compresión del hormigón (MPa)	Resistencia a tracción del hormigón (MPa)	Límite elástico del acero (MPa)	Carga de rotura (KN)	Desplazamiento en rotura (mm)
SB1	44	2.2	455	253	12.2

3. Implementación del modelo numérico

El modelo numérico se ha desarrollado con el software ABAQUS, basado en el Método de los Elementos Finitos. Este programa puede simular adecuadamente la no linealidad tanto del acero como del hormigón.

Se ha modelizado la muestra SB1, esto es, una porción de losa con un pilar central sometido a una carga axial en dicho pilar, implicando por tanto un esfuerzo de punzonamiento en la losa. En las simulaciones numéricas la muestra se ha limitado a las dimensiones 1500 x 1500 x 120 mm, debido a que las dos primeras se corresponden con las luces reales entre apoyos en el ensayo experimental. Debido a la simetría tanto en la geometría como en la carga, únicamente se ha modelizado un cuarto de la conexión losa-pilar.

El cuarto de forjado presenta por tanto apoyos simples en sus dos bordes exteriores. En sus bordes interiores se han aplicado las condiciones de simetría pertinentes. El ensayo se realiza mediante control por desplazamiento, aplicando un desplazamiento que se incrementa linealmente a lo largo del tiempo hasta alcanzar un valor máximo de 20 mm. Todo ello queda recogido en la figura 3.

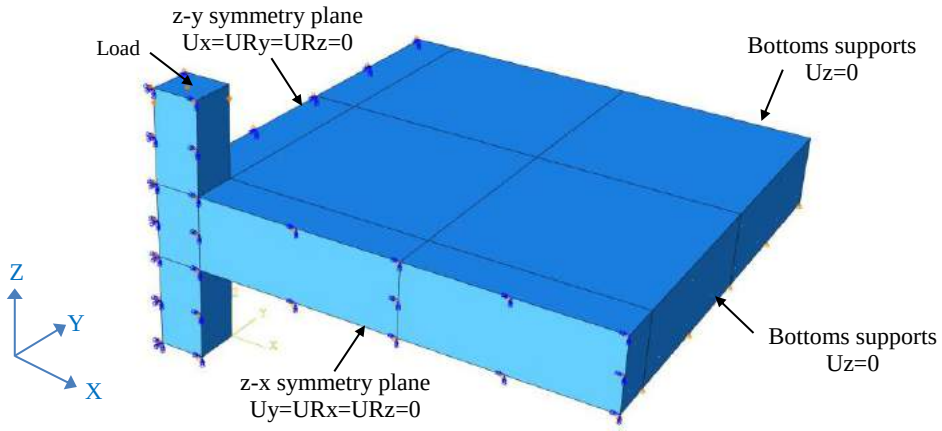


Figura 3: Geometría y condiciones de contorno del modelo.

Por lo que respecta a los materiales, para el hormigón se ha empleado el modelo Concrete Damaged Plasticity de ABAQUS. En este modelo se asume que el hormigón presenta dos posibles modos de fallo que son la fisuración y el aplastamiento. El modelo es una modificación del criterio de Drucker-Prager (1952), basándose en el criterio de Lubliner (1989) e incorpora las modificaciones propuestas por Lee y Fenves (1998) para considerar la evolución de las resistencias a compresión y a tracción. Con tensiones principales no nulas en más de una dirección, la relación tensión-deformación del material se define en la Eq. (1):

$$\sigma = \frac{(1-D)D_0^{el}}{(\varepsilon - \varepsilon^{pl})} \tag{1}$$

donde D es la matriz de deformaciones, D_0^{el} es la matriz de deformaciones elástica inicial, ε es la deformación total y ε^{pl} es la deformación plástica.

Para el acero se ha optado por un modelo bilineal, con una primera rama elástica hasta alcanzar el propio límite elástico del material, y una segunda rama plástica hasta alcanzar la resistencia a rotura. Se aplica el criterio de plastificación de Von Mises.

El comportamiento constitutivo del hormigón es el propugnado por el Código Modelo CEB [4]. Para el caso de compresión, se representa en la figura 4 y para tracción se representa en la figura 5.

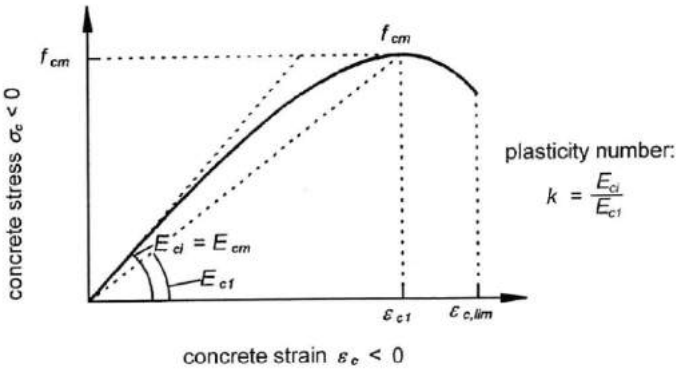


Figura 4: Comportamiento constitutivo del hormigón en compresión según el Código Modelo CEB.

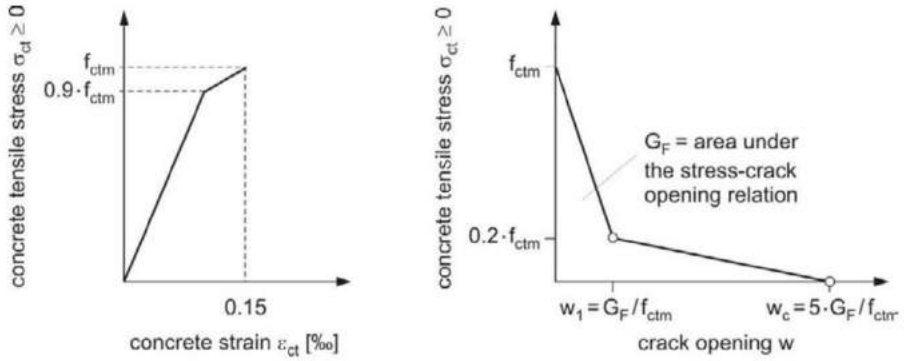


Figura 5: Comportamiento constitutivo del hormigón en tracción según el Código Modelo CEB.

Para el acero se ha elegido como comportamiento constitutivo, en consonancia con el modelo de ABAQUS considerado para su modelización, el diagrama definido en el Eurocódigo 2 [5]. Se trata de un diagrama bilineal simétrico respecto del origen, constituido por dos ramas, una elástica y una plástica, como se indica en la figura 6:

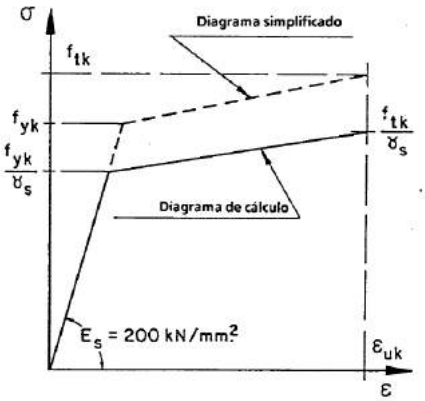


Figura 6: Comportamiento constitutivo del acero según el Eurocódigo 2.

En la tabla 2 se exponen los parámetros mecánicos del hormigón utilizados en los cálculos, y en la tabla 3 se recogen los parámetros adoptados para la definición del modelo *Concrete Damaged Plasticity*. En la tabla 4 se muestran los parámetros mecánicos empleados para la definición de las armaduras de refuerzo.

Tabla 2: Parámetros mecánicos del hormigón

Resistencia a compresión del hormigón f_{ck} (MPa)	Resistencia a tracción del hormigón f_{ct} (MPa)	Módulo de Elasticidad E (MPa)	Coeficiente de Poisson ν
44	2.2	34211.46	0

Tabla 3: Parámetros del modelo *Concrete Damaged Plasticity*

Ángulo de dilatancia ψ	Excentricidad ε	Viscosidad μ	Parámetro de forma K_c	Compr. máx. uniaxial/biaxial
Variable	0.1	Variable	1.16	0.667

Tabla 4: Parámetros mecánicos del acero

Límite elástico f_y (MPa)	Resistencia a la rotura f_u (MPa)	Módulo de Elasticidad E (MPa)	Coeficiente de Poisson ν	Deformación máxima
455	650	200000	0.3	0.25

Se ha realizado una comparativa de la influencia de dos variables del modelo *Concrete Damaged Plasticity*. Por un lado, se han realizado cálculos con ángulos de dilatancia de 30, 35 y 40°. Por otro lado, se han realizado cálculos con valores de viscosidad de 0,0001 y 0,00001.

El contacto entre hormigón y acero se ha supuesto perfectamente adherente, como es práctica habitual en el estudio de piezas de hormigón armado analizadas desde un punto de vista global.

Para el mallado del hormigón se han utilizado elementos hexaédricos de 8 nodos con integración reducida (C3D8R), mientra que para el acero se han empleado elementos lineales de 2 nodos (T3D2). Se ha realizado un análisis de sensibilidad con respecto al tamaño de malla, realizando cálculos con valores de 15, 20 y 25 mm.

Al tratarse de un problema no lineal, se ha querido comprobar la idoneidad de utilizar un procedimiento de análisis estático o dinámico (cuasi-estático), realizando por tanto cálculos con ambos tipos de procedimientos.

4. Resultados

En primer lugar, se ha abordado un análisis de sensibilidad para conocer el impacto del tamaño de malla en la fiabilidad de los resultados numéricos. Los resultados se exponen en la figura 7:

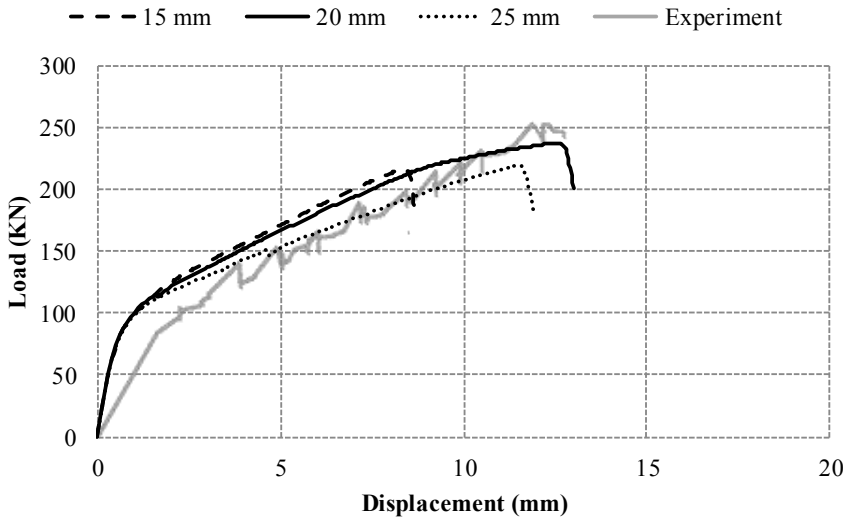


Figura 7: Curvas carga-desplazamiento para distintos tamaños de malla.

Se observa que para un tamaño de malla pequeño (15 mm) la carga máxima alcanzada (216 KN) es sensiblemente inferior a la obtenida en la campaña experimental (253 KN). Asimismo, el desplazamiento en rotura (8.40 mm) también es notablemente inferior al logrado en los ensayos (12.2 mm). Para un tamaño de malla grande (25 mm) la carga máxima alcanzada (218 KN) también es inferior a la obtenida en la campaña experimental. El desplazamiento en rotura (11.5 mm) también es inferior al de los ensayos. Finalmente, para un tamaño de malla medio (20 mm) se consigue una óptima aproximación al resultado experimental, tanto en el valor de la carga alcanzada (237 KN), como en el del desplazamiento en rotura (12.5 mm).

En segundo lugar, dado que el hormigón es un material que presenta una rotura frágil que implica una considerable variación de volumen por tensiones inelásticas, la dilatancia se convierte en uno de los parámetros que más influencia alberga en la confiabilidad de la simulación numérica. Los resultados de los cálculos con distintos valores del ángulo de dilatancia se muestran en la figura 8:

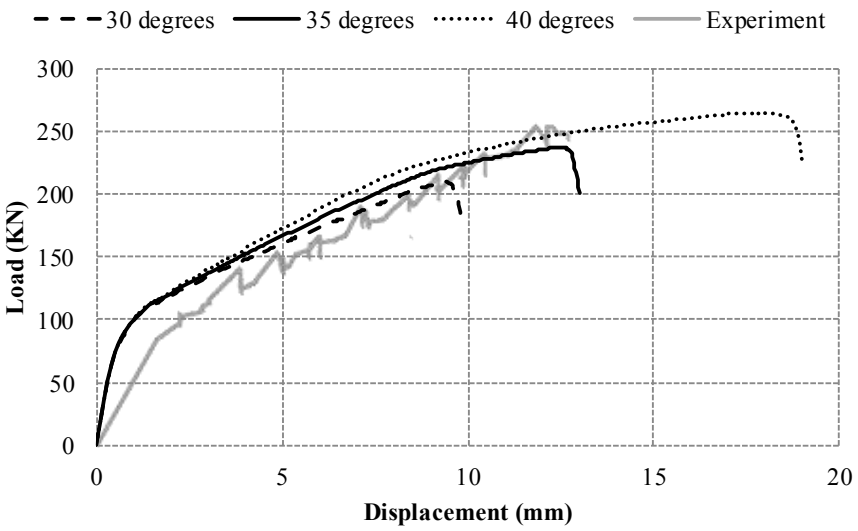


Figura 8: Curvas carga-desplazamiento para distintos ángulos de dilatancia.

Se advierte que para un ángulo de dilatancia pequeño (30°) la muestra presenta una menor carga alcanzada (209 KN) y un menor desplazamiento en rotura (9.4 mm) que los concomitantes de los ensayos experimentales. Para un ángulo de dilatancia elevado (40°) se sobrevalora la capacidad resistente del hormigón, alcanzando una carga en rotura de 265 KN y un desplazamiento en rotura de 17.7 mm. Por último, para un valor del ángulo de dilatancia intermedio (35°) la aproximación a los resultados experimentales es elevada.

En tercer lugar, con el objeto de evitar los problemas de convergencia en el cálculo, se han desarrollado dos procedimientos de cálculo: por un lado, la definición de un parámetro de viscosidad μ en ABAQUS/Standard bajo un procedimiento estático; y por otro lado, la solución a través de ABAQUS/Explicit mediante un procedimiento dinámico cuasi-estático, es decir, con un ratio de velocidad de carga muy bajo. Además, en el procedimiento estático se ha distinguido entre dos valores de viscosidad para conocer su influencia. Los resultados se presentan en la figura 9:

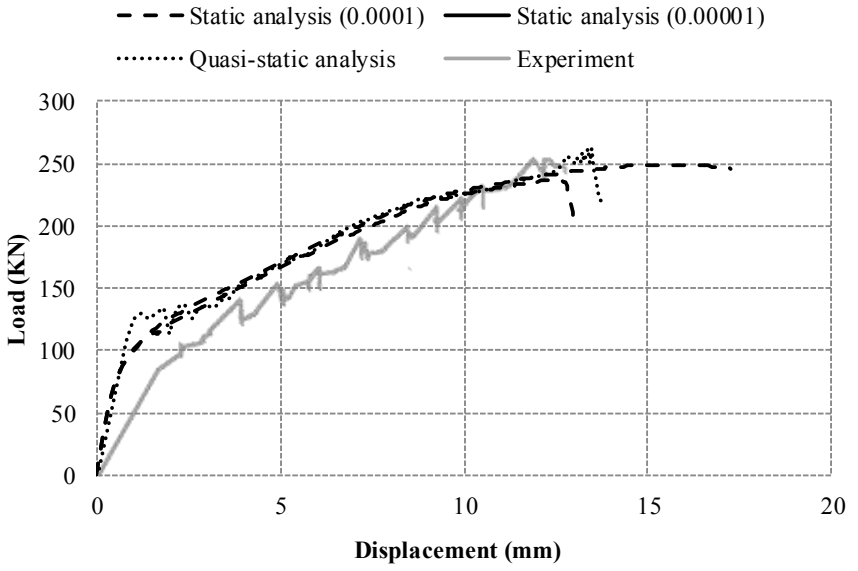


Figura 9: Curvas carga desplazamiento para distintos tipos de análisis y viscosidad.

Se subraya el hecho de que con un valor de viscosidad de 0.0001 los resultados numéricos se alejan notablemente de los experimentales, puesto que en este caso la viscosidad provoca un aumento no deseado de la resistencia del hormigón (249 KN y 15.4 mm en rotura). En cambio para un valor de viscosidad de 0.00001 la afinidad con los resultados de los ensayos es notable. Del mismo modo, los resultados calculados mediante el procedimiento cuasi-estático son muy similares a los experimentales, si bien presentan una distorsión mayor en el inicio de la rama plástica y también en la final sobrevaloración de los valores en la zona de rotura (262 KN y 13.40 mm).

La figura 10 representa la comparativa final entre los resultados obtenidos mediante la simulación numérica y los ensayos experimentales. La simulación presenta una rotura frágil, como se produce en el ensayo. Además de ello, se comprueba que la simulación exhibe una respuesta más rígida que el ensayo, que va disminuyendo a medida que aumenta el desplazamiento; esto puede ser debido a una micro-fisuración previa en el forjado de muestra SB1 previa a su ensayo. Las cargas y los desplazamientos últimos, tanto de la simulación como del ensayo experimental se presentan en la tabla 5.

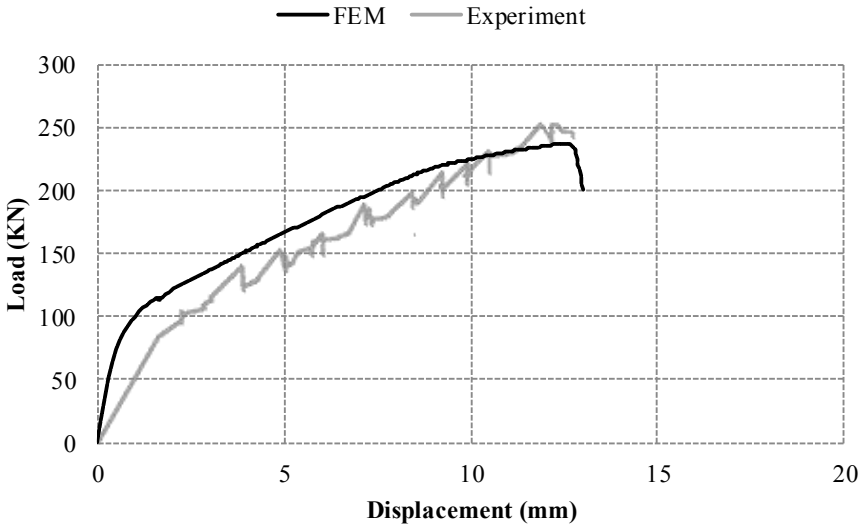


Figura 10: Comparativa de las curvas carga-desplazamiento obtenidas en la simulación numérica frente a la campaña experimental.

Tabla 5: Resultados de la simulación numérica y de la campaña experimental

	FEM		Experimental	
Forjado	**Carga de rotura (KN)**	**Desplazamiento en rotura (mm)**	**Carga de rotura (KN)**	**Desplazamiento en rotura (mm)**
SB1	237	12.5	253	12.2

5. Conclusiones

Se ha presentado un modelo numérico mediante elementos finitos con el software ABAQUS para reproducir el estudio del punzonamiento en losas de edificación.

El aspecto que reviste una mayor dificultad en la modelización de estructuras de hormigón armado es precisamente la elección del modelo de comportamiento del hormigón. Para ello se ha utilizado el modelo *Concrete Damaged Plasticity*, realizando una investigación de la influencia de diversas variables en la fiabilidad de los resultados: tamaño de malla, ángulo de dilatancia y viscosidad. Además, se ha comprobado que un procedimiento estático con regularización viscosa arroja mejores resultados que un procedimiento dinámico cuasi-estático.

La comparativa de los resultados de carga y desplazamiento en rotura entre la simulación y el ensayo experimental muestra una óptima correlación. La diferencia más significativa entre ambos resultados es la mayor rigidez del modelo, especialmente durante las fases iniciales de carga. Esto podría corregirse introduciendo parámetros que simularan la miscrofisuración del hormigón previa a la realización del ensayo por factores externos como pudieran ser la retracción, histórico de cargas anteriores, etc.

6. Agradecimientos

El presente estudio ha podido ser llevado a cabo gracias a la colaboración de la Universidad Politécnica de Valencia, por la cesión de su licencia de software de ABAQUS.

7. Referencias

[1] F. Regalado. Cortante y punzonamiento: teoría y práctica (propuestas alternativas a la EHE), CYPE Ingenieros, (1999). ISBN: 9788493069643.

[2] B. Adetifa, M. A. Polak. Retrofit of interior slab-column connections for punching using shear bolts, ACI Structural Journal, 102 (2), (2005), 268-274.

[3] G. Puri. Python Scripts for Abaqus: learn by example, (2011). ISBN: 9780615520506.

[4] Federation for Structural Concrete (FIB). Model Code for Concrete Structures 2010, (2013). ISBN: 9783433030615.

[5] European Committee for Standardization (CEN). Eurocode 2: Design of concrete structures - Part 1-1: General rules and rules for buildings, (2004). ISBN: 9780580641312.

Análisis computacional de la estructura cinemática de sistemas multicuerpo espaciales

A. Celdrán Cáceres[1], M. Saura Sanchez[2], D. Dopico Dopico[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. anaceldrancaceres@gmail.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. msaura.sanchez@upct.es*

[3]*Laboratorio. de Ingeniería Mecánica. Universidad de A Coruña. ddopico@udc.es*

La determinación de la estructura cinemática de un sistema multicuerpo resulta de gran interés, tanto para la síntesis estructural, relacionada con el diseño del sistema multicuerpo, como para su modelización automática y su análisis cinemático y dinámico computacional mediante formulaciones globales o topológicas, siendo especialmente útil para la aproximación topológica basada en Ecuaciones de Grupo. Esta aproximación utiliza conceptos topológicos para obtener la estructura cinemática de sistemas multicuerpo dividiéndolo, con métodos grafo-analíticos o computacionales, en un conjunto ordenado de cadenas cinemáticas desmodrómicas llamadas Grupos Estructurales. Debido al limitado número de coordenadas necesarias para definir los Grupos y a que se pueden resolver individualmente, en el orden indicado por su estructura cinemática, esta aproximación, a pesar de estar poco extendida y desarrollada, ha demostrado ser más eficiente que otras globales en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo escalables, planos y espaciales. La obtención de la estructura cinemática de un sistema, plano o espacial, por métodos computacionales es el primer paso hacia la modelización y solución automática de sistemas multicuerpo y obtenerla a partir de un sencillo reconocimiento topológico (matriz de adyacencia) mediante una intuitiva interfaz de usuario constituye el objetivo principal de este trabajo, junto con su validación mediante aplicación a un elevado número de sistemas planos y espaciales con distintos tipos de pares cinemáticos.

1. Introducción

En el campo de la teoría de mecanismos y máquinas, el análisis estructural de un sistema multicuerpo consiste en el estudio de las relaciones fundamentales entre la movilidad del sistema y los parámetros topológicos que lo definen: número de elementos y número y tipo de uniones definidas entre ellos. Estas relaciones permiten la solución de un amplio tipo de problemas relacionados con la estructura cinemática de los sistemas multicuerpo: análisis de movilidad, síntesis estructural y análisis estructural. La síntesis estructural se ocupa del diseño del mecanismo y el análisis estructural del estudio de su estructura cinemática, es decir, de la descomposición del sistema, atendiendo a ciertos criterios topológicos, en cadenas cinemáticas llamadas grupos estructurales (GE).

La aplicación de la descomposición en grupos estructurales a la síntesis estructural, tanto con métodos grafo-analíticos como con métodos computacionales basados en la teoría de Assur, ha sido ampliamente tratada en la literatura para mecanismos planos y en el diseño de engranajes [1].

Sin embargo, el empleo de métodos basados en la descomposición de grupos estructurales aplicados al análisis cinemático y dinámico de sistemas multicuerpo no ha sido explorado en profundidad. En Saura [2] se enumeran un gran número de ventajas que el método basado en ecuaciones de grupo introduce respecto al software comercial y a la solución directa en mecanismos planos, en relación con el análisis cinemático.

Buskiewicz introduce un algoritmo computacional (SAM) para el análisis cinemático de mecanismos planos con un elemento primario de un grado de libertad y uno o más grupos de Assur. El usuario tiene que introducir la información relacionada con el número de lazos, articulaciones, elementos móviles y los elementos y articulaciones contenidos en cada lazo. El algoritmo identifica automáticamente los grupos Assur y su correspondiente contribución a los elementos de la matriz Jacobiana del sistema completo. El método se prueba sobre mecanismos sencillos.

En los últimos años, la comunidad de la teoría de la rigidez ha reportado métodos computacionales eficientes basados en procesos combinatorios para el análisis estructural de mecanismos planos y su descomposición en grupos de Assur [3], si bien, de momento se limita su aplicación a sistemas articulados planos.

Varbanov introduce la integración de la síntesis cinemática y el análisis cinemático de mecanismos planos compuestos por un elemento primario de un eslabón o cuerpo y un grado de libertad, combinado con diferentes formas de una diada (grupo Assur de Clase I). La estructura cinemática del mecanismo la introduce el usuario junto con la geometría de los elementos del mecanismo y el movimiento de entrada del elemento conductor.

Los trabajos que se han citado limitan su alcance a mecanismos articulados planos. El algoritmo que se propone en este trabajo utiliza métodos computacionales para obtener la estructura cinemática de sistemas multicuerpo planos y espaciales con pares cinemáticos de cualquier tipo y grado, lo que permite extender los métodos de la síntesis estructural y avanzar en la modelización automática de sistemas multicuerpo de cualquier grado de complejidad.

2. Modelización computacional del sistema multicuerpo

El primer paso en el análisis cinemático y dinámico computacional consiste en la modelización del sistema multicuerpo mediante la definición de un conjunto de coordenadas que describan la posición y orientación de todos los cuerpos en cada instante de tiempo, junto con las correspondientes ecuaciones de restricción que relacionen dichas coordenadas. Esta primera etapa de modelización es compleja y necesita de cierta cualificación para resolverla con éxito.

El análisis cinemático o dinámico puede llevarse a cabo mediante el uso de una formulación global o topológica. Las formulaciones globales se basan en un simple reconocimiento de la topología del sistema multicuerpo y el conjunto de coordenadas y ecuaciones de restricción se derivan de manera sistemática [4]. En contrapartida, el número de coordenadas necesarias para definir por completo el modelo es considerable y las elevadas dimensiones de las matrices y vectores necesarios para el análisis ralentizan el análisis. Las formulaciones topológicas aprovechan la topología del sistema multicuerpo, bien para modelizarlo con un conjunto de coordenadas más reducido, o bien para dividir esas matrices y vectores en subsistemas de dimensiones más reducidas, disminuyendo el coste computacional del análisis. La apertura de los lazos-cerrados del sistema es una de las aproximaciones topológicas más empleadas [5]. Aunque suele depender de la topología del problema en cuestión, la aproximación topológica es normalmente más eficiente que la aproximación global.

Otro enfoque topológico es el basado en *ecuaciones de grupo*. La estructura cinemática del sistema multicuerpo, obtenida mediante métodos grafo-analíticos o computacionales [6], dividen el mecanismo en un conjunto determinado de cadenas cinemáticas (*grupos estructurales*) en un orden específico, que determina las relaciones de dependencia entre ellas.

La modelización automática de los sistemas multicuerpo elimina la necesidad de analistas altamente cualificados, disminuye considerablemente el tiempo dedicado a la modelización y evita un elevado número de errores que se suelen cometer en esta fase del análisis. Sin embargo, la complejidad de los métodos necesarios para la modelización automática de sistemas multicuerpo depende del tipo de coordenadas seleccionadas para su definición y de la formulación empleada para resolver su cinemática y dinámica. Aunque la formulación global es la más adecuada para la modelización automática de sistemas multicuerpo, trabajos recientes [7] han demostrado que la aproximación topológica basada en ecuaciones de grupo es más eficiente en el análisis cinemático de sistemas multicuerpo escalables, planos y espaciales, debido al manejo de matrices y vectores de reducidas dimensiones y la posibilidad de incluir soluciones simbólicas para éstos. Además, este enfoque puede emplearse para resolver tanto problemas de análisis como de síntesis, lo cual es una ventaja respecto a otra aproximación topológica como es la de lazo-cerrado.

Las razones mencionadas en los párrafos anteriores, justifican la necesidad de desarrollar métodos para la modelización automática mediante la descomposición en grupos estructurales. Para desarrollar estos métodos es necesario, primeramente, automatizar el análisis estructural.

3. Análisis estructural: obtención de la estructura cinemática

Para abordar el análisis cinemático o dinámico mediante la aproximación topológica basada en *ecuaciones de grupo* es necesario obtener la estructura cinemática del sistema multicuerpo. El concepto clave en el análisis estructural computacional es la definición de *grupo estructural* (GE) como una cadena cinemática en la cual, el número de coordenadas independientes (n_C o *líneas gruesas* en los métodos grafo analíticos) es igual a su movilidad (L_C) y no puede ser dividido en un grupo estructural más pequeño. Aplicando el criterio de Kutzbatch-Grübler para determinar la movilidad de una cadena cinemática y la definición de GE, se obtiene la 'condición de grupo estructural' (1).

$$S_C - n_C = n \times (P - N_m) \tag{1}$$

Donde S_C indica el número de grados de libertad (GDL) permitidos por los P pares cinemáticos (representados por tantas líneas como GDL exista entre los elementos en los métodos grafo analíticos) formados por sus N_m elementos móviles (representados por círculos en los métodos grafo analíticos). El parámetro n será igual a 3 ó 6 para mecanismos planos o espaciales respectivamente. Los métodos grafo-analíticos para el análisis estructural emplean dicha expresión junto con la teoría de gafos para obtener gráficamente la estructura cinemática de un mecanismo (grafo estructural).

Como resultado del análisis estructural, la estructura cinemática a través de su diagrama estructural muestra la descomposición del sistema multicuerpo y la dependencia entre los diferentes GE.

Aunque en [6] se presenta de manera detallada la metodología grafo-analítica seleccionada en este trabajo para determinar la estructura cinemática de mecanismos planos, veamos su implementación para el mecanismo espacial tipo manivela-biela-corredera de la figura 1. En este mecanismo se identifican: 3 eslabones móviles y uno fijo, el bastidor (N = 4), 4 pares cinemáticos y un movimiento de entrada conocido (rotación q del eslabón 2 respecto al bastidor 1). Los pares identificados son: Rotación 1-2, esférico 2-3, cilíndrico 3-4 y prismático 1-4. Esta topología se representa mediante el grafo estructural (figura 1.a.).

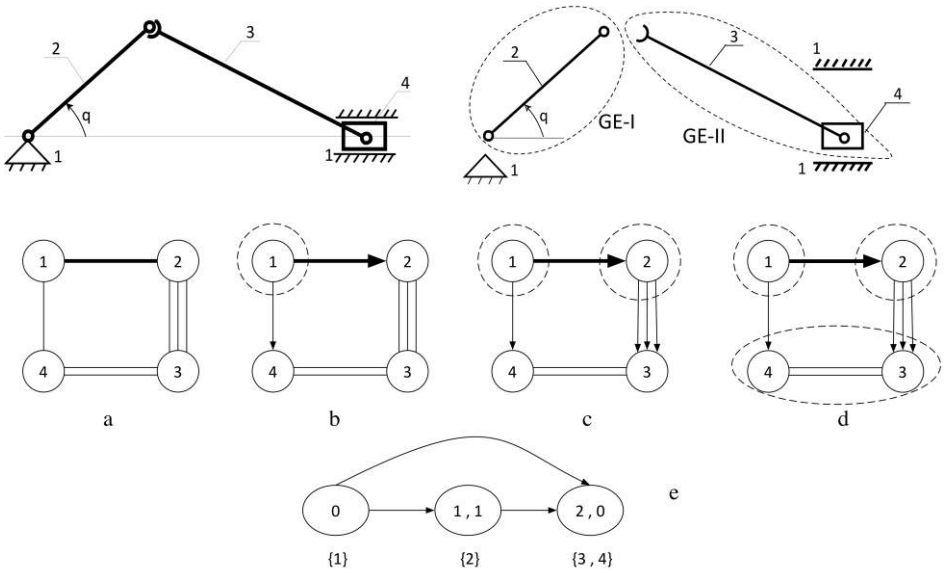


Figura 1: Análisis estructural mediante método grafo analítico del mecanismo espacial compuesto por una manivela-biela-corredera.

Una vez obtenido el grafo estructural (figura 1.a) el análisis estructural basado en el método grafo-analítico se resume en los siguientes pasos, aplicados al mecanismo de la figura 1.

Paso l: Aislar el bastidor.

Paso 2: Cesión de GDL (figura 1.b y 1.c). El bastidor o los sólidos de GE recién formados ceden los grados de libertad o enlaces hacia los sólidos con los que forman par. Esta asignación se representa mediante una flecha. Aquí, el bastidor cede GDL a los sólidos 2 y 4. Los eslabones que reciben estos enlaces se convierten en candidatos a formar GE y dichos enlaces se contabilizarán como pares externos en el cómputo de pares necesarios para la obtención del parámetro P en (1).

Paso 3: Buscar GE compuestos por el mínimo número de elementos. Se comprueba, sistemáticamente, si cada uno de los eslabones candidatos cumple la ecuación (1). Aquí se selecciona el elemento 2 para comenzar dicha comprobación: $P=1$ (el par externo {1 2}); $S_C=1$ (par de rotación (1 GDL)); $n_C=1$ y $N_m=1$. Sustituyendo en la ecuación l resulta: 1 - 1 = 6 · (1 - 1), el sólido 2 es GE.

Se repetirán los pasos 2 y 3 hasta que todos los elementos formen parte de algún grupo estructural, obteniendo así la estructura cinemática del mecanismo representada por su diagrama estructural (ver figura 1.e).

Se puede comprobar cómo tras la cesión de enlaces del GE formado por el elemento 2, los elementos 3 y 4, que son candidatos no cumplen por si solos la condición de grupo estructural. Sin embargo, el conjunto formado por ellos si: $P=3$ (los pares externos {1 4} y {2 3} y el par interno {3 4}); $S_C=6$ (par esférico (3 GDL), cilíndrico (2

GDL) y prismático (1 GDL)); $n_C = 0$ y $N_m = 2$. Sustituyendo en la ecuación l resulta: 6 - 0 = 6 · (3 - 2), los sólidos 3 y 4 son un GE (figura 1.d).

Teniendo en cuenta (1) y como motivación de este trabajo, se ha desarrollado un algoritmo basado en la secuencia que sigue el método grafo analítico expuesto para obtener la estructura cinemática de sistemas multicuerpo planos y espaciales (análisis estructural computacional) con cualquier grado de libertad como primera etapa de una modelización automática basada en su aproximación topológica.

4. Método y algoritmo para el análisis estructural computacional 3D

En este apartado se presenta el algoritmo desarrollado e implementado para obtener la estructura cinemática de cualquier mecanismo plano o espacial a partir de la introducción, por parte del usuario, de ciertas características topológicas que definen al mecanismo bajo estudio y que se explicarán a lo largo de esta sección. El diagrama de flujo del algoritmo se muestra en la figura 2.

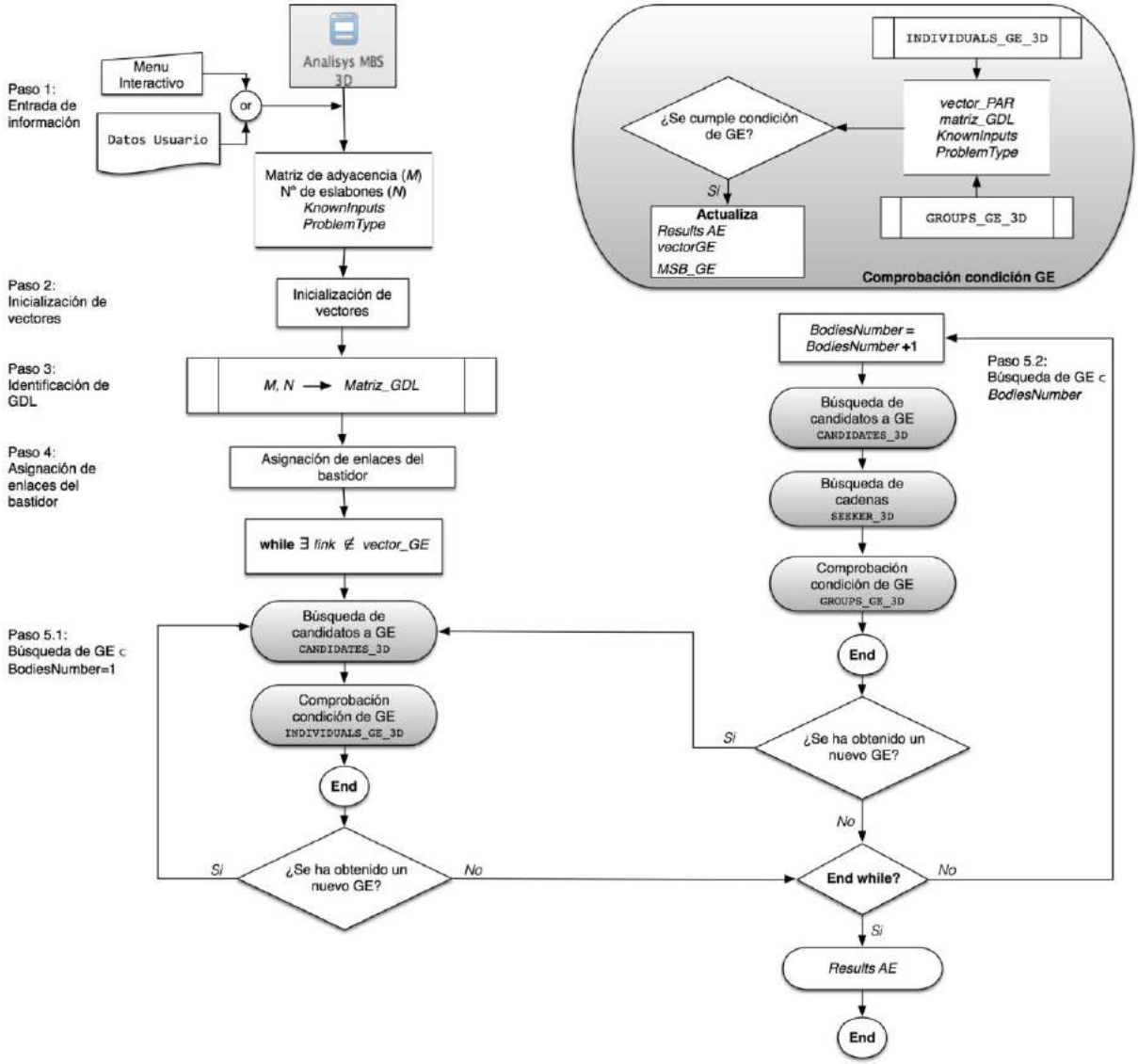


Figura 2: Diagrama de flujo del algoritmo para la obtención computacional de la estructura cinemática de un sistema multicuerpo.

El algoritmo para el análisis estructural computacional que se presenta en este trabajo tiene como punto de partida los conceptos teóricos descritos en los apartados anteriores así como el método computacional presentado en trabajos previos para mecanismos planos [6] junto con la implementación de mejoras en la eficiencia del algoritmo del método propuesto donde se han tratado los aspectos negativos detectados durante su empleo como parte del análisis cinemático y dinámico de mecanismos planos, así como la reducción del coste computacional.

Destacan: En primer lugar, una programación modular, estándar y versátil de cada uno de los pasos del algoritmo; En segundo lugar, la búsqueda de grupos estructurales compuestos por hasta *N* eslabones, siendo *N* el número total de eslabones por los que está compuesto el sistema multicuerpo; en tercer lugar, la definición de pares según su tipo y, en consecuencia, la posibilidad de generar de forma directa las ecuaciones de restricción asociadas a los distintos GE obtenidos.

Adicionalmente, el algoritmo presentado en este trabajo se ha implementado como una MATLAB APP en un entorno de interfaz amigable llamado *Analysis MBS3D* (ver figura 3) que permite a un usuario sin experiencia poder obtener la estructura cinemática mediante un reconocimiento topológico básico del mecanismo.



Figura 3: Aplicación *Analysis MBS3D* programada en MATLAB para la obtención computacional de la estructura cinemática de un sistema multicuerpo plano o espacial.

A continuación se detallarán los pasos del algoritmo aplicado al mecanismo de la figura 1.

4.1. Entrada de datos: análisis topológico

Para iniciar el análisis estructural, es necesaria la introducción de una cantidad mínima de información que identifique, topológicamente, al mecanismo bajo estudio. Esta información está compuesta por: el tipo de problema (*ProblemType*), es decir, si se trata de un mecanismo plano o espacial; el número de eslabones (*N*) que componen el mecanismo, incluyendo el bastidor; el número de pares de los que está compuesto el mecanismo, incluyendo los pares con el bastidor; la matriz de adyacencia (*M*), donde se almacena entre qué eslabones existe un par y de qué tipo es; y la matriz de movimientos de entrada (*KnownInputs*), donde se almacena el número de movimientos de entrada existente entre cada par de eslabones.

M es una matriz simétrica y tamaño ($N \times N$) en la que se indica que el eslabón *i* forma con el eslabón *j* el par de tipo *Type*: $M(i,j) = M(j,i) = Type$. Donde *i* y *j* varían de 1 a *N*.

KnownInputs es una matriz simétrica, numérica y de tamaño ($N \times N$), en la que se indica que entre el eslabón *i* y el eslabón *j* hay *n* movimientos de entrada conocidos: $KnownInputs(i,j) = KnownInputs(j,i) = n$. Donde *i* y *j* varían de 1 a *N*.

La forma de introducir esta información en el algoritmo puede escogerse en la ventana de inicio del programa. Se puede optar entre introducir la información mediante un script previamente preparado y que se seleccionará mediante un explorador de archivos; o bien mediante la introducción interactiva con ayuda de una interfaz gráfica.

Para el mecanismo de la figura 1, *N* es 4 y *ProblemType* es 6. Las matriz *M* y *KnownInputs* son las presentadas en la figura 4.a y 4.b respectivamente, donde R representa el par de rotación {1 2}, P el par prismático {1 4}, S el par esférico {2 3} y C el par cilíndrico {3 4}.

$$M = \begin{bmatrix} - & R & - & P \\ R & - & S & - \\ - & S & - & C \\ P & - & C & - \end{bmatrix} \quad KnownInputs = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad Matriz_{GDL} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 3 & 0 \\ 0 & 3 & 0 & 2 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \end{bmatrix}$$

a b c

Figura 4: Resultados matriciales de la aplicación del método computacional al mecanismo de la figura 1 en los diferentes pasos del algoritmo.

4.2. Inicialización de vectores, asignación de grados de libertad y enlaces del bastidor

Una vez recogida la información topológica del sistema multicuerpo, se procede a la inicialización de los vectores necesarios para el análisis estructural computacional de dimensión ($1 \times N$). Estos vectores contendrán información de cada eslabón (*i*) es su componente (1, *i*) para emplearse en el cálculo de la condición de grupo estructural y que se irán actualizando durante todo el análisis computacional. Como ejemplo, el $vector_{NGE}$, que indica los eslabones (*i*) que no son o no pertenecen aún a un grupo estructural.

4.3. Identificación de grados de libertad

Para el cálculo de la condición de grupo estructural y tal y como se vio en el apartado 2.1, será necesario el cálculo de los grados de libertad S_C permitidos por los pares P en los que el eslabón bajo estudio participa así como el número de movimientos de entrada conocidos del eslabón. Por lo que tras la inicialización de vectores, se continuará con el procesamiento de la matriz M para extrapolar los grados de libertad que hay en cada tipo de cada par y almacenarlos en una nueva matriz $Matriz_{GDL}$ como punto de partida del método computacional propuesto que para el mecanismo de la figura 1 queda como se muestra en la figura 4.c.

4.4. Asignación de enlaces del bastidor

Como se vio en el apartado 3, el primer paso para la obtención de los grupos estructurales, es la cesión, desde el bastidor, de los enlaces que éste posee con los eslabones móviles del mecanismo. Para ello, el script principal recorre la matriz $Matriz_{GDL}$ donde, en el paso anterior, se habían almacenado los grados de libertad que existían entre cada par de eslabones según el enlace existente entre ellos. De tal forma que, recorriendo la primera fila de dicha matriz, el script identifica qué eslabones tiene par con el bastidor.

Una vez identificados estos eslabones, se modificarán los vectores $vector_{PAR}$ y $vector_{GDL}$, de manera que, en la posición del vector correspondiente al número de eslabón (i) al que el bastidor le ha cedido un enlace, se añadirá: por un lado, al vector $vector_{PAR}$ un 1, indicando que dicho eslabón forma parte de un par (el formado con el bastidor) válido para contabilizarlo en la condición de grupo estructural; y por otro lado, al vector $vector_{GDL}$, se añaden los grados de libertad que posee el par del eslabón con el bastidor, extraídos de la matriz $matriz_{GDL}$.

A su vez, en la primera columna de la matriz $Results_{AE}$ y para fila igual al número de eslabón al que el bastidor le ha cedido un enlace (i), se añadirá un 1, indicando que el bastidor ha cedido el primer enlace a estos eslabones.

Por otra parte, al igual que se computan los pares existentes con el bastidor, también, se contabilizan de manera similar los movimientos de entrada conocidos, mediante la matriz *KnownInputs*, que existan entre el bastidor y los eslabones móviles y se almacenan en la posición correspondiente (i) en el vector $vector_{LG}$.

Aplicando este paso al mecanismo de la figura 1, se tienen los resultados de manera vectorial (ver figura 5.a y 5.b) y que pueden compararse con los obtenidos por métodos gráficos de la figura 1.a.

$$vector_{GDL} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad vector_{PAR} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \end{bmatrix} \qquad vector_{LG} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

a

$$Results_{AE} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

b

$$Results_{AE} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

c

$$Results_{AE} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 2 & 2 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

d

Figura 5: Resultados matriciales de la aplicación del método computacional al mecanismo de la figura 1 en los diferentes pasos del algoritmo.

4.5. Generación de grupos estructurales

Tras este proceso de asignación de enlaces del bastidor, el script principal entra un bucle *while-end*, el cual no finaliza hasta que todos los eslabones móviles hayan sido asignados o pertenezcan a un grupo estructural. Este bucle obtiene como resultado la matriz $Results_{AE}$ que contiene la solución al análisis estructural del mecanismo.

Primeramente se establecen dos banderas o "flags" (*flag*1 y *flag*2) encargadas de calcular si se han generado nuevos grupos estructurales o no. Dado que se denomina grupo estructural a la mínima unidad en la que puede dividirse el mecanismo que cumpla la ecuación de Grübler; siempre que se obtenga un nuevo grupo estructural, la búsqueda del siguiente grupo debe comenzar de nuevo comprobando si existen grupos estructurales formados por un solo eslabón, y solo en el caso de no existir ninguno, se incrementará de unidad en unidad (mediante la variable *BodiesNumber*) el número de eslabones que deben comprobarse que forman grupo estructural.

Por tanto, una vez comprendido el funcionamiento de las banderas que rigen el comportamiento de esta parte del algoritmo, se podría decir que éste queda divido en dos grandes partes, una encargada de comprobar la condición de grupo estructural para la generación de grupos estructurales formados por un único eslabón (INDIVIDUALS_GE_3D); y otra, encargada de la búsqueda (SEEKER_3D) y comprobación de grupos estructurales formados por más de un eslabón (GROUPS_GE_3D). Común a ellas, se tiene el script (CANDIDATES_3D), cuya misión es la de proporcionar a las funciones encargadas de la comprobación de

grupos estructurales, aquellos eslabones en disposición de serlo, es decir, aquellos que hayan recibido un enlace proveniente de un par con el bastidor o de un grupo estructural ya formado, y no formen aún parte de ningun grupo estructural. El resultado final le será mostrado al usuario mediante una interfaz gráfica.

Volviendo al mecanismo de la figura 1, los candidatos a grupo estructural son los elementos 2 y 4 por haber recibido enlaces del bastidor y sustituyendo las componentes (i) para i = 2 y 4 de los vectores que intervienen en la comprobación de condición de grupo estructural: $vector_{GDL}$, $vector_{PAR}$ y $vector_{LG}$ en la expresión (1) en los términos S_C, P y n_C respectivamente y para n=6 se comprueba como el elemento 2 si cumple la condición de grupo estructural, mientras que el 4 no.

$$S_C - n_C = n\cdot(P - N_m) \xrightarrow{i=2} 1 - 1 = 6\cdot(1 - 1) = 0$$
$$S_C - n_C = n\cdot(P - N_m) \xrightarrow{i=4} 1 - 0 \neq 6\cdot(1 - 1)$$

Convirtiéndose así en el primer grupo estructural, el cual cede sus enlaces, en este caso al eslabón 3; actualiza la matriz de resultados y comienza una nueva iteración del algoritmo (ver figura 5.c). Este paso corresponde al método gráfico analítico a la figura 1.c.

A continuación, el algoritmo comprobará la condición de grupo estructural para los candidatos 3 y 4 que previamente la función CANDIDATES_3D ha encontrado, obteniendo que no la cumplen:

$$S_C - n_C = n\cdot(P - N_m) \xrightarrow{i=3} 3 - 0 \neq 6\cdot(1 - 1)$$

Motivo por el cual, se incrementará en una unidad el número de eslabones que compondrán el grupo estructural, es decir, se buscarán cadenas de 2 eslabones que cumplan la condición de grupo estructural formadas por al menos un candidato. Mediante la función SEEKER_3D, se obtendrá la cadena {3 4} que en su conjunto si satisface la condición de grupo estructural comprobado por la función GROUPS_GE_3D donde los valores a introducir en los parámetros de la ecuación (1) vendrá dada ahora por la contribución de las componentes de los vectores correspondientes a cada eslabón:

$$S_C - n_C = n\cdot(P - N_m) \xrightarrow{i=3+i=4} 6 - 0 = 6\cdot(3 - 2)$$

Se confirma que {3 4} forman el último grupo estructural del mecanismo y se actualiza la matriz de resultados final (ver figura 5.d) mostrándola gráficamente al usuario mediante la interfaz gráfica que se ha programado junto con el algoritmo.

5. Aplicación del método computacional

La figura 6 muestra la aplicación del método propuesto al sistema de suspensión del eje de un camión. Se trata de un sistema 3D con dos grados de libertad, trece cuerpos y dieciocho pares: siete esféricos (S), tres de rotación (R), dos prismáticos (P) y seis cardan (CD). En la figura 6 se muestra el grafo estructural y la representación gráfica del sistema. En la figura 7 se muestra el resultado del método y diagrama estructural.

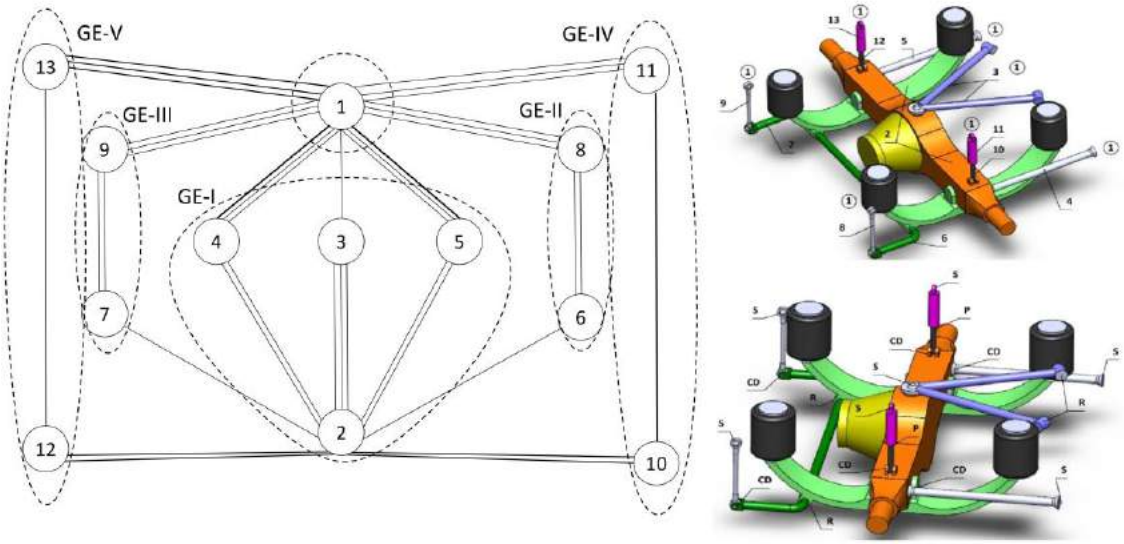


Figura 6: Análisis estructural computacional en un sistema de suspensión aplicando el método computacional propuesto en este trabajo.

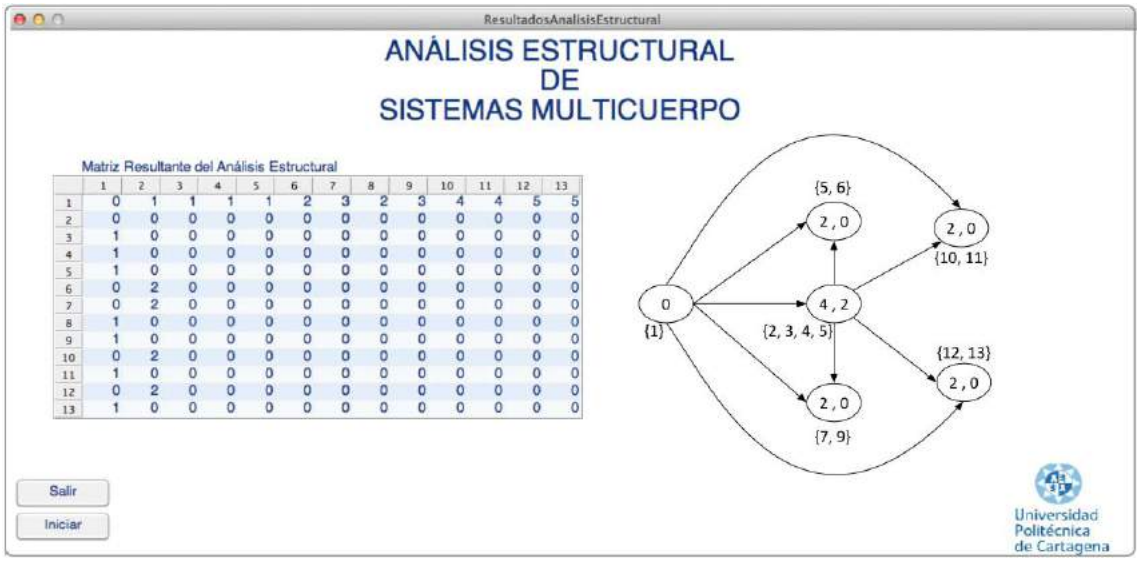


Figura 7: Resultado del análisis estructural del sistema de suspensión mostrado en la figura 6. Solución computacional (izda), y grafo-analítica (dcha).

6. Conclusiones

El método computacional presentado en este trabajo permite la obtención de la estructura cinemática de sistemas multicuerpo planos y espaciales con cadenas cinemáticas abiertas y cerradas y con uno o varios grados de libertad. Para llevarlo a cabo, la única información de la que se precisa es la introducción, por parte del usuario, de un reconocimiento topológico básico del mecanismo, ya sea mediante un script previamente programado, o mediante una interfaz gráfica. Este análisis consiste en la definición del tipo de par en el que participa cada eslabón del sistema mecánico y de los movimientos de entrada definidos entre sus eslabones.

El algoritmo ha sido compilado en una APP MATLAB con una interfaz gráfica para la interacción con el usuario e implementado con éxito sobre mecanismos de diferente complejidad. Así mismo, el método propuesto en este trabajo presenta las siguientes mejoras con respecto a los actualmente propuestos en la bibliografía:

- Caracterización del tipo de par según los grados de libertad, lo que facilitará la generación futura de librerías para el análisis cinemático.
- Adaptación automática del algoritmo para la resolución tanto de mecanismos planos como espaciales, con pares cinemáticos de cualquier tipo.

7. Referencias

[1] S. Li. Computer-aided structure synthesis of spatial kinematic chains. Mechanism and Machine Theory, 25 (1990), 645–653.

[2] M. Saura. Utilidad del análisis estructural en el análisis cinemático de mecanismos articulados planos, Congreso IberoAmericano de Ingenieria Mecanica, Cuba, (2005).

[3] M. Terushkin, O. Shai. Applying rigidity theory methods for topological decompositions and synthesis of gear trains systems, International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Chicago, (2012).

[4] J. G. Jalon, Kinematic and dynamic simulation of multibody systems. Springer-Verlag, (1993).

[5] J. Cuadrado, D. Dopico, M. Gonzalez, M. A. Naya. A combined penalty and recursive real-time formulation for multibody dynamics. Journal of Mechanical Design, 126 (2004), 602–608.

[6] M.Saura, A.Celdrán, D.Dopico, J.Cuadrado. Computational structural analysis of planar multibody systems with lower and higher kinematic pairs. Mechanism and Machine Theory, 71 (2014), 79–92.

[7] M.Saura, A.Celdrán, D.Dopico, J.Cuadrado. Computational kinematics of multibody systems: The advantages of a topological method based on its kinematic structure. ECCOMAS Multibody Dynamics, Croacia (2013), 655–664.

ETSIDI-Rap: Impresora 3D portátil de código abierto

E. Soriano Heras[1], F. Blaya Haro[2], M. Islán Marcos[3], S. Nuere Menéndez[4], A. Rodríguez[5]

[1]*ETSIDI. Universidad Politécnica de Madrid. e-mail: enrique.soriano@upm.es*

[2]*ETSIDI. Universidad Politécnica de Madrid. e-mail: fernando.blaya@upm.es*

[3]*ETSIDI. Universidad Politécnica de Madrid. e-mail: manuel.islan.marcos@upm.es*

[4]*ETSIDI. Universidad Politécnica de Madrid. e-mail: silvia.nuere@upm.es*

[5]*ETSIDI. Universidad Politécnica de Madrid. e-mail: alejandro.rodriguez.ruiz@alumnos.upm.es*

En este artículo se presenta el diseño y desarrollo de una impresora 3D de tecnología por deposición fundida (FDM), de bajo costo y código abierto, caracterizada por su tamaño reducido para ser fácilmente transportada, manteniendo idénticos niveles de calidad y capacidad volumétrica de impresión que las máquinas no portátiles de su clase. Inicialmente se presenta un estudio sobre los elementos internos y funcionales que integran la impresora 3D de código abierto Prusa i3 para identificar los componentes que han de ser modificados a fin de conseguir una máquina portátil. Después se tomaron una serie de decisiones relacionadas con la reestructuración de todos los componentes mecánicos, y su sustitución, con la finalidad de conseguir un mejor aprovechamiento del espacio, reducir el tamaño final de la máquina, pero manteniendo las mismas características de funcionamiento sin aumentar el coste. Finalmente, se seleccionó y fabricó una pieza de pruebas para evaluar la velocidad y precisión obtenida por la impresora 3D de código abierto portátil ETSIDI-Rap.

1. Introducción

En el año 2009 expiró la patente de S. Scott Crump [1], que trataba la invención de un aparato y proceso capaz de formar un objeto tridimensional de diseño predeterminado, mediante el depósito de múltiples capas de un material que se encuentra en un estado fluido. Éste fue el primer paso, pero además y gracias a los estudios sobre la fabricación aditiva (AM) [2], se empezaron a explicar y popularizar la producción de objetos físicos fabricados a partir de modelos informáticos mediante FDM.

Hay numerosos artículos que acreditan la repercusión que ha tenido y podría tener en un futuro el uso de esta tecnología AM, y explican muchas de las variantes que existen y de sus diversas aplicaciones [3]. Se ha logrado la construcción de piezas geométricamente complejas con un alto nivel de precisión, así como un sistema de personalización extremo en los objetos, que hasta ahora era imposible de implementar en la fabricación industrial [4]. Aunque todavía existen parámetros con potencial de mejora, podemos observar como las empresas que trabajan en este sector aumentan su porcentaje de beneficios año tras año, como muestran los análisis económicos [5]. En definitiva, toda la repercusión mundial que está sufriendo este sistema de fabricación, nos enfrenta a la posibilidad de que se produzca "una tercera revolución industrial", como constatan algunos artículos [6,7], donde se exponen todas las ventajas y particularidades que aporta este método de fabricación y los campos de investigación que se están empezando a desarrollar. En algunos sectores industriales, esta tecnología lleva varias décadas utilizándose, Stratasys, creada en 1989 por Scott Crump en Estados Unidos, es una de las grandes empresas pioneras en fabricar materiales o equipos de impresión 3D y han trabajado en campos tan diversos como la aeronáutica, la medicina o la automoción. El elevado coste de su utilización, limitaba a que solo algunos sectores donde se invierten grandes capitales de dinero, fueran capaces de explotar todos los beneficios que trae con sigo este sistema de fabricación. En definitiva, el alto precio de las máquinas y de los materiales que se utilizaban, perjudicaban la popularización de su uso.

En los últimos años, a partir de la expiración de la patente de S. Scott Crump [1], muchos emprendedores lanzaron nuevas máquinas al mercado, produciéndose una bajada drástica de los precios y haciéndose más popular el uso de esta tecnología. Un punto de inflexión muy importante, fue el proyecto Rep-Rap [8], fundado en 2005 por Adrian Bowyer, profesor de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Bath en el Reino Unido. Allí se propuso fabricar la primera máquina FDM; de producción personal, de bajo precio, controlada por código abierto (Arduino) y abierta a modificaciones del usuario. Todo esto permitía ajustar y perfeccionar cada vez más la máquina, gracias a la creación de una comunidad que facilita el intercambio der ideas para mejorar con gran rapidez los posibles fallos detectados por los propios clientes. Se produjo una "viralización" de estas máquinas FDM de auto-construcción, muy asequibles económicamente y de una fabricación tan sencilla que permitía ser montadas por cualquier persona, sin grandes conocimientos de mecánica o electrónica.

Ahora han aparecido una gran variedad de máquinas que derivan del proyecto Rep-Rap, y una de las modificaciones más interesantes a desarrollar, es convertir una máquina convencional Prusa i3 [9], en una

herramienta FDM capaz de ser transportada. El mayor problema que surge en estos modelos, es que al disminuir el volumen total de la impresora, también perjudica drásticamente el volumen que son capaces de imprimir, y por lo tanto, pierden ventajas competitivas respecto a las máquinas convencionales que ya existen en el mercado. Lo ideal es crear una impresora 3d de tecnología FDM que no pierda ninguna ventaja, diseñando una maquina de auto-fabricación, de bajo precio y se software abierto, manteniendo altos niveles de resolución, y a la vez conseguir una herramienta compacta y ligera para que pueda ser transportada. El grado de éxito se establecerá en relación con; las dimensiones totales que adquiera la maquina, y su comparación con las dimensiones capaces de imprimir por dicha herramienta, dando por supuesto que la calidad de impresión que proporcione sea óptima e igual a la de sus rivales.

La máquina portátil propuesta en este artículo, cubre todas las necesidades que reclaman los usuarios de impresoras de código abierto. No queda menoscabada la calidad de impresión a pesar del rediseño de los mecanismos y de la nueva estructura que adquieren los componentes internos de la máquina, no disminuye el volumen de impresión y no aumenta significativamente el coste de la máquina. Se expone el estudio empírico a través de la toma de medidas, diseño neumático, características técnicas y fabricación, ver Figura 1.

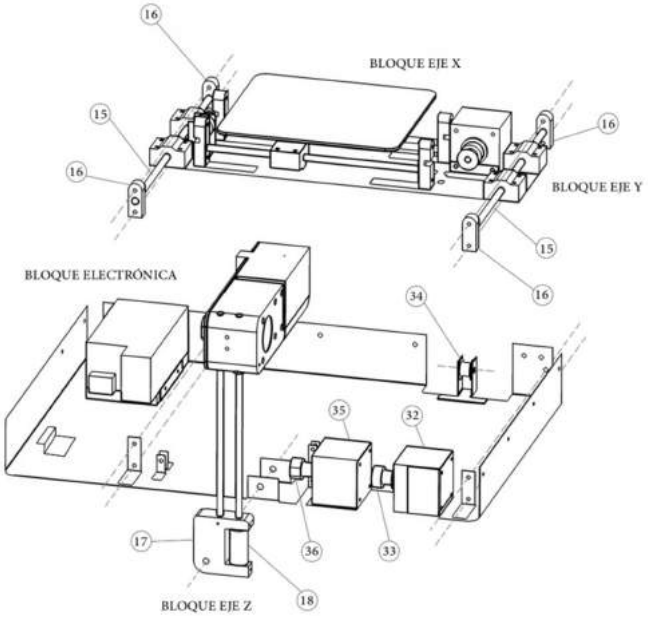


Figura 1: Explosionado impresora ETSIDI-Rap.

2. Estudio de mercado, impresoras 3D portátiles

La creciente aparición de nuevas máquinas FDM en el mercado es algo que se puede notar día a día, cada vez más empresas apuestan por introducirse en este nicho y fabricar sus propias impresoras. Son claros ejemplos que reflejan el interés que existe por evolucionar este sistema de fabricación y la repercusión que tiene. En este estudio, solo nos centraremos en las impresoras 3D portátiles más importantes y singulares que existen en la actualidad , ver Tabla 1, donde se compara la antigüedad de cada modelo y el precio que tienen en el mercado, al igual que otras propiedades más vinculadas a la movilidad; como son el peso o el volumen que ocupan cuando son transportadas. Es importante crear un criterio de comparación que evalúe el grado de éxito en la eficiencia de aprovechamiento del espacio, y se calcula: dividiendo el volumen que puede imprimir la máquina, entre el volumen total que ocupa la impresora 3D. De este modo se podrá obtener un parámetro de eficiencia y comparación y evaluar cuales son las impresoras que mejor aprovechan el espacio y además son capaces de imprimir grandes volúmenes.

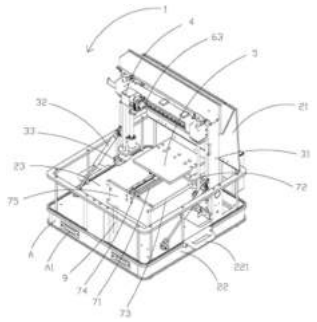
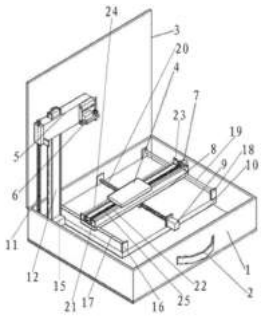
La modificación más común para conseguir que las impresoras 3D sean portables, consistirá en acoplar un eje Z desmontable ó movil , donde dicho eje sea capaz de plegarse cuando la máquina está fuera de uso, y de este modo, conseguir reducir considerablemente el volumen final de la máquina una vez está plegada.

Para explicar estos sistemas de plegados podemos encontrar distintos modelos de utilidad que ya han sido desarrollados, donde se explican y se describen los sistemas más comunes de funcionamiento que utilizan este tipo de modelos, ver Tabla 2.

Tabla 1: Características impresoras 3D portátiles en el mercado

Modelo	Año	Tecnología	Precio	Peso (kg)	Dimensiones plegada (mm)	Dimensiones abierta (mm)	% (0 - 100) Impresión / Máquina
RepRap	2007	FDM	1400 €	7	400 400 400	200 200 200	12.5
FoldaRap	2011	FDM	600 €	4	335 380 100	140 140 155	23.9
Tobecz 2	2013	FDM	800 €	10	440 414 175	200 200 220	27.6
Bukito	2013	FDM	600 €	2	190 220 300	125 150 125	18.7
LumiPocket	2013	DLP	700 €	3	80 80 280 + volumen proyector	80d 100a (cilindro)	
Portabee GO	2013	FDM	550 €	5	208 225 79	120 160 120	62.3
Beethefirst	2013	FDM	1300 €	10	425 140 395	190 135 125	27.6
ETSDI-Rap	2015	FDM	500 €	4	400 280 50	150 150 130	52.2

Tabla 2: Modelos de utilidad sobre impresoras 3D portátiles

Códigos modelo de utilidad	
CN 203664661 U	CN 203622963 U
	

3. Metodología del diseño

Después del estudio de mercado realizado y haber observado cuales eran las vías de desarrollo que seguían dichas empresas, nos planteamos cuales eran los puntos débiles que existían en dichas máquinas, y proponer soluciones para resolverlos. También era recomendable resolver problemas que ya tenían los usuarios de impresoras de auto-fabricación, ver su experiencia nos aportaba solucionar o evitar los fallos más comunes y hacer caso de las recomendaciones, porque en algunos factores también se vieron puntos positivos y se consideró seguir por las mismas vías de desarrollo.

Durante el desarrollo del primer prototipo se hizo un estudio exhaustivo sobre todos los componentes que integran una máquina de impresión 3D, y se buscaron los últimos avances que incorporaban las grandes

empresas en sus modelos, para conseguimos tener un conocimiento global de todas las nuevas tecnologías que estaban apareciendo en ese momento.

3.1. Materiales y plataforma caliente

Cuando surgió esta tecnología, el material que se empezó a utilizar era el polímero PLA, que tenía un buen acabado en piezas grandes. Sin embargo, para objetos de menor tamaño y que requerían mayor precisión, se desarrollaron nuevos materiales como el ABS, que era un material más adecuado para el uso en este tipo de piezas.

Día a día crece la incorporación de nuevos materiales que aparecen en el mercado, y lo importante en este campo, es fijarse en las necesidades requeridas por la impresora para poder usar cada material, como son la temperatura de fusión que debe de alcanzar el extrusor o la temperatura que debe de alcanzar la bandeja para adherir correctamente las primeras capas de material que se imprimen. En nuestra máquina hemos optado por instalar una cama caliente de caucho de silicona, que permite llegar a un rango de temperaturas mucho más alto (400ºC) que las "hotbed" fabricadas mediante resistencias. Estas temperaturas se alcanzan gracias a su espesor (1,5mm), que permite que se caliente más rápido.

3.2. Disposición de los ejes de la máquina

En la mayoría de las máquinas de auto-construcción, la bandeja donde se deposita el material sólo se mueve en una de las direcciones, generalmente en la dirección del eje Y, mientras que el marco donde va montado el extrusor lo hace en las otras dos direcciones, tanto en la del eje Z, con en la del eje Y. Pero tras la experiencia de los usuarios, se llega a la conclusión de que sería mucho mejor si el extrusor, que es la pieza que requiere mayor precisión, se mantuviera lo más inmóvil posible para evitar que se desequilibre y obtener la mayor calidad de acabado en las piezas. Por lo tanto es la bandeja de impresión la que debe moverse en los dos ejes X e Y, porque su movimiento es a mayor velocidad, dado que el movimiento del eje Z es muy reducido, que solo es utilizado para mover el extrusor verticalmente.

3.3. Extrusor

Los extrusores, son otro gran foco de debates, normalmente las impresoras de bajo costo suelen montar extrusores de plástico auto-fabricados que resultan mucho más económicos, pero que eliminan cualquier tipo de acabado de alta precisión. En la actualidad podemos encontrar multitud de marcas que han optado por fabricar y vender ellos mismos, extrusores compactos de metal, que ya están ensamblados en su totalidad y que mejoran altamente el acabado final de la pieza. Son mucho más pequeños, y llevan incorporados ventiladores para una ventilación más eficiente y sensores para regular la temperatura del material extruido con mayor fiabilidad. Las ventajas que aportan son considerables, y permiten una mayor regulación de distintos parámetros como la tensión del material, que son útiles para imprimir con distintos materiales.

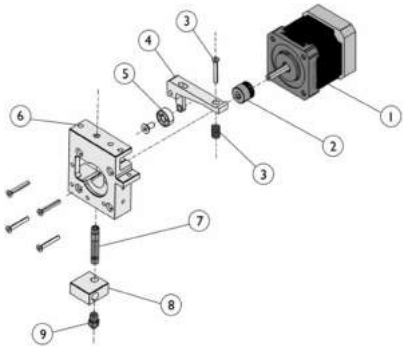


Figura 2: Explosionado de extrusor compacto

Este tipo de extrusores como se puede apreciar en la figura 2, están compuestos por un motor de paso a paso nema 17 (1), al que se le adapta un rodamiento (2) en su eje para empujar o retirar el material polimérico. Una de las aportaciones que aparecen en este tipo de extrusores, es el sistema de ajuste para la tensión (3) que se le aplica el material, que es capaz de regular gracias a la palanca de liberación (4) al que se le acopla un rodamiento liso (5), que ejerce mayor o menor fuerza contra el rozamiento (2). Todos estos componentes se acoplan en una pieza metálica (6) mecanizada que se une directamente al motor nema 17 (1) mediante 4 pernios, al que también se le puede acoplar un ventilador y un radiador para mejorar la refrigeración. En la misma pieza (6) se acopla el

tubo aislante (7) por donde se introduce la cantidad de material necesaria que tiene que llegar al fusor (8) donde van conectadas la resistencia para calentar el material, y también el termopar encargado de medir la temperatura del fusor (8) y poder regular y mantener los grados necesarios que debe tener el material para fundir correctamente. La ultima parte del extrusor por donde sale el material ya fundido es la boquilla (9) conectada al fusor (8), que puede tener distintos diámetros de abertura y es intercambiable.

3.4. Fuente de alimentación

Sobre la fuente de alimentación, se obtuvo información sobre los consumos de los distintos componentes, para calcular el valor medio de potencia requerida del sistema. Se llego a la conclusión según estos ensayos, que los motores tienen un porcentaje mínimo del consumo total, y es la cama caliente, la que absorbe casi el 80% de la potencia útil que genera el transformador, unos 11A si el área de impresión es de 200 x 200 mm. En el caso de reducir la bandeja caliente a 150 x 130 mm, el ahorro de potencia requerida, permite el uso de transformadores más pequeños. Pasando de los grandes y pesados transformadores de alta potencia que requieren una gran refrigeración, a unos transformadores comunes utilizados mayormente en los ordenadores portátiles.

3.5. Diseño de los componentes

Al tratarse de una impresora 3D transportable, tenemos que diseñar los componentes de tal manera que en ningún caso se puede perder precisión a la hora de imprimir objetos, y por lo tanto tenemos que conseguir que durante su transporte, todo esté organizado y sujeto para lograr una solidez de los componentes, en definitiva se trata de que todo quede bien fijado mientras se esté transportando.

Otra de las mejoras que se quiso adoptar en el diseño desde el principio, era poder acceder a los mecanismos de una manera rápida y sencilla, para desajustar el mínimo número de parámetros en el caso de que se tuviera que sustituir alguna pieza. Para ello la mejor opción era separar la herramienta en distintos bloques independientes, según la función que cumplieran, para unificar todos los componentes que ejecutaran una misma misión y evitar conflictos o solapamientos entre distintos mecanismos. Todos estos bloques van montados sobre un subchasis general, que funciona como soporte para mantener un alto grado de solidez en la máquina y evitar que se desajuste.

4. Diseño

Se planteó un gran reto de diseño para lograr esa meta de reducción del 60% en el tamaño final de la máquina. Se volvió a replantear la reorganización de todos los componentes con la utilización de nuevos sistemas de desplazamiento para los ejes, pero teniendo en mente siempre la finalidad de conseguir la mayor fiabilidad de funcionamiento posible de los elementos mecánicos y lograr una alta calidad de impresión. Otra de las mejoras que ya se habían replanteado desde el principio, era poder acceder a los mecanismos de una manera rápida y sencilla, para desajustar el mínimo número de elementos en el caso de que se requiriera la reparación de alguna de las piezas de la impresora. Se siguió optando por separar la herramienta en distintos bloques independientes, según la función que cumplieran, para unificar todos los componentes que ejecutaran una misma función. Todos estos bloques se montan sobre un chasis general, que también sirve de bancada a la bandeja de impresión y mantener la impresora lo más estable posible.

En los siguientes sub-apartados se van a explicar los cambios realizados en nuestra máquina, puesto que muchos de los componentes que se utilizan son los mismos que se montan para fabricar las máquinas de auto-construcción, también se va a describir el modo de unión con el que se ensamblan los distintos elementos.

4.1. Bloque del eje X

En este bloque está montada la cama de impresión (1) (área: 13 x 15 cm) sobre el que se deposita el material fundido, esta pieza se encuentra apoyada sobre la cama caliente (2), y que se une al chasis del eje x (3) fabricado en chapa de acero inoxidable, a través de un tornillo (4) y dos tuercas hexagonales (5) y (6) que fijan las dos partes a una cierta distancia de separación para que la cama se mantenga en voladizo. El chasis (3), tiene además acoplados dos rodamientos lineales normalizados (7) en sus extremos, por los que se introducen respectivamente unas varillas lisas (8), que tienen la función de servir como guía para el movimiento respectivo de dicho eje x. En la Figura 3(a), se representa un esquema de las partes que conforman este bloque, y en la Figura 3(b) se muestra el montaje de todas las piezas una vez montadas.

4.2. Bloque del eje Y

Las dos varillas lisas (8) pertenecientes al bloque anteriormente descrito, son inmovilizadas y fijadas por cuatro piezas fabricadas en plástico ABS (9), que a la vez están atornilladas al chasis del eje y (10), que también está

fabricado en chapa de acero inoxidable. En el mismo chasis (10) se atornilla el motor de paso a paso nema 17 (11) al que se le acopla en su eje un polea (12), responsable del movimiento del bloque eje X junto con la otra polea (13) colocada en el otro extremo del chasis y (10), conectadas por medio de un sistema de correas dentadas T5. Por debajo del chasis del eje y (10), están acoplados otros cuatro rodamientos lineales normalizados (14) por los que se introducen dos varillas lisas (15) de acero inoxidable, que se encuentran orientados para servir de guía respecto del eje y. Estas dos últimas varillas están unidas al chasis principal por medio de cuatro piezas de plástico ABS (16). Todo este conjunto que finalmente va montado sobre el subchasis, tiene que ser lo suficientemente ligero para que un solo motor sea capaz de mover los dos bloques x e y, que van unidos entre sí, de una manera rápida y con una alta precisión en sus movimientos para poder aumentar la velocidad y de este modo acortar el tiempo de impresión. En la figura 3(c), se representa un esquema de las partes que conforman este bloque, y en la figura 3(d) se muestra el montaje de todas las piezas una vez montadas y la posición en la que se monta el bloque del eje X.

4.3. Bloque del eje Z

Este bloque va unido al subchasis por medio de una pieza fabricada en aluminio (17), diseñada específicamente de manera que todo el bloque pueda ser plegado de manera automática sin que surjan problemas de descalibración cada vez que el mecanismo se abra y se cierre. En el interior de esta pieza (17) se monta un rodamiento helicoidal (18), responsable de accionar el movimiento para el eje z en sentido vertical. La pieza (17) además tiene acoplado una varilla lisa (19), situada en paralelo con otra varilla roscada (20), que se introduce y se bloquea por dentro de la pieza (18). Estas dos últimas varillas (19) y (20) sirven como guía para el movimiento del eje z. En el otro extremo de la varilla (20) se encuentra acoplado una rosca hexagonal (21) que se encuentra introducida dentro de la pieza de plástico (22) fabricada en ABS. El chasis del eje z (23), fabricado en acero inoxidable, se acopla con soporte de plástico fabricado en ABS (24) para adhesionar e inmovilizar el extrusor (25), por medio de un chapa con forma de escuadra (26) fabricada en acero inoxidable, que también se une con la pieza (22). El sistema de cierre (27) se encuentra en el interior de la pieza (22) y se mantiene fija gracias a la tuerca (28). Gracias a este mecanismo, cuando todo el bloque z se pliega para cerrarlo, la pestaña de la cerradura (27) se engancha al subchasis para mantenerlo cerrado, y en el caso de que queramos abrir el mecanismo, solo tenemos que pulsar el botón, para que automáticamente se libere la cizalla y todo el bloque se mueva a su posición vertical. En la Figura 3(e), se representa un esquema de las partes que conforman este bloque.

4.4. Bloque del sistema de plegado

El sistema de plegado es el encargado de mantener todo el bloque del eje z en posición vertical. Esto se realiza mediante un conjunto formado por el muelle (29) que se engancha directamente en uno de los pliegues del chasis general. Dicho muelle (29) ejerce la tensión suficiente cuando el sistema de cierre (27) queda liberado y tira de la cuerda trenzada metálica (30), que está guiada por la pieza de plástico ABS (31) y atornillada a la pieza (17) perteneciente al bloque del eje z. En la Figura 3(f), se representa un esquema de las partes que conforman este bloque. Y en la Figura 3(g) se hace una representación gráfica de cómo quedan los componentes colocados cuando el sistema está plegado.

4.5. Bloque del chasis

El chasis es la estructura que aguanta todos los bloques. En este chasis van unidas las cuatro piezas de plástico (16), que sirven para inmovilizar el bloque del eje y, mediante las dos varillas lisas (15). Para producir el movimiento respecto al eje y, también se encuentra acoplado en el chasis el motor paso a paso nema 17 (32), que tiene acoplado en su eje una polea (33), responsable del movimiento del BLOQUE EJE Y junto con otra polea (34) colocada en el otro extremo del chasis y (34), conectadas por medio de un sistema de correas dentadas T5. Todo el bloque del eje Z, va unido por un solo eje que atraviesa la pieza (17) y se atornilla al chasis, para utilizarlo como eje de rotación en el plano zx. Enfrentado al a pieza (17) se monta el motor paso a paso nema 17 (35), que tiene acoplado en su eje un rodamiento helicoidal (36), responsable de generar el movimiento en el otro rodamiento (18) para producir que el conjunto al que va adherido el extrusor, pueda bajar y subir para imprimir a diferentes alturas. Para el sistema de plegado, la pestaña de la cerradura (27) se sujeta al chasis por medio de una apertura que sirve como prisionero para la cizalla del sistema de cierra. En la Figura 3(h), se representa un esquema de las partes que conforman este bloque.

4.6. Bloque del chasis

Es sabido que el mantenimiento de este tipo de máquinas es alto, y por lo tanto hay que prestar atención al usuario, y hacer que la carcasa sea desmontable rápidamente, para poder acceder a los mecanismos de la

máquina y solucionar un problema de manera rápida. La carcasa (37) se encarga de guardar y proteger todos los bloques, y está unida al chasis mediante tornillería como se puede apreciar en la figura 3(i).

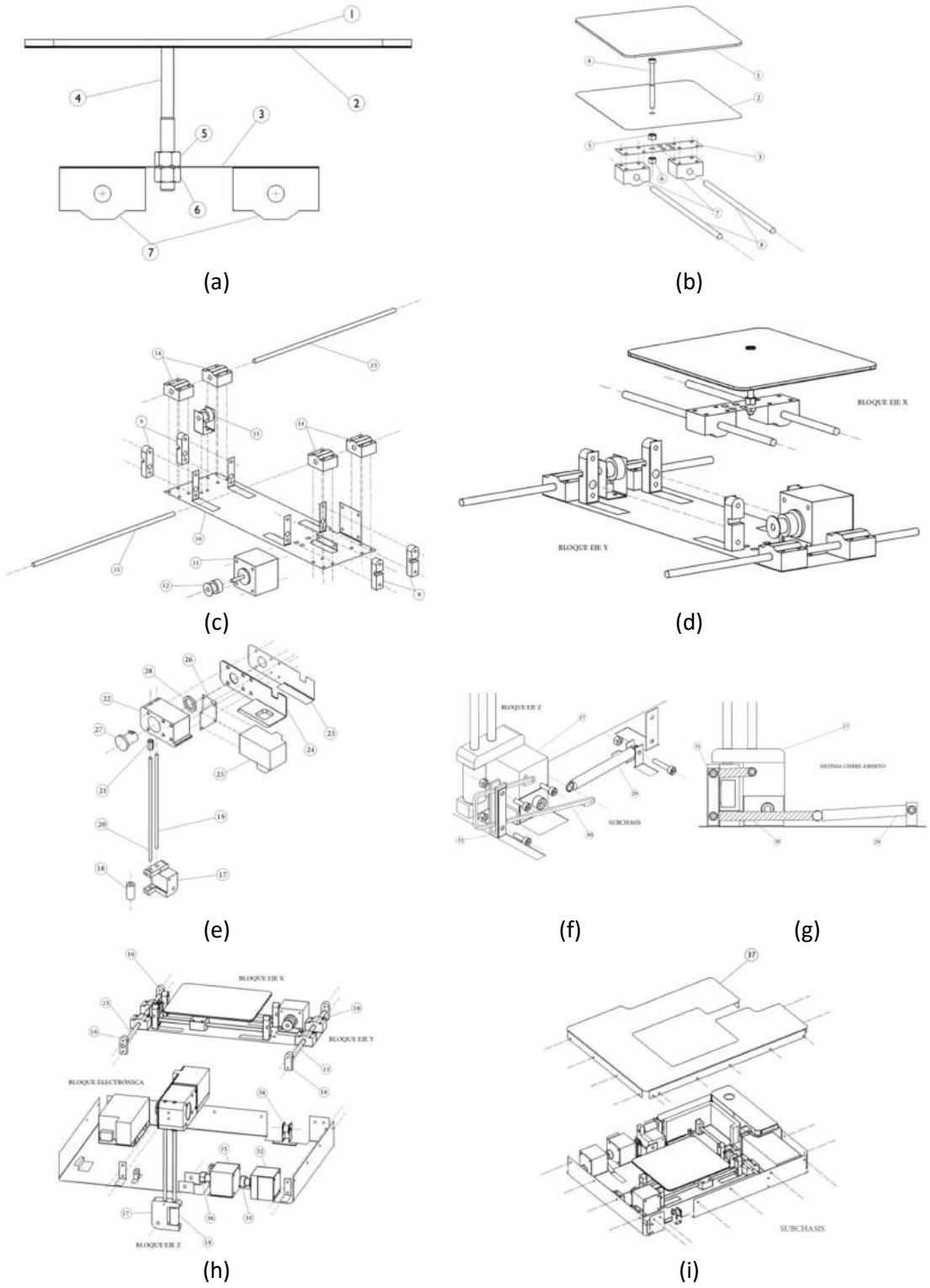


Figura 3: Bloques y carcasas de la impresora 3D ETSIDI-Rap

5. Conclusiones

La impresora 3D portátil ETSIDI-Rap, cubre todas las necesidades que reclaman los usuarios de impresoras de código abierto. No queda menoscabada la calidad de impresión a pesar del rediseño de los mecanismos y de la nueva estructura que adquieren los componentes internos de la máquina, no disminuye el volumen de impresión y no aumenta significativamente el coste de la máquina. La Figura 4 muestra el diseño final obtenido.



Figura 4: Diseño final impresora 3d portátil ETSIDI-Rap

6. Referencias

[1] S. Scott Crump, cesiones originales Stratasys, Inc., (1989), Aparato y método para la creación de objetos tridimensionales, Un estadounidense 5121329,Nº solicitud: Estados Unidos 07 / 429.012.

[2] Gebhardt, A., (2003). Rapid Prototyping. Hanser Gardner Publications, Cincinnati, OH. Qiu, D., Langrana, N.A., 2002. Void eliminating tool path for extrusion-based multi-material layered manufacturing. Rapid Prototyping J. 8 (1), 38–45.

[3] Robert Bogue , (2013),"3D printing: the dawn of a new era in manufacturing?", Assembly Automation, Vol. 33 Iss 4 pp. 307 - 311.

[4] P M Dickens, (1994),"Rapid prototyping-the ultimate in automation?", Assembly Automation, Vol. 14 Iss 2 pp. 10 - 13.

[5] B. T. Wittbrodt, A. G. Glover, J. Laureto, G. C. Anzalone, D. Oppliger, J. L. Irwin, et al., ‘‘Life-cycle economic analysis of distributed manu- facturing with open-source 3-D printers,’’ Mechatronics, vol. 23, no. 6, pp. 713–726, (2013).

[6] N. Gershenfeld, Fab: The Coming Revolution on Your Desktop—From Personal Computers to Personal Fabrication. New York, NY, USA: Basic Books, (2005).

[7] J. Cano, ‘‘The Cambrian explosion of popular 3D printing,’’ Int. J. Artif. Intell. Interact. Multimedia, vol. 1, no. 4, pp. 30–32, (2011).

[8] Gerald C. Anzalone, Chenlong Zhang, Bas Wijnen, Paul Sanders and Joshua M. Pearce, (2013). A Low-Cost Open-Source Metal 3-D Printer.

[9] Jones, R., Haufe, P., Sells, E., Iravani, P., Olliver, V., Palmer, C., & Bowyer, A. (2011). RepRap–the replicating rapid prototyper. Robotica, 29(01), 177-191.

Resolución del problema paramétrico de la configuración estática de la catenaria ferroviaria

S. Gregori Verdú[1], E. Nadal Soriano[1], M. Tur Valiente[1], F.J. Fuenmayor Fernández[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y de Materiales. Universitat Politècnica de València.
sangreve@upv.es, ennaso@upv.es, matuva@upv.es, ffuenmay@upv.es

La simulación de la interacción dinámica entre el pantógrafo y la catenaria es hoy en día una herramienta básica para mejorar el funcionamiento de los trenes de alta velocidad. El primer paso para realizar estas simulaciones consiste en la obtención de la posición de equilibrio estático del cableado de la catenaria en el que parámetros como la longitud inicial de las péndolas juegan un papel fundamental. Si uno quisiera obtener la configuración de equilibrio estático para diferentes valores de dichos parámetros, se tendría que resolver un problema estático diferente para cada combinación de los mismos. En este trabajo se propone un modelo parámetrico de la catenaria en el que se incluyen las longitudes iniciales de las péndolas como variables adicionales del problema. El problema multidimensional resultante se resuelve aplicando la Proper Generalized Decomposition (PGD). El hecho de que las péndolas no trabajen a compresión incorpora una fuerte no linealidad que también es abordada bajo el enfoque de la PGD. Para reducir el coste computacional se propone eliminar la no linealidad geométrica del modelo, obteniendo un problema estático linealizado.

1. Introducción

La catenaria ferroviaria es el sistema de alimentación eléctrica más usual en los trenes de alta velocidad. En la figura 1 se puede observar una imagen de dicho sistema en la que se distinguen sus principales componentes. La corriente eléctrica es conducida al tren por medio del contacto entre el pantógrafo y el cable de contacto. Esta interacción se ha de producir con la menor fuerza posible para minimizar el desgaste de las diferentes partes en contacto, pero sin llegar a producirse pérdida de contacto para que no haya interrupciones en la alimentación ni aparezcan arcos eléctricos. En la tarea de mejorar este sistema, los modelos numéricos utilizados para simular esta problemática se han convertido en una herramienta muy útil [1,2].

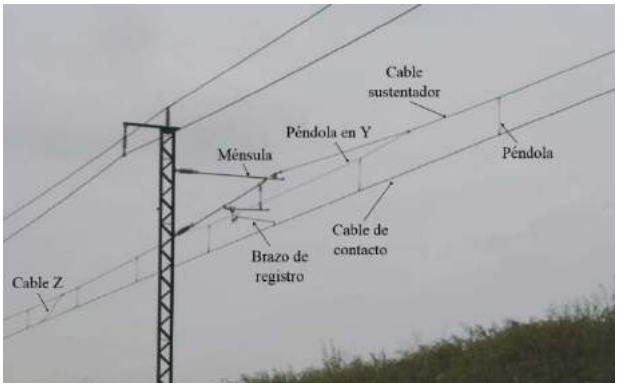


Figura 1: Imagen de una catenaria ferroviaria de alta velocidad.

La dinámica del sistema está influenciada por gran cantidad de factores. Entre ellos destaca la longitud de las péndolas, ya que determina la altura final que a la que se sitúa el cable de contacto, y por tanto afecta directamente a la fuerza de interacción con el pantógrafo. Si se pretende estudiar el efecto que estos parámetros tienen sobre la fuerza de contacto, se requiere un gran número de simulaciones para diferentes valores de las longitudes de las péndolas, lo cual en la práctica es inabordable debido al elevado coste computacional asociado.

El objetivo principal de este trabajo es el de presentar un método capaz de realizar este tipo de análisis con un coste computacional razonable. En particular, el primer paso es obtener la configuración estática de la catenaria para cualquier valor de las longitudes de péndola.

Con la técnica Proper Generalized Decomposition (PGD) es posible resolver modelos paramétricos definidos en espacios multidimensionales. La PGD [3] es una técnica *a priori* de reducción de modelos utilizada ampliamente en la literatura en gran variedad de problemas [4]. Con esta metodología, se obtiene la configuración de equilibrio estático de la catenaria para cualquier combinación de longitudes de péndolas. Esta solución es necesaria para resolver la interacción dinámica para cualquier valor de dichos parámetros. Con todo ello sería posible realizar de forma eficiente optimizaciones de la geometría de la catenaria, así como analizar posibles fallos en el tendido de los cables.

2. Modelo de elementos finitos

Para el modelo de elementos finitos de la catenaria se ha utilizado una formulación en coordenadas nodales absolutas (ANCF) [5]. En concreto se han empleado dos tipos de elementos, los 'elementos cable' para modelar el cable sustentador y de contacto, y los 'elementos barra' para las péndolas y brazos de registro. Los postes y ménsulas han sido reemplazados por condiciones de contorno.

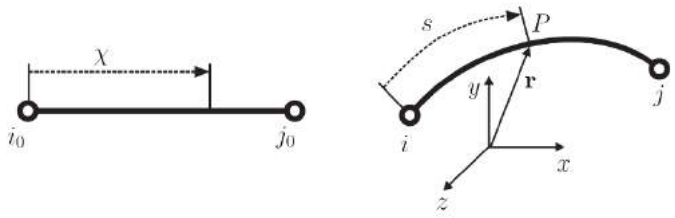


Figura 2: Elemento ANCF de referencia y configuración deformada.

En la figura 2 se muestra un esquema de las configuraciones de referencia y deformadas de un elemento cable ANCF. Los grados de libertad (gdl) de dicho elemento son las posiciones nodales y sus derivadas

$$\mathbf{q}_c = \left[x_i \quad y_i \quad z_i \quad \frac{\partial x_i}{\partial \chi} \quad \frac{\partial y_i}{\partial \chi} \quad \frac{\partial z_i}{\partial \chi} \quad x_j \quad y_j \quad z_j \quad \frac{\partial x_j}{\partial \chi} \quad \frac{\partial y_j}{\partial \chi} \quad \frac{\partial z_j}{\partial \chi} \right]^T, \tag{1}$$

donde la coordenada local $\chi \in [0, l_0]$, siendo l_0 la longitud inicial del cable. La posición absoluta en la configuración deformada del elemento se define mediante la interpolación

$$\mathbf{r}(\chi) = \mathbf{S}_c(\chi)\mathbf{q}_c, \tag{2}$$

con las funciones de forma cúbicas garantizando continuidad C^1:

$$\mathbf{S}_c(\chi) = \begin{bmatrix} S_{c1} & 0 & 0 & S_{c2} & 0 & 0 & S_{c3} & 0 & 0 & S_{c4} & 0 & 0 \\ 0 & S_{c1} & 0 & 0 & S_{c2} & 0 & 0 & S_{c3} & 0 & 0 & S_{c4} & 0 \\ 0 & 0 & S_{c1} & 0 & 0 & S_{c2} & 0 & 0 & S_{c3} & 0 & 0 & S_{c4} \end{bmatrix}$$

$$S_{c1}(\xi) = 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 \quad S_{c2}(\xi) = l_0(\xi - 2\xi^2 + \xi^3) \tag{3}$$

$$S_{c3}(\xi) = 3\xi^2 - 2\xi^3 \quad S_{c4}(\xi) = l_0(-\xi^2 + \xi^3)$$

$\xi = \chi / l_0 \in [0,1]$ es la coordenada local normalizada. Para el caso de los elementos barra, al no tener en cuenta deformaciones transversales, los gdl son únicamente las coordenadas nodales absolutas. Por lo tanto, cada elemento barra tiene 6 gdl y la interpolación para obtener las coordenadas del elemento deformado es en este caso lineal.

3. Problema de equilibrio estático

En este apartado se deduce el problema a resolver para obtener la posición de equilibrio estático de la catenaria ferroviaria bajo la acción de la gravedad. Previamente se ha de abordar el denominado problema de configuración inicial [6], en el que se calculan la longitud inicial de los elementos que la componen para que en la posición de equilibrio se cumplan una serie de restricciones de montaje. En el presente documento se supone resuelto y por tanto las longitudes iniciales de todos los elementos son conocidas.

Si el dominio Ω se discretiza en N_e elementos, el trabajo virtual total de las fuerzas internas resulta de la suma del de cada elemento. Para un elemento *e*, de área *A*, modulo de Young *E* e inercia *I*, este trabajo es producido por deformaciones longitudinales y transversales

$$\delta W_{int}^{e} = \int_{\Omega^e} \left(EA\delta\varepsilon_L \, \varepsilon_L + EI\,\delta\kappa\kappa \right) d\chi \, . \tag{4}$$

Al tratarse de un problema de grandes desplazamientos, la deformación axial se define mediante el tensor de deformaciones de Green

$$\varepsilon_L = \frac{1}{2}\left(\frac{d\mathbf{r}}{d\chi} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\chi} - 1 \right) , \tag{5}$$

mientras que la curvatura se puede aproximar a

$$\kappa \approx \left| \frac{d^2\mathbf{r}}{d\chi^2} \right| \tag{6}$$

debido a que en el problema en cuestión las deformaciones de los elementos son pequeñas. Por otro lado, el trabajo virtual producido por la fuerza gravitatoria en un elemento de densidad ρ es

$$\delta W_{ext}^{e} = \int_{\Omega^e} \delta\mathbf{r} \cdot \mathbf{g} \, d\chi \, , \tag{7}$$

donde el vector $\mathbf{g} = \{0 \;\; 0 \;\; -gA\rho\}^T$, y g es la constante gravitacional. Finalmente, tras aplicar el principio de los trabajos virtuales se llega al problema de equilibrio estático, que consiste en encontrar $\mathbf{r}(\chi)$ para cualquier campo admisible $\delta\mathbf{r}$, tal que

$$\sum_{e=1}^{N_e} \int_{\Omega^e} \left[EI \frac{d^2\delta\mathbf{r}}{d\chi^2} \cdot \frac{d^2\mathbf{r}}{d\chi^2} + \frac{EA}{2} \frac{d\delta\mathbf{r}}{d\chi} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\chi} \left(\frac{d\mathbf{r}}{d\chi} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\chi} - 1 \right) - \delta\mathbf{r} \cdot \mathbf{g} \right] d\chi = 0, \;\; \forall \delta\mathbf{r} \, . \tag{8}$$

Incorporando la formulación de elementos finitos presentada en la sección anterior, y tras el proceso de ensamblaje, se llega a un sistema de ecuaciones algebraicas no lineales que se resuelve por ejemplo mediante el algoritmo de Newton-Raphson. Es importante destacar que para obtener la configuración de equilibrio de la catenaria para otro valor de longitud inicial de cualquier péndola se tendría que volver a plantear y resolver el problema (8).

4. Enfoque con la Proper Generalized Decomposition

En esta sección se va a exponer la formulación del problema paramétrico de equilibrio estático de la catenaria ferroviaria. En concreto, los parámetros longitud de péndola se van a añadir a la formulación como coordenadas extra del problema, aplicando la técnica de reducción de modelos PGD. Así pues, tras resolver este problema parámetrico, se obtiene la posición estática de la catenaria para cualquier valor de las longitudes iniciales de las péndolas $\mathbf{r} = \mathbf{r}(\chi, l_{p1}, l_{p2}, \ldots)$. Por simplicidad en la notación, y sin pérdida de generalidad, la formulación se presenta incluyendo un único parámetro adicional, es decir, $\mathbf{r} = \mathbf{r}(\chi, l_p)$.

4.1. Formulación del problema con la PGD

El parámetro longitud de péndola se define en el intervalo $l_p \in \Omega_l = [l_p^-, l_p^+]$. El primer paso de la PGD es introducir dicho parámetro en la formulación variacional del problema (8) como si de una variable más se tratase. Con ello, se obtiene un nuevo problema consistente en obtener la posición de equilibrio $\mathbf{r}(\chi, l_p)$ para qualquier variación admisible $\delta\mathbf{r}$, tal que

$$\sum_{e=1}^{N_e} \int_{\Omega_l} \int_{\Omega^e} \left[EI \frac{d^2\delta\mathbf{r}}{d\chi^2} \cdot \frac{d^2\mathbf{r}}{d\chi^2} + \frac{EA}{2} \frac{d\delta\mathbf{r}}{d\chi} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\chi} \left(\frac{d\mathbf{r}}{d\chi} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\chi} - 1 \right) - \delta\mathbf{r} \cdot \mathbf{g} \right] d\chi dl_p = 0, \;\; \forall \delta\mathbf{r} \, . \tag{9}$$

Como el dominio espacial del elemento Ω^e puede depender en este caso de la variable introducida l_p, es necesario introducir el siguiente cambio de variable:

$$\chi = l_p \tilde{\chi}, \quad \tilde{\chi} \in [0,1] \, . \tag{10}$$

Si se introduce en la ecuación (9), la contribución de un elemento al equilibrio del problema estático paramétrico resulta:

$$\int_{\Omega_l} \int_0^1 \left[\frac{EI}{l_p^2} \frac{d^2\delta\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}^2} \cdot \frac{d^2\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}^2} + \frac{EA}{2l_p^2} \frac{d\delta\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}} \left(\frac{1}{l_p^2} \frac{d\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}} \cdot \frac{d\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}} - 1 \right) - \delta\mathbf{r} \cdot \mathbf{g} \right] l_p \, d\tilde{\chi} dl_p \, . \tag{11}$$

El siguiente paso de la PGD es considerar la separación de variables. Esto es que se va a aproximar la solución a un sumatorio de productos de funciones que solo dependen de una variable. A cada uno de estos productos se les denomina modo. Por lo tanto,

$$\mathbf{r}(\tilde{\chi}, l_p) \approx \mathbf{r}^n = \sum_{i=1}^{n} \mathbf{R}_i(\tilde{\chi}) L_i(l_p)\,. \tag{12}$$

Ahora, las nuevas incógnitas del problemas pasan a ser las funciones $\mathbf{R}_i(\tilde{\chi})$ y $L_i(l_p)$. El proceso de obtención de dichas funciones asume que $\mathbf{r}^n$ es conocida y se busca el siguiente modo

$$\mathbf{r}^{n+1} = \mathbf{r}^n + \mathbf{R}_{n+1}(\tilde{\chi}) L_{n+1}(l_p)\,, \tag{13}$$

con una variación admisible de la forma

$$\delta\mathbf{r} = \delta\mathbf{R}_{n+1} L_{n+1} + \mathbf{R}_{n+1}\delta L_{n+1}\,. \tag{14}$$

Al ser cada modo el producto de varias funciones incógnita, se está introduciendo una no linealidad al problema. Una estrategia que se utiliza habitualmente en el marco de la PGD para tratar esta no linealidad es emplear un esquema de punto-fijo para la obtención de cada una de las funciones que forman cada nuevo modo. Así pues, para la iteración *m* de dicho algoritmo, en un primer paso en el que se supone conocida $L_{n+1}^m(l_p)$, se resuelve un problema no lineal (debido a la no linealidad geométrica introducida en la medida de las deformaciones) para obtener $\mathbf{R}_{n+1}^m(\tilde{\chi})$, con la que en un segundo paso, se recalcula $L_{n+1}^m(l_p)$ resolviendo también un problema unidimensional no lineal. El proceso se repite hasta cumplir cierto criterio de convergencia. Para una formulación detallada del problema consultar [7].

Es importante destacar cómo se imponen las condiciones de contorno de Dirichlet del problema. Si $\mathbf{g}(\tilde{\chi}, l_p)$ es una función que las cumple, esta se separa como el producto de funciones que dependen de una única variable

$$\mathbf{g}(\tilde{\chi}, l_p) = \sum_{i=1}^{N_g} \mathbf{G}_i^{\chi}(\tilde{\chi}) G_i^{l}(l_p)\,. \tag{15}$$

En nuestro caso es fácil obtener esta forma separada con tan solo un modo. Por ejemplo, si $\mathbf{G}^{\chi}(\tilde{\chi})$ es la solución del problema (8) para un valor cualquiera de longitudes de péndola, y $\mathrm{G}^{l}(l_p) = 1$. En tal caso, este modo es introducido en la expresión (12) como el primer modo de la solución, y el resto de modos ya se calculan con condiciones de Dirichlet homogéneas [3].

4.2. Péndolas a compresión

Hasta el momento no se ha tratado el hecho de que las péndolas, como cables que son, no trabajan a compresión. En la dinámica esto ocurre cuando el pantógrafo empuja hacia arriba al cable de contacto, pero en el caso estático también puede haber combinaciones de longitudes de péndola que hagan que alguna de ellas no trabaje.

En la formulación clásica del problema con elementos finitos, es fácil tener en cuenta este efecto, ya que basta con eliminar el término de deformación axial del elemento barra si su longitud deformada es menor que la longitud inicial. Sin embargo, introducir esta fuerte no linealidad en el marco de la PGD es más delicado. Para ello se propone el siguiente procedimiento:

- Resolver el problema descrito en la sección 4.1, en el que no se considera el hecho de desactivar las péndolas cuando entran a compresión.
- Para cada péndola *d*, identificar las combinaciones de parámetros en las cuales el elemento está a compresión. Se define la función $h^d \in \Omega_l$, que toma el valor de 1 si la péndola está traccionada o 0 en caso de estar comprimida.
- Contruir la forma separada de las funciones h^d como:

$$h^d = \sum_{i=1}^{N_p} H_{i1}(l_{p1}) H_{i2}(l_{p2}) \ldots H_{i\mathrm{N}}(l_{p\mathrm{N}}) \tag{16}$$

- Resolver un nuevo problema con la PGD en el que las funciones h^d premultiplican al término de deformación axial del correspondiente elemento.

Este proceso se repite hata converger a la solución final del problema. Si los parámetros longitud de péndola varían en rangos realistas, es razonable asumir que el estado de tracción o compresión de un péndola solo depende de su

longitud inicial y de la longitud inicial de las dos péndolas vecinas. Con esta hipótesis, aunque se incluyan muchos parámetros como variables, como máximo $h^d \in \mathbb{R}^3$.

Asumiendo que se incluyen dos variables adicionales, la expresión (11) particulariazada para una péndola cuya longitud inicial es la variable l_{p1}queda:

$$\int_{\Omega_l}\int_0^1\left[\left(\sum_{i=1}^{N_p} H_{i1}H_{i2}\right)\frac{EA}{2l_{p1}^2}\frac{d\delta\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}}\cdot\frac{d\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}}\left(\frac{1}{l_{p1}^2}\frac{d\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}}\cdot\frac{d\mathbf{r}}{d\tilde{\chi}}-1\right)-\delta\mathbf{r}\cdot\mathbf{g}\right]l_{p1}\,d\tilde{\chi}\,dl_{p1}\,dl_{p2} \tag{17}$$

Aunque todo este proceso de calculo se realiza *offline* y solo una única vez, uno de sus inconvenientes es el elevado coste computacional introducido por las no linealidades de las péndolas a compresión, y geométrica del problema. A continuación se propone una linealización del problema con la que eliminar la no linealidad geométrica.

4.3. Problema linealizado

El problema de equilibrio estático se va a linealizar con respecto a una configuración de equilibrio $\mathbf{r}_{ref}$ obtenida con las longitudes de péndola $\mathbf{l}_{ref}$. Para obtener el equilibrio estático de una catenaria cuyas longitudes de péndola sean $\mathbf{l}_0$, la solución se puede expresar como $\mathbf{r} = \mathbf{r}_{ref} + \mathbf{u}$, donde $\mathbf{u}$ es la solución al problema lineal:

$$\begin{aligned}\sum_{e=1}^{N_e}\int_{\Omega^e}\Bigg[EI\frac{d^2\delta\mathbf{u}}{d\chi^2}\cdot\frac{d^2\mathbf{u}}{d\chi^2}+\frac{EA}{2}\frac{d\delta\mathbf{u}}{d\chi}\cdot\Bigg[2\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\left(\frac{d\mathbf{u}}{d\chi}\cdot\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\right)+\frac{d\mathbf{u}}{d\chi}\left(\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\cdot\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\right)+\\ \frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\left(\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\cdot\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\right)-\frac{d\mathbf{u}}{d\chi}-\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\chi}\Bigg]-\rho A\delta\mathbf{u}\cdot\mathbf{g}\Bigg]d\chi=0,\qquad\forall\delta\mathbf{u}\end{aligned} \tag{18}$$

Para introducir las longitudes de péndola como variables en primer lugar es necesario conocer la solución de referencia. En este caso paramétrico, el conjunto de longitudes de péndola $\mathbf{l}_{ref}$ está formado por las longitudes intermedias del rango de cada variable. Resolviendo (8) con esta geometría, se obtiene $\mathbf{r}_{ref}$. A continuación se realiza el cambio de variable (10) con el que la contribución de un elemento al equilibrio estático resulta:

$$\begin{aligned}\int_{\Omega_l}\int_0^1\Bigg[\frac{EI}{l_p^3}\frac{d^2\delta\mathbf{u}}{d\tilde{\chi}^2}\cdot\frac{d^2\mathbf{u}}{d\tilde{\chi}^2}+\frac{EA}{2}\frac{d\delta\mathbf{u}}{d\tilde{\chi}}\cdot\Bigg[\frac{2}{l_p^3}\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\left(\frac{d\mathbf{u}}{d\tilde{\chi}}\cdot\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\right)+\frac{1}{l_p^3}\frac{d\mathbf{u}}{d\tilde{\chi}}\left(\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\cdot\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\right)+\\ \frac{1}{l_p^3}\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\left(\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\cdot\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\right)-\frac{1}{l_p}\frac{d\mathbf{u}}{d\tilde{\chi}}-\frac{1}{l_p}\frac{d\mathbf{r}_{ref}}{d\tilde{\chi}}\Bigg]-\rho Al_p\,\delta\mathbf{u}\cdot\mathbf{g}\Bigg]d\tilde{\chi}\,dl_p\end{aligned} \tag{19}$$

Siguiendo las directrices habituales de la PGD, la solución se busca en la forma separada

$$\mathbf{u}(\tilde{\chi},l_p)\approx\mathbf{u}^n=\sum_{i=1}^{n}\mathbf{U}_i(\tilde{\chi})L_i(l_p)\,. \tag{20}$$

En este caso, como la solución de referencia ya cumple las condiciones de Dirichlet, el problema (19) se resuelve con la PGD con condiciones de contorno homogéneas, a diferencia del problema con la formulación no lineal.

Para incluir las péndolas a compresión, el procedimiento es exactamente el mismo que el descrito en la sección 4.2, pero ahora aplicadolo a esta formulación linealizada del problema. Es importante destacar que mientras en el caso no lineal los términos presentes crecen de forma cúbica con el número de modos calculados, en esta formulación linealizada lo hacen de forma lineal, produciendo así una notable reducción del coste computacional.

5. Ejemplos numéricos

En esta sección se va a ilustrar la metodología propuesta con dos ejemplos numéricos. El primero de ellos es un ejemplo académico que nos sirve para aplicar toda la metodología presentada, así como para validar la formulación linealizada del problema. En el segundo ejemplo se considera una catenaria más realista, en la que con un único parámetro como coordenada adicional se relacionan las longitudes de todas las péndolas en cada vano.

5.1. Ejemplo académico

En este ejemplo se va a tratar una geometría 2D simplificada, que intenta simular un vano de una catenaria con tan solo dos péndolas, tal y como se observa en la figura 3. Tanto el cable de contacto como el sustentador se

discretizan en 30 elementos cada uno. Se aplican restricciones en los desplazamientos de los extremos de ambos cables.

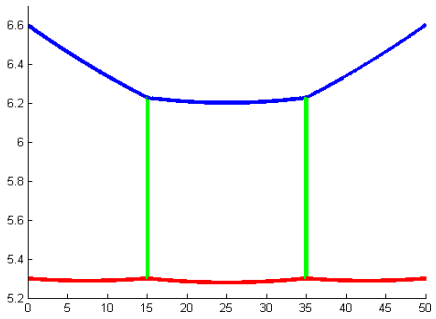


Figura 3: Geometría del ejemplo académico.

Las dos péndolas se consideran con una longitud inicial variable l_{p1} y l_{p2}, cuyos dominios son $\Omega_{l_1} = \Omega_{l_2} = [1.15,1.25]$m respectivamente. Cada uno de ellos se discretiza en 20 elementos del mismo tamaño. Siguiendo la metodología propuesta en el apartado 4.2, el primer paso es resolver el problema sin desconectar las péndolas cuando entren a compresión. En este punto es conveniente definir una normalización de cada modo y el respectivo peso α_i como:

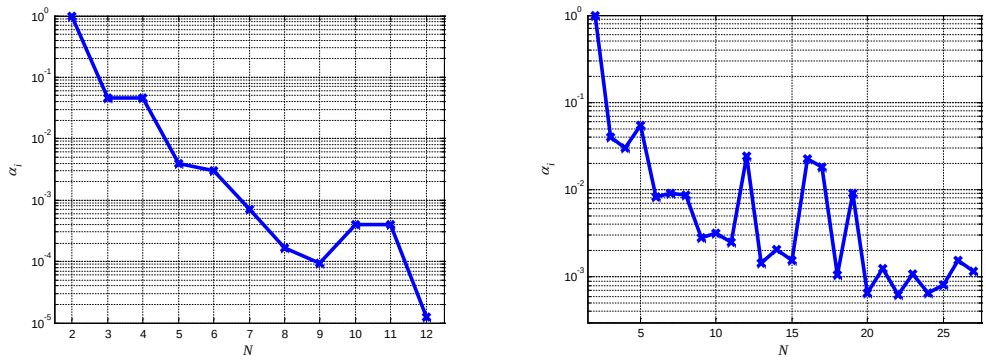
$$\mathbf{r}^n = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i \frac{\mathbf{R}_i(\tilde{\chi}) L_i(l_p)}{\left\|\mathbf{R}_i(\tilde{\chi})\right\| \left\|L_i(l_p)\right\|}. \tag{21}$$

Representando el peso de cada modo de la solución obtenida con la PGD, puede observarse que el aporte a la solución del modo 12 es prácticamente nulo (ver figura 4(a)) ya que su peso se ha reducido en 5 órdenes de magnitud con respecto al segundo modo. El peso del primer modo no se representa ya que este modo es el que cumple las condiciones de Dirichlet y no es representativo en este análisis.

Siguiendo con el proceso de cálculo, el siguiente paso es obtener las funciones h^d de cada péndola. Éstas se observan en la figura 5, tomando valor 1 en las zonas del espacio paramétrico en el que las péndolas están traccionadas y 0 en donde están comprimidas.

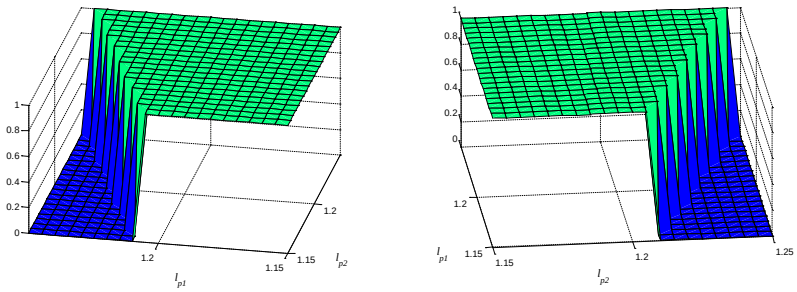
A continuación, estas dos funciones se separan en este caso en 9 modos cada una en la forma definida por la expresión (16), y por último se resuelve el problema (17). En la figura 4(b) se observa el peso modal que en este caso con una solución formada por 27 modos tan solo baja tres ordenes de magnitud y lo hace de forma más errática. Esto indica que la no linealidad introducida por las péndolas a compresión ralentiza la convergencia de la solución PGD.

Para poder calcular más modos sin un coste computacional excesivo, se va a proceder con la formulación linealizada del problema. Para validar el modelo linealizado se ha realizado una comparativa entre la solución con la formulación no lineal para $\boldsymbol{l}_0 = 1.25$ m y la misma solución con la formulación linealizada con respecto a la posición de equilibrio obtenida con $\boldsymbol{l}_{ref} = 1.20$ m. Siendo este el caso más desfavorable en el rango de estudio de este ejemplo, las diferencias en la posición estática no alcanzan el milímetro.



(a) (b)

Figura 4: Peso modal de la solución PGD. Sin péndolas a compresión (a) y con péndolas a compresión (b).



(a) (b)

Figura 5: Funciones h^d de la péndola 1 (a) y de la péndola 2 (b).

En la figura 6 se observan los pesos de los modos de la solución PGD del problema linealizado cuando se tiene en cuenta las péndolas a compresión. Como en el caso no lineal, los pesos tienen una tendencia a reducirse aunque de forma oscilante.

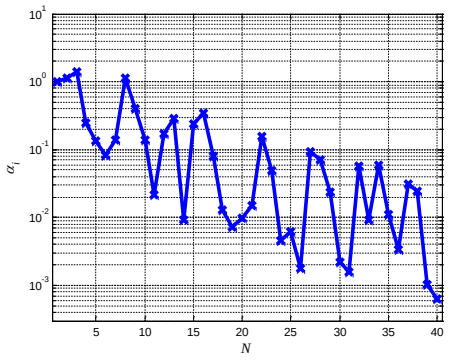


Figura 6: Pesos modales de la solución PGD del problema linealiazado con péndolas a compresión.

5.2. Presag variable

En este ejemplo se va a obtener la configuración de equilibrio estático de un modelo de catenaria 3D más realista, con tres vanos y nueve péndolas cada uno, tal y como se observa en la figura 7. El presag se define como la distancia vertical, medida en el punto medio del vano, entre el cable de contacto en la posición de equilibrio estático y la horizontal. Este parámetro es el que se va a introducir como variable adicional en este ejemplo, el cual está relacionado con las longitudes de todas las péndolas del vano.

Si se define la nueva variable $psg \in \Omega_l = [0,0.18]$, discretizando el intervalo en 20 elementos del mismo tamaño y resolviendo el problema estático con la PGD se obtienen los pesos que se muestran en la figura 8. En este caso al tratarse solo de una variable adicional y no entrar ninguna péndola a compresión, el método converge rápidamente con pocos modos en la solución.

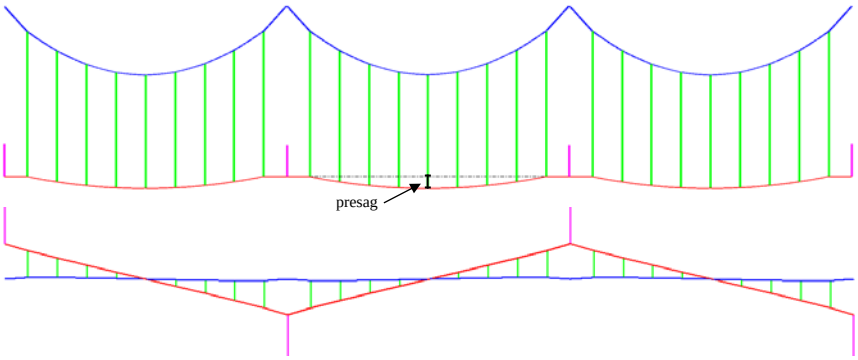


Figura 7: Geometría del modelo de catenaria 3D. Vista lateral (arriba) y cenital (abajo).

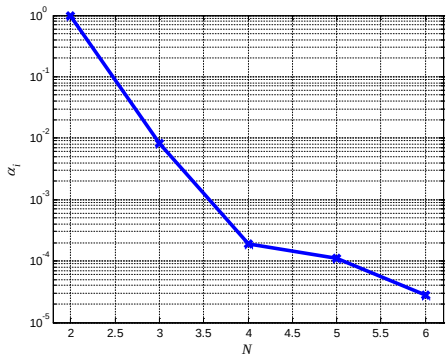


Figura 8: Pesos modales de la solución PGD al problema con presag variable.

6. Conclusiones

En este trabajo se ha resuelto el problema de equilibrio estático de la catenaria ferroviaria utilizando una formulación de elementos finitos en coordenadas nodales absolutas. Las longitudes iniciales de las péndolas se han introducido en la formulación como variables adicionales al problema, el cual ha sido resuelto aplicando la técnica PGD de reducción de modelos.

Como se extrae de los ejemplos analizados, el método funciona muy bien cuando las péndolas se consideran como barras que trabajan a compresión. Si se tiene en cuenta su comportamiento real como cables, se introduce una fuerte no linealidad a la formulación, que aumenta notablemente el número de modos necesarios para obtener una solución precisa.

Con la intención de reducir el coste computacional, se ha propuesto una formulación linealizada para eliminar la no linealidad geométrica del modelo. Los resultados demuestran que el error cometido con esta linealización es perfectamente asumible.

Este trabajo representa el primer paso para resolver el problema paramétrico de la interacción dinámica del pantógrafo y la catenaria para cualquier valor de longitudes de péndola, con el cual se podrían realizar optimizaciones de la catenaria de forma muy eficiente.

7. Referencias

[1] S. Bruni, J. Ambrosio, A. Carnicero, Y.H. Cho, L. Finner, M. Ikeda, S.Y. Kwon, J.P. Massat, S. Stichel, M.Tur, et al. The results of the pantograph-catenary interaction benchmark, Vehicle System Dynamics, 53-3, (2015), 412-435.

[2] M. Tur, L. Baeza, F. Fuenmayor, E. García. PACDIN statement of methods, Vehicle System Dynamics, 53-3, (2015), 402-411.

[3] F. Chinesta, R. Keunings, A. Leygue. The Proper Generalized Decomposition for Advanced Numerical Simulations, Ed. Springer Publishing Company (2013). ISBN: 978-3-319-02864-4.

[4] A. Ammar, B. Mokdad, F. Chinesta, R. Keunings. Anew family of solvers for some classes of multidimensional partial differential equations encountered in kinetic theory modeling of complex fluids, Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, 139, (2006), 153-176.

[5] J. Gerstmayr, A.A. Shabana. Analysis of thin beams and cables using the absolute nodal co-ordinate formulation, Nonlinear Dynamics, 45, 1-2, (2006), 109-130.

[6] M. Tur, E. García, L. Baeza, F. Fuenmayor. A 3D absolute nodal coordinate finite element model to compute the initial configuration of a railway catenary, Engineering structures, 71, (2014), 234-243.

[7] S. Gregori, M. Tur, E. Nadal, F.J. Fuenmayor, F. Chinesta. Parametric model for the simulation of the railway catenary system static equilibrium problem, Finite Elements in Analysis and Design, 115, (2016), 21-32.

Ventilation of a Bus Central Station

J. C. Fernandes Teixeira[1], S. F. C. Fortunas Teixeira[2], A. F. Gonçalves Carneiro[3], A. M. Esteves Silva[4]

[1]*School of Engineering. University of Minho. jt@dem.uminho.pt*

[2]*School of Engineering. University of Minho. st@dps.uminho.pt*

[3]*PIEP. University of Minho. f.carneiro@piep.pt*

[4]*Faculty of Engineering and Technologies, Lusíada University. d1279@fam.ulusiada.pt*

Bus central stations are major elements in the mobility infrastructure of major urban areas and their relevance is bound to increase as a variety of regulations, cost factors and increased integration with other forms of mass and private transportation drive upwards the number of users. These spaces bring into close proximity major pollution sources (mostly diesel fumes) and human beings. The problem is compounded by the necessary protection for climacteric conditions that should be provided to users who, in many cases occupy the facilities for long periods; enclosed spaces are therefore a must. In addition, the nature of the drive pattern (often start-stop and high load) is more favorable to higher emissions when compared with a continuous drive.

The present paper reports the evaluation of two different strategies for the ventilation for a medium size bus central station. The space has an area of 7,600 m^2 with a height of 4.5 m. Vehicles can access the space through one single aperture and partial openings enable the air motion. The analysis was carried out using a finite volume based CFD model for the turbulent air flow coupled with appropriate boundary conditions.

One of the alternatives is the use of localized air extraction points, located in the vicinity of the vehicle parking slots. This requires an extensive network of ventilation ducts and it is very sensitive to the proximity of the vehicle exhaust and occupancy. The other approach is centered in the use of a network of impulse axial ventilators located near the ceiling that set in motion the air and direct the flow according to the inlet/outlet openings. By adjusting the operation of the ventilators to the space occupancy, preferable routes for air flow can be defined in order to optimize the rate of air renewable inside the space and, at the same time, prevent spots of uncomfortable air velocity to the costumers. This methodology proves to be more flexible and cost effective in terms of energy consumption.

1. Introduction

Bus stations bring into close proximity, for periods of varying length, human users and pollution sources increasing the health hazard from noxious gases (CO and NOx) and particles. Therefore, the ventilation of such spaces presents a considerable challenge because of uncontrollable factors such as: location and nature of the vehicles, human occupancy, and access to and from the exterior [1].

They pose specific problems to hazard management even in normal operation conditions due to the pollutant release from the exhaust gases of the vehicles. These situations are more important if they act as platforms for transport interchange where passengers are exposed to airborne particulate pollution for longer periods. A properly designed mechanical ventilation system is important for maintaining acceptable air quality inside the public transport interchanges ([1] – [3]).

Over the years, Computational Fluid Dynamics (CFD) has proven to be a powerful tool for the prediction of air flow and the distribution of scalar variables in underground car parks as well as bus stations, providing details to design and evaluate emergency systems under a wide range of scenarios [3-5]. The use of three-dimensional modelling tools, such as CFD, enables the improvement of the design, construction, operation and maintenance of underground spaces, allowing planning more cost-effective techniques at all stages of development, and for a quantitative analysis of the results [3]. Recently, a study was developed to examine the ventilation performance of super-large underground excavating engineering projects and determine the minimum ventilation requirements [6]. CFD simulations are very helpful in collecting such information.

In this work, a CFD model was used to analyze alternative scenarios for selecting the best solution for the ventilation scheme and promote the discussion of the best way of managing the equipment in a bus central station, in Portugal. The fluid was assumed isothermal with the physical properties of air at standard pressure and temperature conditions. Impulse ventilation systems are frequently used to provide the ventilation for covered car parks, controlling the smoke in case of emergency [7-9]. In order to rationalize the technical solution, in this work, studies were performed to study the use of a network of impulse axial ventilators located near the ceiling operating at partial load. Different operating options were analyzed for the different areas of bus central station space and finally, the effect of the use of localized air extraction points in the bus parking area was also evaluated.

2. Mathematical model

The mathematical model includes a set of equations that govern the conservation of mass, momentum and energy to compute fluid flow distribution and energy transport in the domain. Mass conservation implies that the quantity of mass entering a control volume equals the quantity of mass flowing out, creating a balance between input and the output flows for a certain volume. This concept is mathematically expressed by Equation (1), assuming constant fluid properties:

$$\nabla.\vec{v} = 0 \tag{1}$$

The momentum conservation can be expressed by the rate of change of the momentum of a particle of fluid, and it is equal to the sum of the acting forces at the fluid (Newton's 2nd law). This principle can be described by Equation (2):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v}) + \nabla.(\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla.\left[\mu\left(\nabla\vec{v} + \nabla\vec{v}^{T}\right)\right] + \rho\vec{g} + \vec{F} \tag{2}$$

where μ represents the viscosity, ρ the fluid density, p represents static pressure and $\vec{g}$ the gravitational acceleration. The energy equation specifies that the rate of a particle's energy change equals the sum of heat rate added to the fluid particles and the work made into the fluid in Equation (3):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla.(\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla.(k_{eff}\nabla T) + S_h \tag{3}$$

where k_{eff} represents the effective thermal conductivity and T the temperature [11].

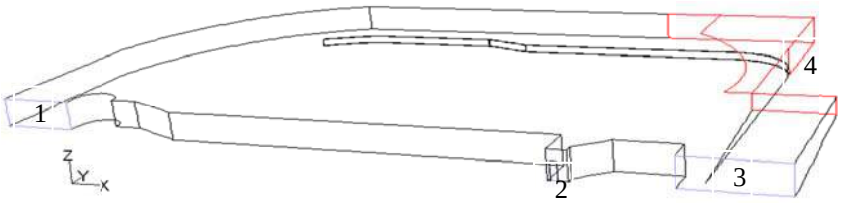
The air flow inside the bus central station is solved as steady, incompressible, Newtonian and viscous turbulent. The governing equations of conservation of mass and momentum are solved with appropriate modeling procedures to describe the effects of turbulence fluctuations.

3. CFD solution

The CFD simulation process was carried out using the ANSYS™ platform for the meshing, solving and post-processing of the results. The equations were solved by Fluent® provided by ANSYS™. The discretization of the domain is based in the finite volume method, which starts with the division of the domain in small control volumes with constant properties. The simulations carried out considering a steady state, incompressible and Newtonian fluid with the effects of the gravity. The k-ε standard turbulence model was found as the one that produced good results. The SIMPLE method was used as the velocity-pressure scheme. In the spatial discretization, the Standard scheme for the pressure and the Second Order Upwind scheme for the momentum, k and ε, were used. It must also be mentioned, that a convergence criterion of 10E-4 was also assured in all the computational simulations.

3.1. Geometry definition

The initial phase of the work concerned the modeling of the geometric representation of the bus central station space, which corresponds to a total area of 7,658 m^2 and a volume of 39,844 m^3, according to the technical drawings. Some simplifications of small scale details have been made to the original design in order to keep a reasonable approximation of the real geometry without compromising the numerical solution (Figure 1).



1- Bus entrance to the bus central station
2- People access door to the bus central station
3- Car entrance to the parking
4- Air outlet

Figure 1: Geometric representation of the bus central station.

Depending on the model complexity, desired type and quality mesh, it is desirable to choose a meshing method that provides a scalable solution. Due to the complexity of the bus central station geometry, an unstructured mesh has been used and different mesh refinements were tested to obtain an appropriate solution.

3.2. Boundary conditions

The inlet condition was defined as a velocity inlet. Figure 1 illustrates the Inlet and Outlet condition of the domain, entrances (blue) and outputs (in red) at atmospheric pressure.

The space ventilation is provided by impulse ventilators, 1 m in diameter with a maximum pressure differential of 50 Pa. They are located (their axis) 4.5 m from the ground. Each ventilator is internally shaped as a venturi with a length of 2.5 m. As stated, the throat diameter is 1 m and the inlet/outlet diameters are 1.4 m.

The space openings to the outside are assumed as inlet/outlet boundaries. In this way, the air flux into and out of the bus station is not imposed but results directly from the action of the ventilators inside the space.

4. CFD results and discussion

Once the ventilators were selected, a base case simulation for the space was performed. Based on this preliminary analysis, the total inlet/outlet flow rate was calculated by integrating the velocity profile along the inlet/outlet sections. In addition to the total air flux, this was also expressed as the air exchanges in number of space volumes per hour. Also, critical spots for the flow circulation were identified. These include primarily the existence of recirculation areas and flow stagnation points. Other alternatives were analyzed for the number and location of the ventilators.

Table 1 summarizes some of the alternatives tested regarding the number of ventilators. The most promising scenario is that with 21 units which yields 17.7 h^{-1} air exchanges.

Table 1: Summary of the alternatives tested.

Alternative	**1**	**2**	**3**
Number of Ventilators	20	19	**21**
Air flow (m^3/h)	511,435	407,755	**705,306**
Air exchanges (h^{-1})	12.8	10.2	**17.7**

When ventilators operate at maximum power (yielding 50 Pa of pressure differential), figure 2 depicts the flow pattern inside the space corresponding to 17.7 air exchanges. For this configuration, one can observe that recirculation vortices are virtually eliminated in addition to an increase of the air renewal rate. Clearly the strategy to enhance the ventilation power inside the space is worthy.

The total space was split into 7 regions in order to facilitate the analysis of the space in a more flexible manner. These regions are identified in figure 3 in addition with the most promising location of the 21 ventilators.

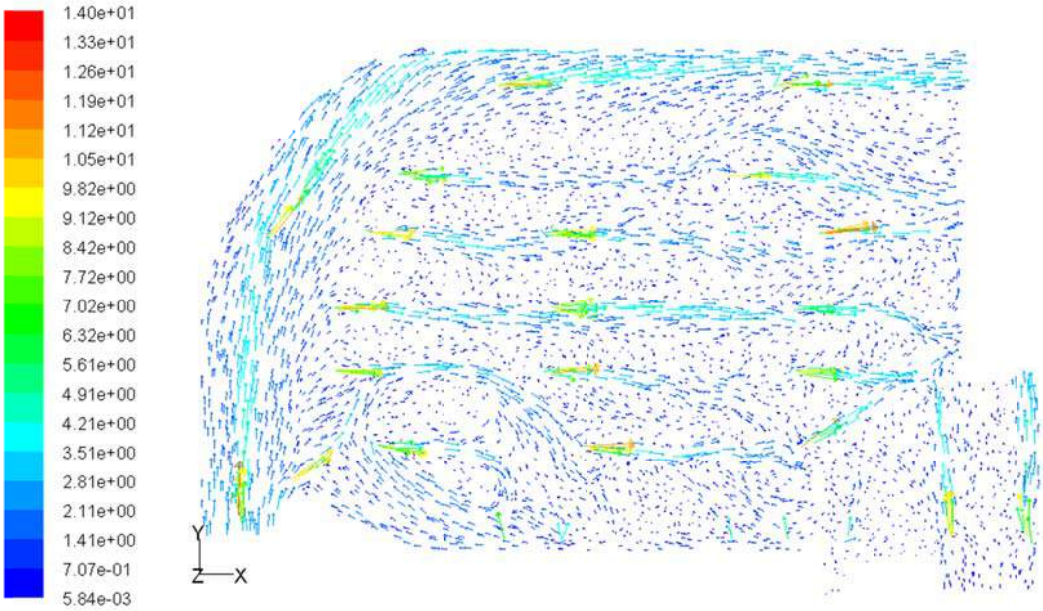


Figure 2: Velocity vectors colored by velocity magnitude (m/s).

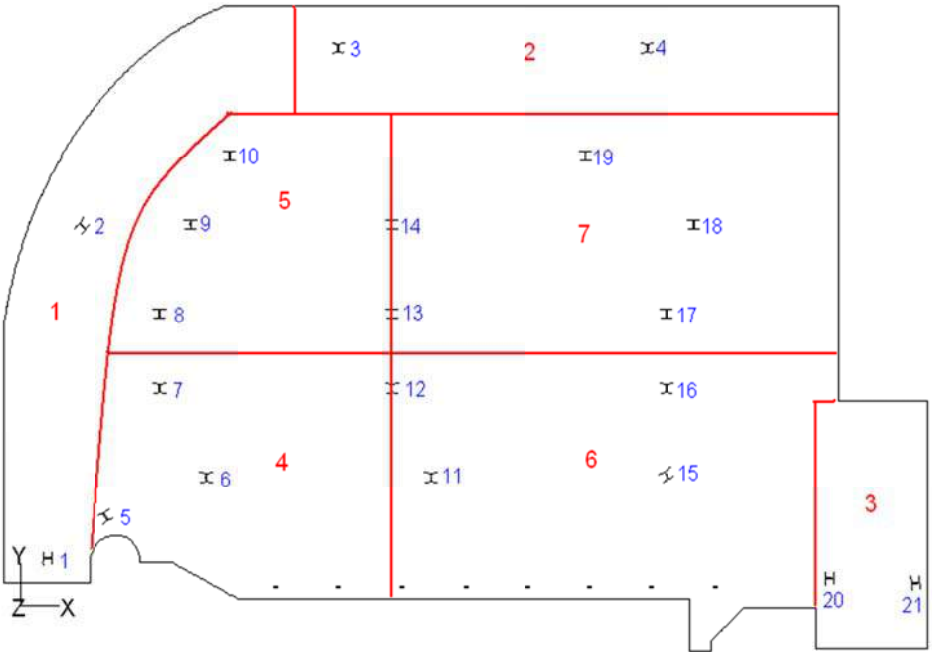


Figure 3: Layout of the 21 ventilators along the seven defined sections.

The analysis of the results is based on a horizontal plane (parallel to the ground) at 4.5 m from the floor. This corresponds to the location of the ventilators axis.

For the same layout, the performance of the ventilation facility was tested at partial load, defined by the operating pressure of the ventilators. In this case, they were tested at 10 and 30 Pa. The results, expressed as the flow field velocity, are depicted in figure 4.

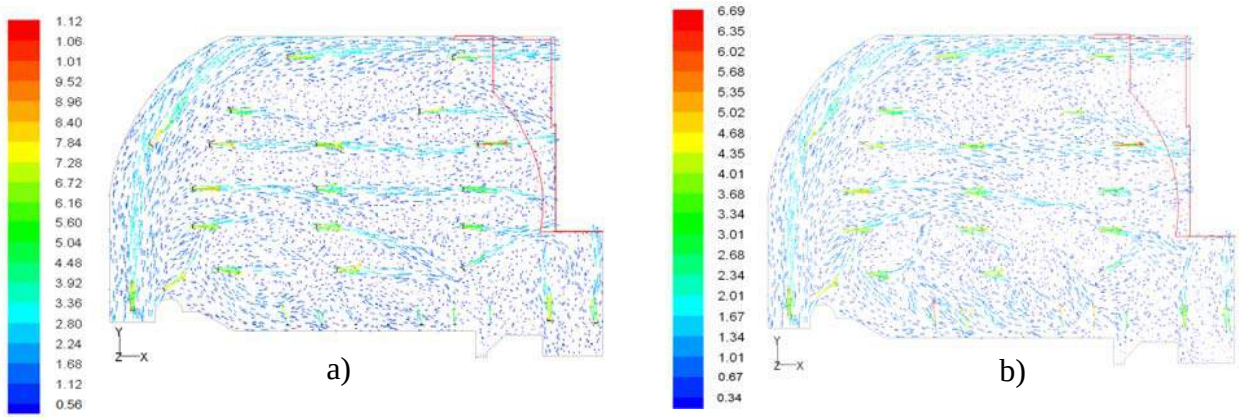


Figure 4: Velocity vectors colored by velocity magnitude (m/s): a) 30 Pa and b) 10 Pa.

From this analysis, it is evident that the internal flow pattern is not modified by operating the ventilation system at partial load. However, as expected, the overall velocity is reduced. Except near the vicinity of the ventilators, the air velocity is in the order of 1 m/s which leads to a condition of lower discomfort for the users. Table 2 summarizes the main indicators for operation at partial load.

Table 2: Operation at partial load; comparison with nominal conditions.

Pressure Drop (Pa)	**10**	**30**	**50**
Air flow (m^3/h)	305,632	514,286	705,306
Air exchanges (h^{-1})	6.5	12.9	17.7

It should be stressed that the selected layout is very effective. Indeed, even at a 20% load operation, the air flow is evenly distributed and the air renewal inside the space is still at 6.5 h^{-1} which is still an effective condition for providing acceptable air quality. The relationship between the pressure and the flow rate follows a quadratic relationship as the increase in the operating pressure does not translate into proportional gains in the total flow rate.

Strategies for operating the bank of ventilators at different loads were assessed. This concept is based on the hypothesis that for long periods, due to light occupancy of vehicles and users, some units would not be required to operate (or operate at a very light load) while others may be required in specific occasions to be operated at full capacity in order to mitigate a specific source of pollution. In this way, the operation of the entire system may be tailored to the actual conditions. The question is if the actual layout can handle imbalances in load levels without compromising the effective ventilation of the space.

For this analysis, the floor space was divided into the 7 areas identified in figure 3. Each scenario corresponds to hypothetical conditions for which the 'focus zone' refers to area where the pollution source is located. It is assumed that all ventilators operate at light load (10 Pa) and by "ventilators to activate" meant those that will be turned out at a higher load (30 Pa). Table 3 summarizes the results.

Table 3: Partial operation of the ventilators.

Scenario	**Focus zone**	**Ventilators to activate**	**Number of air renewals (h^{-1})**
#1	1 / 1 e 2	1, 2, 3 e 4	8.8
#2	4 / 4 e 6	5, 6, 7, 11, 12, 15, 16	7.3
#3	5 / 5 e 7	8, 9, 10, 13, 14, 17, 18, 19	8.2
#4	7	13, 14, 17, 18, 19	7.4

The decision to select the ventilators to operate was made accordingly to the location of the pollution source. The results regarding the flow field are shown in figure 5, a) through d), for the various scenarios. It is observed that the selective activation of the ventilators in the vicinity of the pollution source together with those that will guarantee the air motion near the entrances/exits of the space will be enough to provide adequate ventilation. In fact, the velocity field still exhibits a smooth flow of air without presenting extensive recirculation pockets or stagnation points. On the other hand, as shown in Table 3, the air exchanges are still at an acceptable level in terms of air quality. The results also show that the facility operation can be optimized by an adequate selection of the units to activate, based on the instantaneous usage of the space. Gas sensors can be used to trigger such activation according to pre-defined scenarios.

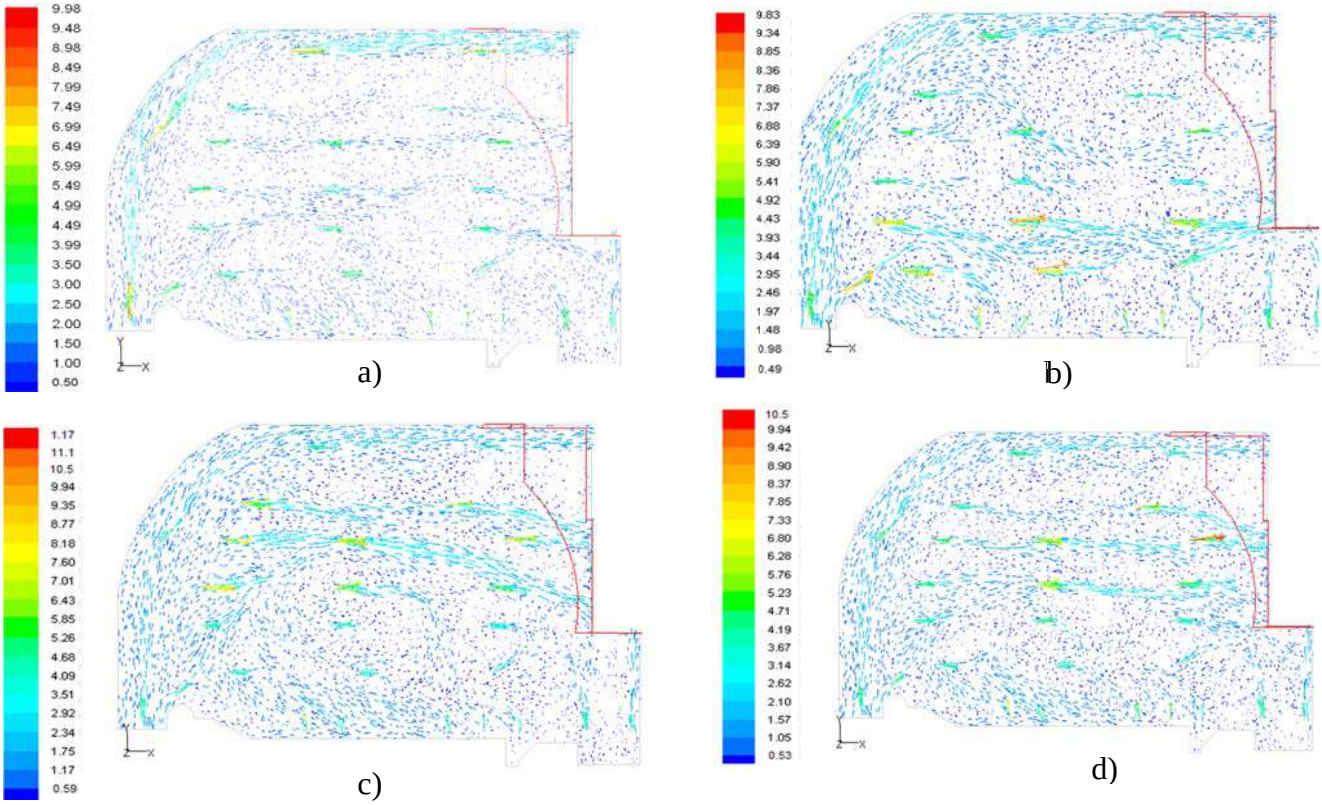


Figure 5: Velocity vectors colored by velocity magnitude (m/s) for different scenarios a) #1; b) #2; c) #3; d) #4.

Another alternative to the space ventilation is to include localized spots for air extraction right next to the sources. In this case, those would be at the parking spots for buses, preferably near the exhaust tips of the vehicles. A series of ducts would connect the pick-up points to a plenum and subsequently to the central exhaust ventilation system. For this purpose, a set of 32 extraction points was considered, each one with a 300 m^3/h capacity. Their operation was assumed: a) as complementary to the impulse ventilators (L+V); or b) on their own (L). The flow field for the two scenarios is shown in figure 6.

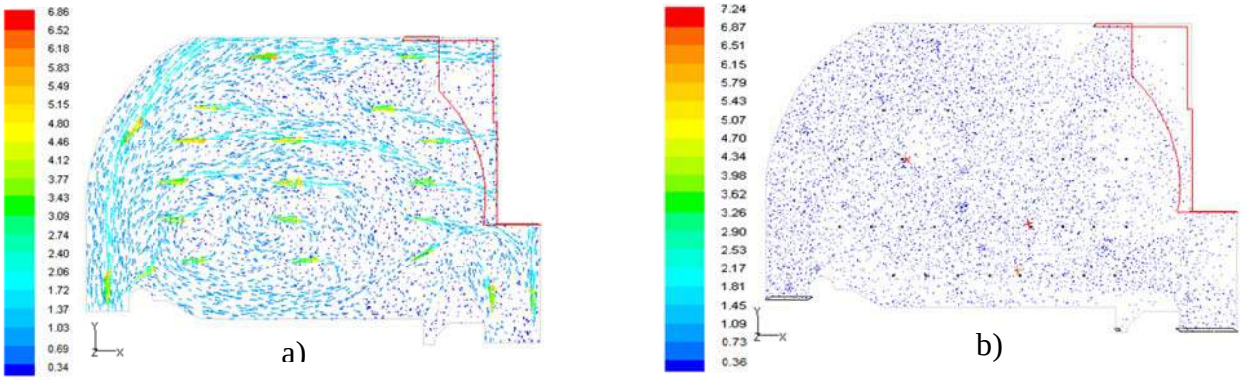


Figure 6: Velocity vectors colored by velocity magnitude (m/s) - a) L+V; b) L.

The results show that the overall velocity is substantial reduced and the flow is restricted to a region near the extraction points. The resulting capacity for air exchanges in the space is also severely reduced compromising the fulfillment of the legal requirements for ventilation of public spaces. This can be easily concluded from the data presented in Table 4 as the renewal rate drops to 1.5 h^{-1}. The use of local extraction combined with impulse

ventilators does not bring benefits to the overall performance and, in fact, some loss of efficiency is observed. This may be due to interference between distinct ventilation systems, controlled separately. The presence of localized sources disrupts the flow balance induced by the impulse ventilators.

Table 4: Influence of localized ventilation on the air exchange.

Scenario	Air exchanges (h^{-1})
L	1.5
L+V	6.6

Furthermore, the localized ventilation option may be ineffective for non-standard conditions such as: variety of vehicles (exhaust at widely varying locations relatively to the extraction points); and, crucially, the random traffic of vehicles entering and exiting the space.

5. Conclusions

The present work reports the CFD modeling of the flow field inside a bus station. In this space, both vehicles and users share the space for varying lengths of time. The approach proved very valuable in order to understand the correct flow distribution inside the space and provide insight into the local air quality. The solution is based on the application of various impulse ventilators near the ceiling that provide the draft inside the space. By selecting the adequate number and their layout, the ventilation efficacy was optimized. The results have also shown that:

a) This option provides an adequate ventilation of the space minimizing the occurrence of dead spots inside the domain. The selected layout can also operate effectively at partial loads. In any case, the velocity field is stable and it shows a constant pattern independently of the load.

b) The use of impulse ventilators can be operated at a lower load for most of the time (low/idle traffic) and the high load operation can be directed to the regions where higher air renewal is required.

c) CO sensors can be installed in order to optimize the selective activation of the ventilators according to the air quality requirements and traffic/occupation load. This conclusion is based on the analysis of hypothetical scenarios tested. Other possibilities can be easily taken into account for modeling.

d) From the results gathered, it is beneficial if the ventilators are controlled independently and driven by varying speed motors.

e) A solution based on the application of localized extraction points connected by a pipework to a central ventilation unit proved to be of lower quality and flexibility than that provided by the impulse ventilators. In fact, the overall air renewal rate is considerably reduced and falls below the levels required for the ventilation of public spaces. In addition, the system is less flexible to handle moving traffic which is a major drawback. The combination of localized and ventilation does not improve the overall performance.

In brief, it can be concluded that by combining the use of impulse ventilators with CO monitoring at selected locations could be deployed to manage effectively and at reduced costs, the ventilation of a public bus station. This option opens a flexible procedure to handle varying conditions of traffic.

Acknowledgments

This work was financed by FCT, under the Strategic Project UID/SEM/04077/2013. Additionally, by COMPETE: POCI-01-0145-FEDER-007043 and FCT within the Project Scope: UID/CEC/00319/2013.

6. References

[1] L. Wang, L. Morawska, E.R. Jayaratne, K. Mengersen, D. Heuff. Characteristics of airborne particles and the factors affecting them at bus stations, Atmospheric Environment, 45, (2011), 611-620.

[2] T. T. Chow, Z. Lin, W. Bai. Assessment of alternative ventilation schemes at public transport interchange, Transportation Research Part D, 11, (2006), 447–458.

[3] J. Domingo, R. Barbero, A. Iranzo, D. Cuadra, J. Servert, M. A. Marcos. Analysis and optimization of ventilation systems for an underground transport interchange building under regular and emergency scenarios, Tunneling and Underground Space Technology, 26, (2011), 179–188.

[4] X.G. Zhang, Y.C. Guo, C.K.Chan and W.Y. Lin. Numerical simulations on fire spread and smoke movement in an underground car park, Building and Environmental, 42, (2007), 3466-3475.

[5] X. Deckers, S. Haga, N. Tilley, B. Merci. Smoke control in case of fire in a large car park. CFD simulations of full-scale configurations, Fire Safety Journal, 57, (2013), 22-34.

[6] M. Li, S.M. Aminissadati, C. Wu. Numerical simulation of air ventilation in super-large underground developments, 52, (2016), 38-43.

[7] J.C. Viegas. The use of impulse ventilation for smoke control in underground car parks, Tunneling and Underground Space Technology, 25, (2010), 42–53.

[8] S. Lu, Y.H. Wang, R.F. Zhang, H.P. Zhang. Numerical study on impulse ventilation for smoke control in an underground car park, Engineering Procedia, 11, (2011), 369-378.

[9] J. Yuan, Z. Fang, Z. Tang, J. Sun. Numerical simulations on sprinkler system and impulse ventilation in an underground car park, 11, (2011), 634-639.

Analysis and Modeling of Combustion in Biomass Furnace

J. Pedro Silva[1], J. Carlos Teixeira[2], S. Fortunas Teixeira[3], S. Preziati[4]

[1]*School of Engineering. University of Minho. a65374@alunos.uminho.pt*

[2]*School of Engineering. University of Minho. jt@dem.uminho.pt*

[3]*School of Engineering. University of Minho. st@dps.uminho.pt*

[4]*EDP. Lisboa. Simone.Preziati@edp.pt*

Environmental concerns and mostly an increase in energy demands have been strong incentives regarding the use of renewable energy, in particular, the development of dedicated or co-generation based power plants, using biomass. It is expectable that approximately 50% of the EU targets for 2020 concerning the use of renewable energies can be reached by biomass sources.

The reduction of residuals at the forest and subsequent lowering of the risk of fire makes biomass an interesting option in dry countries, like Portugal. This project aims the study and modeling of biomass combustion process occurring in the thermal power plant of Mortágua, Portugal. This plant is embedded in the forest and so its fuel is mainly forestry waste, resulting from the cleaning of existing forest bushes, including for example, pine and eucalyptus. Starting activity in 1999, it has an installed capacity of 10 MVA and an overall efficiency of 26.5%, and it was designed to operate 7,800 hours/year and deliver approximately 60 GWh/year to the mains.

The objective of this work is to optimize the combustion process, using a numerical model to analyze the influence of various parameters such as moisture content of fuel, flow rate, air supply and the influence of the recycling products in the performance of the boiler. This analysis is developed using the Ansys CFD package. This program is often used for the simulation of combustion processes but does not include the modeling of biomass combustion. This paper presents a methodology to modeling the biomass combustion on the grate. It provides inlet conditions for analysis and CFD modeling of the biomass combustion in the furnace.

1. Introduction

Biomass is considered a renewable energy source and is an intergral part of the energy mix due to the contribution to the reduction emission pollutants when compared to fossil fuels especially because the combustion of biomass is considered CO_2 neutral. This type of energy source has been extensively used mainly for heat supply to the domestic and industrial sectors and for power generation in power plants. These usually operate by combining a furnace with a movable grate with a Regenerative Rankine cycle [1].

Biomass combustion is a complex process and it involves simultaneous fluid flow, chemical reactions and heat and mass transfer [2]. Therefore, for a thermal power plant that uses biomass as fuel, it is necessary to control the efficiency of the combustion process.

Within the scope of combustion in biomass furnaces, in recent decades, CFD tools have been increasingly used in optimizing the combustion process, and they become essential in the boiler design and operation.

Numerical simulation of the combustion systems can be helpful to analyze different working conditions and to estimate different variables: temperature, velocity and mass factions inside the whole domain. But given the complexity of the phenomenon of biomass combustion, applying CFD becomes difficult. Successful modeling of combustion in biomass furnace need appropriate sub-models to simulate the combustion that occur inside the furnace like for instance moisture evaporation, homogenous and heterogeneous reactions, turbulent flows and radiative heat transfer. The computational time and the accuracy of the modeling results are affected by the complexity of these phenomena.

Thereby, modeling a biomass boiler involves the simulation of the solid fuel combustion and at the same time the gas phase reactions inside the combustion furnace above the fuel bed. Usually the gas phase modeling is performed using commercial CFD software as these have strong built-in capacities that facilitate gas-phase modelling. However, in the case of the solid-fuel combustion, their capabilities are limited.

According to Chaney et al [3] three main approaches are commonly followed for using CFD in the modelling of fixed-bed biomass boilers. Experimental information is a useful manner to determine what is happening within the combustion furnace and when it used with CFD modeling it is a suitable tool for optimize the combustion process. So, a simple approach is to use experimental measurements - temperature, velocity and species concentration along the grate - in the top of the bed, as inlet conditions [4].

The second route, a more complex approach is to separate the furnace in the bed, where the biomass is burned, and in the freeboard (space above the bed) where the volatiles released after the combustion of biomass particles to react with the secondary air in order to have a complete combustion. In this way, when biomass is burned it is necessary to develop a separate sub-model that calculates the velocity, temperature and species released at the top of the fuel bed and then the CFD software can be coupled with the bed model. The radiative flux emitted by the flame and furnace walls to the top fuel layer, is used as input in the bed model for the next iteration for determine the inlet boundary conditions in the CFD domain [5].

Finaly, one last approach can be quicker to converge when compared with the others summarized above. In this approach, User Defined Functions (UDFs) which essentially compute the interactions between the solid and gas phases are used. Such functions describe the drying, devolatilization and char combustion processes [6].

Nonetheless, biomass combustion modeling in a boiler is not easy. Appropriate suitable fixed bed models are required and they are then coupled with CFD codes like ANSYS FLUENT®. Several researchers have developed models dedicated to the optimization of biomass furnaces, using different codes for the modelling of the moving grate.

Thunman et al [7] simulated an existing 31 MW grate-fired boiler that produces hot water for the district heating network of Trolhattan. A model for combustion of a fuel layer on a moving grate was developed and connected to a CFD-calculation for combustion and gas flow in the free-room on the furnace. Acceptable results were obtained for the gas flow and for the reactions of the main species in the whole furnace.

Scharler and Obernberger [8] used an empirical derived bed model for the calculation of mass and energy fluxes entering from the fuel bed on the grate into the gas phase, forming the inlet conditions for subsequent CFD calculations of the combustor chamber of a travelling grate furnace. Conversion parameters based on assumptions and published literature are defined in order to calculate the local concentration of different species in the flue gas released from the fuel bed along the grate.

Kaer [9] used a stand-alone code to provide boundary conditions for the CFD analysis of a 33 MW straw-fired boiler. The result of the code is the profile of gas mass fractions along the grate at the top of the bed that are subsequently used as inlet conditions for the CFD analysis. Measurements of the gas temperature and species concentrations showed good agreement when compared with stand-alone code. The author also refers that due to poor mixing in the freeboard, high amounts of fly ash and of unburnt carbon are formed during biomass combustion.

Ryu et al [10] and Yang et al [11] used a code (Fluid Dynamic Incinerator Code - FLIC) developed by Sheffield University Waste Incinerator Centre for modeling the bed combustion. This code is an interactive computer code that has been developed to fulfil the need for detailed understanding of the incineration processes on a moving grate by solving relevant governing equations of the processes. Then, the results are exported to FLUENT as boundary inputs for further calculations of the freeboard processes. Results of the modeling showed reasonably good agreement when compared with the measurement results.

Yin et al [12] presented the efforts toward a reliable baseline CFD model for a 108 MWth Grate-Fired Boiler. It was carried out a sensitivity analysis to evaluate the relative importance of different factors in CFD analysis of the grate boiler and measurements were carried out in the boiler (local gas temperatures, concentrations and deposit growth). A baseline model was defined and showed an overall acceptable agreement with the measured data, indicating that the baseline model is applicable in the optimization of the boiler and design of new grate boilers. The CFD analysis was performed through the commercial code FLUENT. The methodology used to simulate the biomass combustion process in the boiler consists in separating the bed where there is combustion of biomass and freeboard where takes place the gas-phase reactions.

Porteiro et al [5] presented a CFD simulation of a domestic pellet boiler. The authors used a stand-alone code that computes the behavior of the bed and provides the inlet conditions for the CFD analysis on a commercially available CFD code – FLUENT and assumed that homogenous combustion of the flue gases generates a strong radiative flux that induces the thermal decomposition of the biomass in the bed. Hence, to calculate the inputs of the gas-phase model like gas temperature, species concentration and velocities, the bed model uses the incident

radiation. In this work, the exact composition of the flue gases emitted at each temperature is obtained by a model proposed by Thunman et al [13].

It is important to note that reliability of the CFD modeling results depend mainly the accuracy of the boundary conditions and experimental validations are important and needed. Most of the applications have been focused in large scale facilities. In this paper, a model that serves as a basis for determining the boundary conditions used for the CFD simulation of the combustion of biomass is described. It is based on the work of Porteiro et al [5] and Neves et al [14].

2. Biomass Power Plant

Thermal power plant of Mortágua (Figure 1-a) is in service since 1999 and it is the oldest of its kind in Portugal. The plant operates according to the Regenerative Rankin cycle and the fuel used for power generation is biomass. This thermodynamic cycle is constituted by a boiler (figure 1-b), a turbine/generator (turbine type: C634AR), a condenser, a deaerator besides various pumps that allow the fluid to move along the thermodynamic cycle. The cycle operates at a pressure of 42 bar and 422 ºC superheat and the condensation pressure is 0.08 bar. The installed capacity is 10 MVA and it was designed to operate 7,800 hours/year and deliver approximately 60 GWh/year to the mains.





Figura 1: (a) Thermal power plant of Mortágua (b) Boiler of the thermal power plant

The biomass feeding system in the boiler is performed by gravity, from a conduct fed by a hopper. Downstream, there is a movable grate that receives biomass feeding the vibrating grate where combustion takes place. In the vibrating grate, the temporal spacing of vibration cycles and their duration are manually fixed, with typical values of 2 minutes and 2.5 seconds, respectively. It should also be referred that biomass feed control is carried out by two controllers, one cargo and another feed grate speed. The boiler has a thermal power of approximately 34.6 MW and its minimum efficiency is 81%. The maximum reference flow of biomass rate is 12.2 ton/h for the maximum load with a reference moisture of 40%. The main combustion parameters are present in table 1.

Table 1: Main combustion parameters (40% moisture).

Parameter	Reference Value
Fuel flow rate (ton/h)	12.2
Stoichiometric ratio Air/Fuel	3.3
Primary air flow rate (m^3/h)	33,150
Secondary air flow rate (m^3/h)	13,250
Recirculation air flow rate (m^3/h)	9,050
Excess air (%)	40

In the boiler, due to the biomass combustion, silica agglomerates with great hardness are formed. These are collected in a wet ashtray. Currently, the boiler receives eucalyptus forest waste (80%), wastes from other forest types and wastes of primary processing of non-contaminated wood (20%).

Moreover, the boiler has in its walls 78 secondary air nozzles (39 of each side) and 4 holes for flue gas recycling situated in the opposite wall to the biomass feeding.

3. Bed Modeling

In the bed, where the biomass conversion takes place, several decomposition reactions and solid fuel oxidation occur. According to the literature, the process of biomass combustion in the bed may be divided into four successive or overlapping sub-processes: heating and evaporation of moisture, volatile release to the freeboard due to thermal decomposition and char formation, combustion of volatiles in the freeboard and char oxidation. It is generally assumed that the combustion starts with the ignition on the surface of the bed and when a fuel particle entering in a furnace dries and devolatilizes mainly through thermal radiation. Drying the particles is considered when the temperature of the particles reaches approximately 100 ºC and devolatilization only starts after the moisture evaporation is completed. The devolatilization process is a key process in the combustion because the biomass contains a large proportion of volatile matter. Volatile gases released from the biomass typically consist of hydrogen, carbon monoxide, carbon dioxide, methane and tar. However, this composition of the volatile depends mainly on the type of fuel and the local conditions in which it was grown. Lastly, simultaneously and/or subsequently the char is oxidized, and at the end, only ash remains on the grate. Factors such as final temperature and the heating rate, are parameters that influence the concentration of the char. It should also be mentioned that volatile gases should be first mix with the primary air before homogenous reactions takes place and in the freeboard, this mixture will react with the secondary air in order to promote complete combustion.

Thereby, biomass conversion in the bed presents an important role in overall performance in grate-fired boilers like for instance: pollutant emissions, unburnt formation and formation of high amounts of fly ash. Combustion in a biomass grate-fired boiler takes place in a fixed fuel bed that interacts with the freeboard.

In this work, to study the performance of a biomass grate furnace, the domain can be divide into two main areas: the bed and freeboard. In this way, to solve the complete modeling of combustion in biomass furnace, an iterative process, between gas phase model in ANSYS FLUENT® and the bed model, will be employed based on the work from Porteiro et al [5]. The ANSYS FLUENT® is used for the freeboard simulation and the bed model is used to solve the biomass thermal decomposition in the bed, determinig the boundary conditions that are used on the CFD software.

The bed model is implemented in MATLAB® and it provides the inlet conditions such as volatile mass fractions, total mass flow released from the bed and inlet temperature of the gases to the freeboard simulation, at the same time the freeboard simulation returns the heat flux released from the flame and furnace walls onto the fuel surface to the bed model for determine the gas temperature released to the freeboard.

Taking into account the biomass composition presented in table 2, it is possible to calculate the volatile mass fractions.

Table 2: Biomass composition (weight)

Variable	Value
Water	0.35
Carbon	0.3182
Hydrogen	0.0405
Oxygen	0.271
Nitrogen	0.00
Ashes	0.0203
Sulphur; Chloride	0.00

For that, an empirical model developed by Neves et al [14] is used.The model describes the general trends of product distribution as a function of temperature, which is made of elementary mass balances on the pyrolysis process applicable for carbon, oxygen and hydrogen, energy balances and additional empirical relationships for model closure. The empirical model is derived from a compilation of collected experimental data and it can be used as a useful tool for analyze the biomass pyrolysis products. The composition of pyrolytic volatiles is described by seven species: H_2O, CO, CO_2, H_2, CH_4, tar and other light hydrocarbons (ethylene). The model solves a system of seven linear equations (three elemental mass, one energy balance and three empirical relationships) to obtain seven yields of pyrolytic volatiles (equation 1). This empirical model is useful as a submodel in simulating combustion processes, because sometimes is difficult to measure the volatile products.

$$\begin{bmatrix} Y_{C,tar} & Y_{C,C_XH_Y} & Y_{C,CH_4} & Y_{C,CO} & Y_{C,CO_2} & 0 & 0 \\ Y_{O,tar} & 0 & 0 & Y_{O,CO} & Y_{O,CO_2} & Y_{O,H_2O} & 0 \\ Y_{H,tar} & Y_{H,C_XH_Y} & Y_{H,CH_4} & 0 & 0 & Y_{H,H_2O} & Y_{H,H_2} \\ 0 & 0 & 0 & -\Omega_1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0.146 & 0 & 0 & 0 \\ LHV_G & LHV_{C_XH_Y} & LHV_{CH_4} & LHV_{CO} & 0 & LHV_G & LHV_{H_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} Y_{C,F} - Y_{C,ch} \cdot Y_{ch,F} \\ Y_{O,F} - Y_{O,ch} \cdot Y_{ch,F} \\ Y_{H,F} - Y_{H,ch} \cdot Y_{ch,F} \\ 0 \\ 2.18 \cdot 10^{-4} \\ \left(\sum_j Y_{j,F} - Y_{ch,F} \sum_j Y_{j,ch} \right) \cdot LHV_G \\ \Omega_2 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} Y_{tar,F} \\ Y_{C_XH_Y,F} \\ Y_{CH_4,F} \\ Y_{CO,F} \\ Y_{CO_2,F} \\ Y_{H_2O,F} \\ Y_{H_2,F} \end{bmatrix} \qquad (1)$$

$$j = C, H, O$$

Hence, with this empirical model and taking into account the composition of the biomass presented in table 2, the results, shown in figure 2, were obtained.

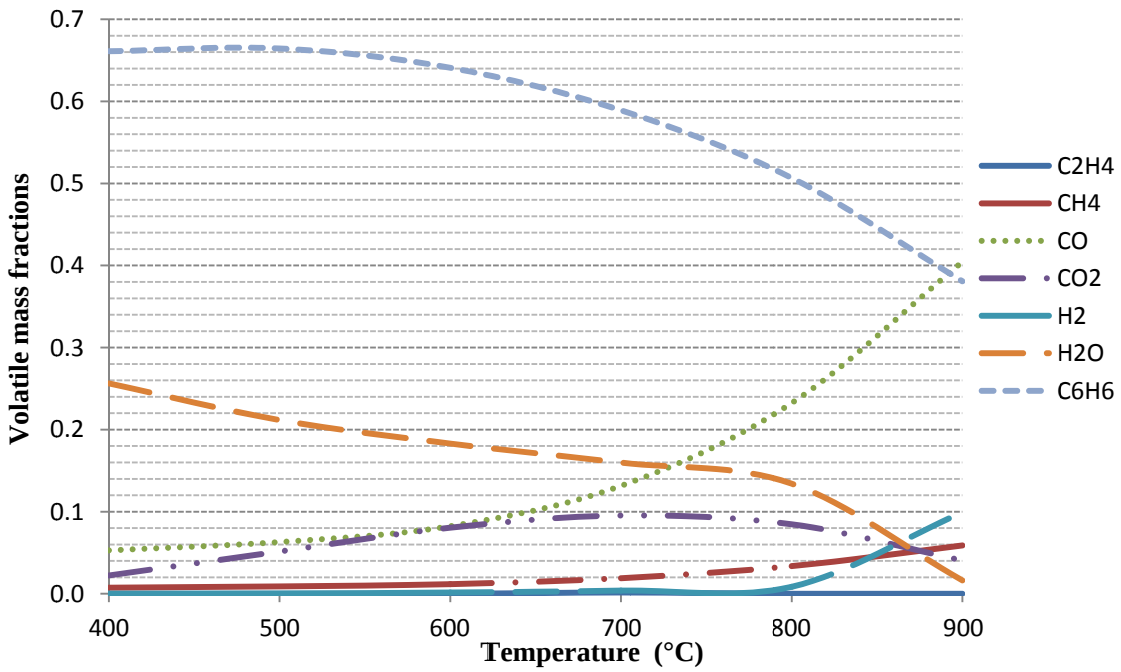


Figura 2: Estimated volatile mass fractions

Nevertheless, this model is stiff and it can produce unrealistic results and one of the reasons is that the squared correlation coefficients for the correlations present low values. However, the application of the empirical model is limited up to 900 ºC.

On the other hand, the total gas mass flow which is provided by the bed to the freeboard can be calculated using equation 2:

$$\dot{m}_{\text{gas}} = \dot{m}_{a,p} + \dot{m}_F \left(1 - Y_{ash}\right) \qquad (2)$$

Finally, the temperature of the gases leaving the bed is obtained through an energy balance in the bed considering the energy introduced into the bed, the energy that is provided by the bed, and the incident radiation in the bed:

$$\dot{E}_{\text{in}} + \dot{Q}_{rad} - \dot{E}_{\text{out}} = 0 \tag{3}$$

Initially, an estimate of the incident radiation value in the bed for obtain the outlet temperature of the gases is necessary. Then the value of incident radiation is obtained through CFD simulation and exported to MATLAB where it again performs the energy balance in the bed and obtains a new outlet temperature of the gases together with other parameters such as mass of volatile fractions and the mass flow of the gas released from the bed. These values are introduced again in the CFD simulation.

This process (figure 3) is repeated until the convergence criterion is fulfilled which is based on comparison of the radiation values exported from CFD simulation.

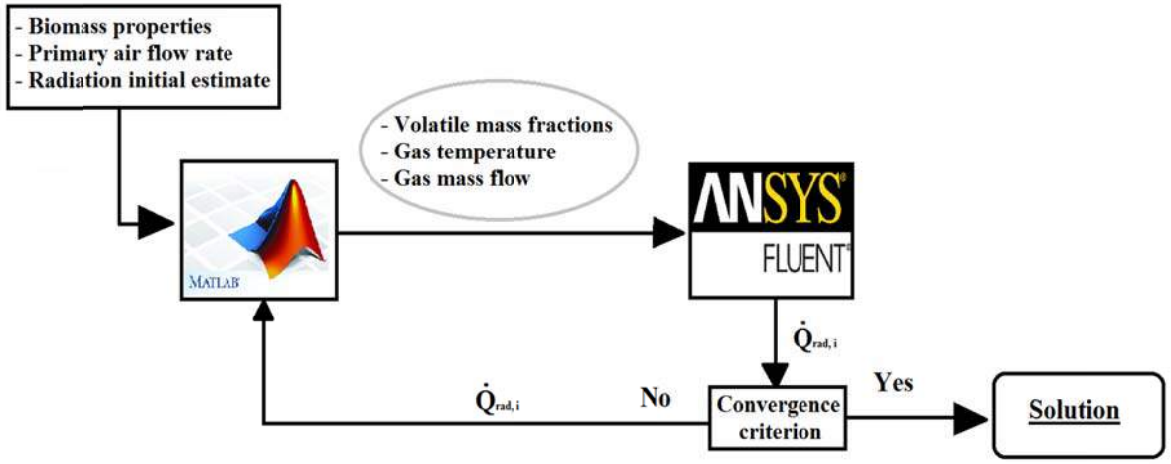


Figura 3: Applied methodology for the bed-CFD model coupling

4. Conclusions

There are different approaches for modeling the combustion of biomass, but it is necessary to note that the boundary conditions require precise values because they are the basis for the calculation of temperature, velocity and concentration of different species fields inside a boiler.

This paper focuses on the biomass bed modeling and a model was described and presented in this paper to provide inlet conditions for CFD modeling. This model considers the biomass combustion in a grate and the gas released from the biomass combustion in a grate as two separated zones. This type of methodology have been used by different authors and acceptable results were obtained [5, 7].

Therefore, it can be concluded that current CFD codes such as ANSYS FLUENT® have become very practical tools for analysis from the gas phase of combustion systems but is necessary a bed model for obtain thermal decomposition data from biomass bed because quality of simulation results is strongly affected by the quality of input data in CFD simulation. Hence in order to develop a reliable CFD model, care should be taken not only in mesh generation and in the definition of the models representing the physical and chemical phenomena that are characteristic of combustion but also special attention must be given to the boundary conditions that are used in CFD simulation in order to obtain reliable results.

Nomenclature

$\dot{E}$	Energy, W
$\dot{Q}$	Thermal energy, W
LHV	Low Heating Value, kJ/kg
$\dot{m}$	Mass flow rate, kg/s

Y mass fration

Subscripts

a Air

F fuel

in inlet

out outlet

rad radiation

p primary air

Acknowledgments

The authors are grateful to the management and staff of EDP for their collaboration and for providing technical design data of the biomass power plant in this paper. This work was financed by FCT, under the Strategic Project UID/SEM/04077/2013. Additionally, by COMPETE: POCI-01-0145-FEDER-007043 and FCT within the Project Scope: UID/CEC/00319/2013.

References

[1] World Business Council for Sustainable Development Portugal (2007). Energia e clima – Biomassa, WBCSD Portugal.

[2] R. Saidur, E.A. Abdelaziz, A. Demirbas, M.S. Hossain, S. Mekhilef. A review on biomass as a fuel for boilers, Renewable and Sustainable Energy Reviews 15 (2011) 2262-2289.

[3] J. Chaney, H. Liu and J. Li. An overview of CFD modelling of small-scale fixed-bed biomass pellet boilers with preliminary results from simplified approach, Energy Conversion and Management 63 (2012) 149-156.

[4] H. Frey, B. Peters, H. Hunsinger and J. Vehlow. Characterization of municipal solid waste combustion in a grate furnace, Waste Management 23 (2003) 689-701.

[5] J. Porteiro, J. Collazo, D. Patiño, E. Granada, J. Gonzalez, and J. Míguez. Numerical Modeling of a Biomass Pellet Domestic Boiler, Energy & Fuels (2009) 23 (2), 1067-1075 DOI: 10.1021/ef8008458.

[6] M. Miltner, A. Makaruk, M. Harasek, A. Friedl. CFD-modelling fort the combustion of solid baled biomass, In: 5th International Conference on CFD in the Process Industries. Melbourne, Australia; (2006).

[7] H. Thunman, L.E. Åmand, F. Ghirelli and B. Leckner. Modeling and Verifying Experiments on the Whole Furnace, EU contract: JOR 3CT96 0059, (1999).

[8] R. Scharler, I. Obernberger. Numerical Modelling of Biomass Grate Furnaces. Proceedings of 5th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Porto Portugal, 11-14 April, (2000).

[9] S. Kaer. Numerical modeling of a straw-fired grate boiler, Fuel 83 (2004) 1183-1190.

[10] C. Ryu, Y. B. Yang, V. Nasserzadeh and J. Swithenbank. Thermal reaction modeling of a large municipal solid waste incinerator, Combustion Science Technology 176 (2004), 1891-1907.

[11] Y. B. Yang, R. Newman, V. Sharifi, J. Swithenbank and J. Ariss. Mathematical modelling of straw combustion in a 38 MWe power plant furnace and effect of operating conditions, Fuel 86 (2007), 129-142.

[12] C. Yin, L. Rosendahl, S. Kaer, S. Clausen, S. Hvid and T. Hille, Mathematical Modeling and Experimental Study of Biomass Combustion in a Thermal 108 MW Grate-Fired Boiler, Energy & Fuels 22 (2008) 1380-1390.

[13] H. Thunman, F. Niklasson, F. Johnson, B. Leckner. Composition of Volatile Gases and Thermochemical Properties of Wood for Modeling of Fixed or Fluidized Beds, Energy & Fuels (2001), 15, 1488-1497.

[14] D. Neves, H. Thunman, A. Matos, L. Tarelho, A. Gómez-Barea. Characterization and prediction of biomass pyrolysis products, Progress in Energy and Combustion Science 37 (2011) 611-630.

Geometric draping simulation tool to optimize the adaptation of the fabric to the mold

Alejandro Abou-Assali Rodríguez[1], Enrique Chacón Tanarro[2], Juan Manuel Muñoz Guijosa[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid. alejandro.arodriguez@upm.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid. e.chacon@upm.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid. jmguijosa@etsii.upm.es*

Current restrictions in vehicle emissions are forcing manufacturers to implement cleaner technologies in their products. However, maintaining the vehicle cost at low levels is a great challenge, since efficiency improvements are related to cost increments. A big research effort is being made in this field by the industry, specially towards the implementacion of carbon fiber composites in mass production. The manufacturing processes with this material are not productive enough, and hand-labour intensive. Finding new composite parts production methodologies which reduce process time and improve the quality of final parts is of great importance for the industry. The goal of this paper is to present the development of a software tool which allows to rapidly analyze the way the fabrics are adapted to the mold, in order to optimize mechanical properties of the part and to reduce the number of fabric pieces that are necessary to produce it, which will bring about a reduction of the manufacturing time.

1. Introduction

Draping simulation of composites fabrics is growing in importance in the manufacturing sector, since the deformation of the fabrics when they are adapted to the mold shape has a big influence in the mechanical properties of the finished part. Simulation methods are divided into two big groups: Finite elemet methods and geometric methods. The first ones require long computing times and need acurrate boundary conditions and material characterization, leading to high complexity models used only with research purposes. The second ones are not that intensive in computing time and do not require material characterization, since they only take into account the mold and fabric geometry. While they show a lower accuracy level, the reduction of modelling and computing time make them a proper choice for the industry. However, geometrical draping simulation is also suitable for academic research, since it allows to easily simulate the influence of the draping paths in the distorsion field of the fabric, an approach that would lead to a high complexity if finite element methods were used.

The draping paths are the fabric adaptation sequence followed by the worker during the hand lamination, and they have a big impact in the final distorsion angles. Therefore, a deeper research of this influence will allow composite part designers to give better instructions of how the lamination sequence should be carried out.

Commercial software permits to calculate the geometry of the 2D fabric part which adapts to an specific area of the mold, but allows poor control of the draping paths. For this reason, a custom draping software which offers full control of the draping paths has been developed. The purpose of this article is to present the draping algorithm and future developments.

2. Simulation aproach

Geometric draping simulation is based on a fishnet algorithm which calculate points that belong to a grid. The edges of each square follow the main fiber directions of a 0º/90º degrees fabric.

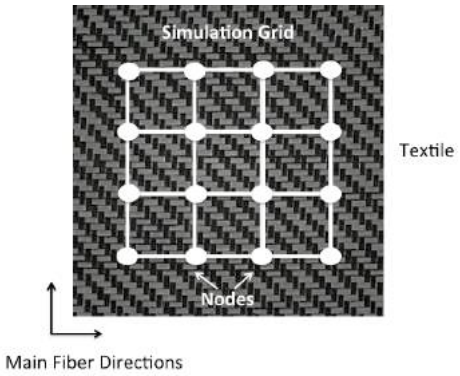


Figure 1. Fabric simulation grid

It is assumed that the fibers, that is, the length of the square edges, cannot be stretched, which is a good aproach providing that fabric stress during the draping process are kept low compared to the fiber strength. This happens in most draping processes, and mainly during hand lamination.

Besides, geometric draping simulation disregards yarn slipping, straightening, and wrinkling. Those defects may only ocurr in the case of high loads, high friction coefficient between the mold and the fabric or sharp mold edges. The high fiber modulus compared with the low shear modulus is the reason why the deformation mechanisms of the fabric are dominated by shearing **[**1**]**.

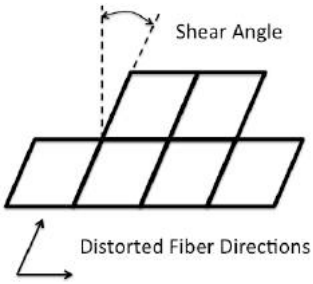


Figure 2. Grid distorsion due to shearing

3. Principles of the geometric draping algorithm

The points of the grid are calculated given the information of the adjacent points, that is, the direction of the adjacent edges and the size of the grid. There are algorithms that take also into account geometry information to obtain a higher accuracy [2]. This information will not be taken into account since the purpose of the present algorithm is to control the draping path lines, also known as geodesic lines.

The mold geometry is created in any CAD software and saved in .stl format. It is then imported to Matlab with the help of an ASCII-stl converter function. The .stl format build the surface with a set of points connected by triangles. An arbitrary .stl geometry imported in Matlab is shown in Figure 3.



Figure 3. .stl geometry visualization

The calculation procedure is shown in Figure 4**,** where an arbitrary point $P_{i,j}$ is calculated by constraining the distance to the adjacent points $P_{i-1,j}$ and $P_{i,j-1}$, and forcing it to lay on the mold surface.

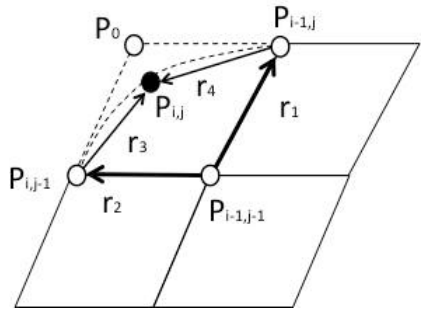


Figure 4. Point calculation methodology

The algorithm calculates first a seed point P_0, which is the initial solution for the Newton-Raphson equation solving method:

$$P_0 = P_{i,j-1} + r_1 \tag{1}$$

$$\text{where } r_1 = P_{i-1,j} - P_{i-1,j-1} \tag{2}$$

The next step is to proyect the point P_0 in the triangles of the mold surface in order to find the triangle where the new point $P_{i,j}$ will lay on. If the proyection of P_0 is inside the triangle n, then the corresponding plane equation will be a part of the equation system that determines the new Point $P_{i,j}$ (x y z):

$$Ax + By + Cz = D$$

$$(x - x_{i,j-1})^2 + (y - y_{i,j-1})^2 + (z - z_{i,j-1})^2 = d^2 \tag{3}$$

$$(x - x_{i-1,j})^2 + (y - y_{i-1,j})^2 + (z - z_{i-1,j})^2 = d^2$$

Where:

- d is the distance betwen nodes. This is a fixed value defined by the user. The smaller this parameter is, the more accurate the simulation will be, but the computing time will be increased.
- A, B, C and D are the constants of the plane equation belonging to the triangle n of the mold geometry.

4. Fishnet spreading algorithm

Once the point calculation methodology is explanied, it is necessary to define the rules of the mesh extension, that is, the points from which it is allowed to extend the mesh. Those are determined by the draping lines given by the user, which simulate the path that the hand of the worker follows during the hand lamination of a part. There are four draping lines, and the distorsion degree suffered by the draped fabric is totally dependent on them.

The first step is to calculate a small start grid at an specific location given by the user. Then it is necessary to determinate the mesh extension points, which are the closest points to the draping lines, and that belong to the current grid border. This is shown in Figure 5.

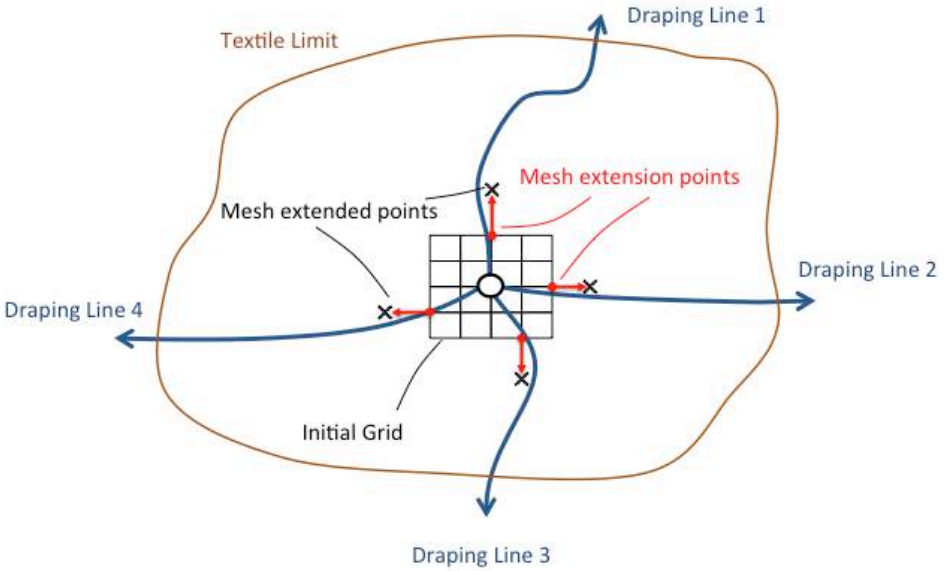


Figure 5. Mesh spreading methodology

In order to calculate the extended points it is necessary to propose a new equation systen, since there are not two reference points like the previous case (see Figure 4), but one point (P_1) and one extension direction (r) which are shown in Figure 6. This direction is determined by P_1 the previous point in the grid, P_2.

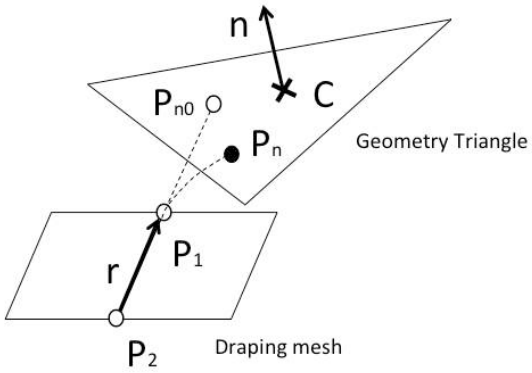


Figure 6. Calculation of mesh extended points

It is necessary to make the assumption that the extented point P_n lays on the plane defined by the points P_1 and P_2 and the vector normal to the selected geometry triangle. Therefore, the point P_n is located at the intersection of two planes and one sphere:

$$Ax + By + Cz = D$$

$$(n \times r) \cdot (P_n - P_1) = 0 \tag{4}$$

$$(x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 + (z - z_1)^2 = d^2$$

The starting point P_{n0} for the Newton-Raphson iteration is calculated by extrapolating P_1 along direction r, as follows:

$$P_{n0} = P_1 + r \tag{5}$$

$$\text{where } r = P_1 - P_2 \tag{6}$$

The extended points are calculated by the extension function. Once those four extended points have been determined, the mesh filling function complete the grid according to the equation system (3). When the grid is filled the loop starts again with the extension function, untill the draping limits defined by the user are reached.

The calculation flow of the algorithm is shown in Figure 7. All this process is based on the information saved in a boundary matrix which stores the geometry of the boundary nodes, so that the algorithm can determine the nodes from which a new point must be calculated.

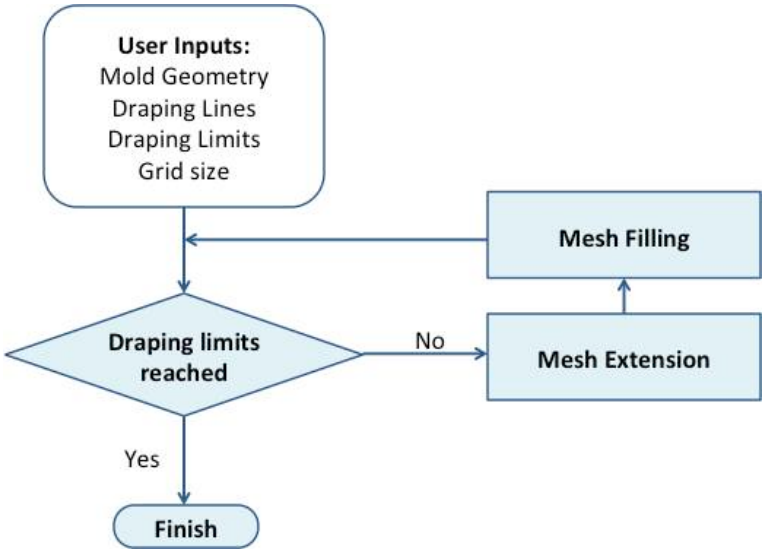


Figure 7. Algorithm calculation flow

When the program is finished, the program plots the draped fabric. An arbitraty fabric geometry has been calculated and the plotted results are shown in Figure 8. The orange contour is the draping boundary defined by the user, and the red lines indicates the points where the mesh have been extended. It can be seen that those points are the closest ones to the draping lines defined by the user.

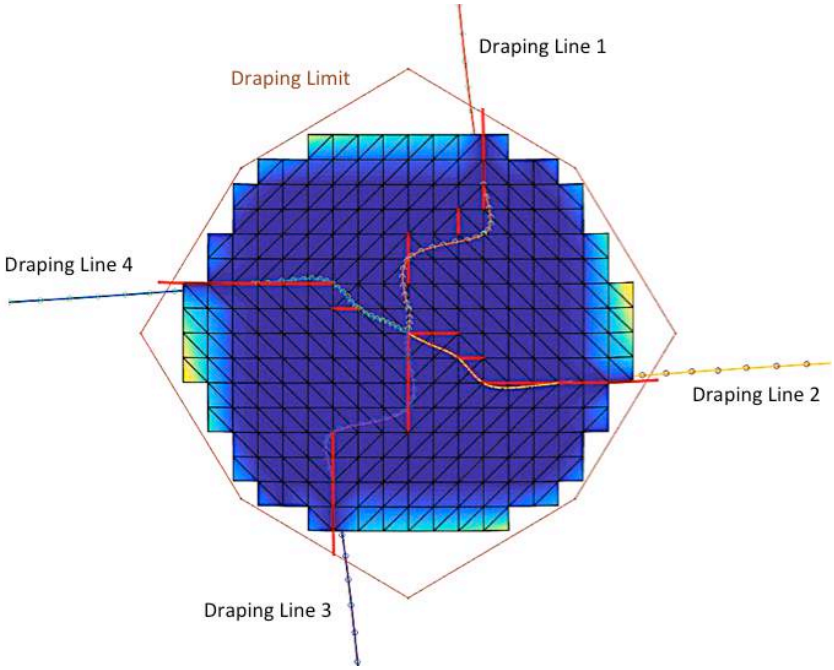


Figure 8. Draping example on a flat geometry

5. Graphical user interface and functionalities

The present software is intended to be tool which enables the study of the influence of different draping lines in the distorsion degree of the fabric. For this reason it was necessary to implement a grafical user interface with the help of Matlab GUIDE. The purpose of this interface is to allow the user to define easily the draping lines and the draping limits for a given geometry. To achieve this an algorithm to interactively pick points of a 3D

surface object and merging them into a 3D spline was developed. This curves are saved in an only file along with all geometry information in order to manage all data easily.

The graphical user interface displays the mold geometry with the draping lines and draping limits on the right side, and the computation results to the left, as it is shown in Figure 9. The draping results show the deformed grid colored as a function of the shearing degree, where warmer colors indicate a higher value. In addition, the software show also the unfolded geometry, that is, the shape of the fabric cut which is adapted to the area defined by the draping limits and following the given draping lines. Figure 9 also shows the differences in the unfolded geometry and distorsion degree of two textiles draped into the same area of a mold, defined by the orange line on the right side, with the same starting point, but with different draping paths (The four lines in blue color scale).

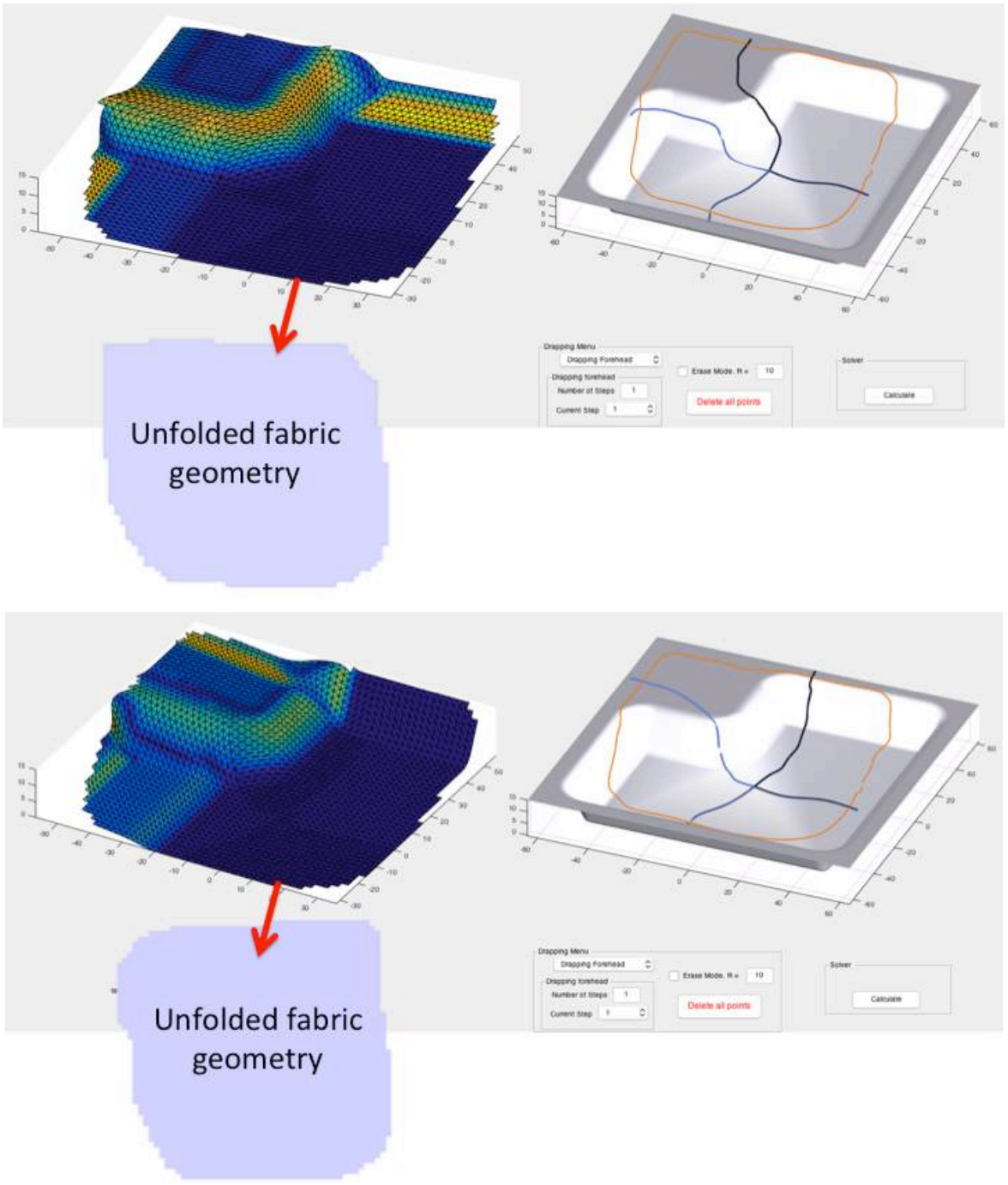


Figure 9. Software graphical user interface. Two draping simulations on the same area of an arbitrary mold geometry, but with different draping lines are tested. A huge difference between both simulations can be appreciated, due to the high influence of the draping lines.

6. Conclusions

This paper presented a geometric draping simulation algorithm which allows the user to interactively control the lamination paths, in order to further study its influence in the distorsion degree of the fabrics. After stablishing the initial conditions and the assumptions of the simulation, such us the inextensibility of yarns, the equations for the point calculation and the mesh spreading rules were determined.

A graphical user interface with the help of Matlab GUI were developed, where all simulation boundary conditions can be graphically selected by the user, and a data management system to easily recover and display all the information. This allows to rapidly study different mold geometries with different draping lines, which was the purpose of this development.

The results of different simulations along with several validation tests will allow to define the lamination trayectory for complex parts, which best comply with the design conditions of the composite part, reducing, for instance, the shearing of the fabric in highly loaded areas. Besides, it will help to improve the resulting fiber orientations and ply stacking with bigger fabric cuts, which will not only increase the mechanical properties of the part, but will also permit to reduce manufacturing time as fewer fabric pieces will be necessary. As a consequence, it will be posible to reduce weight, of great importance in automotive and aeronautic sectors.

7. References

[1] J. Wang; R. Paton; J.R. Page. The draping of woven fabric preforms and prepregs for production of polymer composite components. *Composites: Part A* 30 (1999) 757–765.

[2] Bo YANG , Tianguo JIN , Fengyang BI , Jianguang LI. The draping of woven fabric preforms and prepregs for production of polymer composite components. *Materials Science*. Vol. 20, No. 4. 2014.

[3] S. Allaoui; C. Cellard; G. Hivet. Effect of inter-ply sliding on the quality of multilayer interlock dry fabric preforms. *Composites: Part A* 68 (2015) 336–345.

[4] D. Aleksendric; P. Carlone. Soft Computing in the Design and Manufacturing of Composite Materials-Dragan Aleksendric. Elsevier Science. 2015. ISBN 978-1-78242-179-5.

[5] A. Brent Strong. Fundamentals of Composites Manufacturing, Materials, Methods and Aplications. Second Edition. Mcgraw-Hill. 2008. ISBN 978-0872638549.

[6] N. Hamila; P. Boisse. Simulations of textile composite reinforcement draping using a new semi-discrete three node finite element. Composites Part B 39 (2008) 999-1010.

[7] S. Allaoui; C. Cellard; G. Hivet. Effect of inter-ply sliding on the quality of multilayer interlock dry fabric preforms. Composites Part A 68 (2015) 336-345.

[8] A. Cherouat; H. Borouchaki. Present State of the Art of Composite Fabric Forming: Geometrical and Mechanical Approaches. Materials 2009, 2, 1835-1857.

[9] S.G. Hancock; K.D. Potter. The use of kinematic drape modelling to inform the hand lay-up of complex composite components using woven reinforcements. Composites: Part A 37 (2006) 413–422.

Simulación numérica del comportamiento de un polímero sometido a un campo eléctrico

V. Aguirre Flores[1], B. Castillo Añazco [2], C. Narváez Muñoz[3]

[1]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. vaaguirre1@espe.edu.ec*

[2]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. bacastillo@espe.edu.ec*

[3]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. cpnarvaez1@espe.edu.ec*

A través de los años, los polímeros han ido adquiriendo una especial importancia en la industria, tanto es así que cada vez son usados en más aplicaciones, reemplazando a muchos materiales tales como metales, concretos o vidrios. La difusión que ha adquirido este material ha sido tan grande que su aplicación abarca prácticamente toda la industria, desde la industria alimenticia donde son usados como recipientes, hasta la industria aeronáutica donde son usados como fuselaje. Dentro del campo de los polímeros, la técnica de electrospinning o electrohilado de polímeros ha sido ampliamente estudiada en los últimos años. Su importancia radica en que abre la posibilidad de desarrollar fibras en escala nanométrica y micrométrica que tendrían una aplicación directa en el campo de la biotecnología, seguridad, medio ambiente, entre otras. Debido a la importancia que ha adquirido esta técnica es vital desarrollar un modelamiento matemático que permita predecir con exactitud el comportamiento del polímero bajo un campo eléctrico. Bajo este marco, se busca modelar el comportamiento de un polímero que es afectado por un campo eléctrico con la ayuda del software OpenFoam, para ello se usarán las ecuaciones de la mecánica de fluidos, así como el modelo constitutivo de Giesekus para describir el comportamiento viscoelástico del mismo y la divergencia del tensor de Maxwell para la fuerza eléctrica. El fin de la investigación es obtener un modelamiento matemático confiable para poder predecir el comportamiento del polímero bajo un campo eléctrico.

1. Introducción

El electrospinning o electrohilado es un método ampliamente estudiado en los últimos años. Esta técnica tiene múltiples aplicaciones entre las que destaca el campo de la medicina y la ingeniería de tejido. El proceso de electrohilado permite obtener nano fibras, escala en la cual es posible encontrar características únicas como áreas grandes en comparación al volumen, alta porosidad, rendimiento mecánico superior [1]. Por esta razón la técnica del electrohilado tiene varias aplicaciones entre las que destacan la ingeniería de tejidos y el campo de la medicina [2, 3, 4]. Estudios como el de Morozov [5] investigan el uso de polímeros en el electrospray y el proceso de fabricación de micro y nano fibras o gotas, Franco [6] en su investigación estudia la caracterización del proceso de electohilado de Polivinil Alcohol (PVA), el cual es usado en aplicaciones biomédicas como lentes de contacto, órganos artificiales y medicamentos.

Para poder producir fibras o gotas es necesario vencer la tensión superficial por medio de la aplicación de una fuerza eléctrica [7]. Dicho proceso fue descubierto por Formhals [8] y usa de una fuente de alto voltaje para aplicarlo a una solución preparada la cual se encuentra en una jeringa, al momento de salir la solución se la carga eléctricamente para reducir el diámetro del chorro. El uso de esta técnica para la fabricación de fibras y gotas posee una gran ventaja sobre otras técnicas ya que permite la obtención de nanofibras de una gran variedad de materiales a bajo costo y con relativa facilidad.

La mecánica computacional es una herramienta poderosa para realizar trabajos de experimentación de este fenómeno y poder analizarlo más extensamente. Sin embargo, los estudios numéricos desarrollados son escasos debido a la complejidad que representan. El objetivo de esta investigación es desarrollar una simulación numérica capaz de recrear dichos fenómenos en OpenFOAM. Uno de los métodos numéricos usado para resolver este problema es el de Boundary Element Method (BEM), el cual solo es aplicable para la solución de problemas de flujo de Stokes. Gerlach [9] hizo una comparación entre diferentes algoritmos que usan el método de Volume of Fluid para dos fases. Tomar [10] en su investigación propuso otros algoritmos para simular fluidos multifásicos EHD, otro método para resolver este tipo de problemas es el de fluido fantamas, más conocido como GFM por sus siglas en ing. Van Poppel [11] usó GFM para manejar las condiciones de borde en la

interface del EHD y resolver la ecuación de potencial eléctrico y de presión. Todas estas aproximaciones tienen en común el uso de las ecuaciones de Navier-Stokes. De acuerdo con Hartman [12], tres diferentes procesos describen este fenómeno de transporte. Primero la formación del cono es resultado del balance entre la tensión normal eléctrica y la tensión superficial, como consecuencia del campo eléctrico la superficie se carga y se acelera hacia el vértice del cono de Taylor. Posteriormente debido a esta aceleración un chorro con una alta densidad de carga se forma en el vértice del cono. Por último, el chorro se rompe formando gotas, este fenómeno de transporte a menudo es llamado electrospray.

Para poder caracterizar este comportamiento de una mejor manera, Reyleigh [13] formuló la ecuación (1) en la que se describe cómo la carga crítica en un fluido de forma esférica pierde su estabilidad, subsecuentemente este fenómeno es llamado límite de Rayleigh. El fluido que se usará en la simulación es el metano, debido a su baja tensión superficial lo cual hace que el campo eléctrico necesario para alcanzar el límite de Taylor sea menor, tal y como se evidencia en la ecuación (1).

$$= 8\pi(\varepsilon_0\gamma)^{1/2}R^{3/2} \tag{1}$$

Donde q es el límite de carga de Rayleih, γ es la tensión superficial del líquido, ε_0 es la permitividad del espacio libre y R el radio de la gota.

El presente estudio se ocupa de los problemas EHD multifásicos usando del método de Volume of Fluid para la interfaz. El método propuesto se utiliza para simular el EHD de líquidos apolares que tienen un rango de permitividad de $\varepsilon < 10$. El modelo matemático construido es una extensión del algoritmo interFoam, que es parte del programa OpenFoam. El objetivo de esta investigación es poder desarrollar y validar la simulación matemática para obtener el comportamiento de una gota de metano, así como poder observar su campo de velocidad y eléctrico. Este estudio va a estar enfocado en la fisión de gotas la cual es una analogía de la formación del cono de Taylor. Esto permitirá entender de una mejor manera el fenómeno físico presente y sentar las bases para que esta investigación sirva para el desarrollo de modelos más complejos en la simulación del electrospray.

2. Metodología

2.1. Ecuaciones de gobierno para el fluido

En este estudio la simulación del flujo es establecido como un fluido continuo y con la ecuación de continuidad. Para poder incluir el campo eléctrico la ecuación de momento es modificada incluyendo la divergencia del tensor de Maxwell. Asumiendo al fluido como incomprensible, newtoniano y laminar, la velocidad puede ser expresada de la siguiente manera:

$$\nabla \cdot U = 0 \tag{2}$$

En la ecuación de continuidad se debe incluir términos adicionales para la tensión en la interface (ver ecuación (3)) y para el campo eléctrico (ver ecuación (4)), la cual será explicada más adelante.

$$F_{st} = \gamma\kappa\delta_s \tag{3}$$

La fuerza de la tensión superficial (ver ecuación (3)) esta expresada en γ que es el coeficiente de tensión superficial, κ la curvatura de la interface y δ_s la función Dirac-delta.

El tensor de esfuerzo fiscos $\mathbb{T}_v$ es dada por:

$$\mathbb{T}_v = \mu(\nabla U + \nabla U^T) \tag{4}$$

Donde μ es la viscosidad del fluido.

Finalmente, la ecuación del momento puede ser reescrita de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot \rho UU = -\nabla p + \nabla \cdot \mathbb{T}_v + F_{st} + F_e \tag{5}$$

Donde U es el vector velocidad, ρ la densidad y p la presión.

2.2. Ecuaciones de gobierno para el campo eléctrico

Las ecuaciones de Maxwell fueron utilizadas para analizar el campo eléctrico, con las siguientes consideraciones: los efectos magnéticos fueron ignorados y las corrientes dinámicas son pequeñas [14]. Esto sugiere que el campo eléctrico es irrotacional.

$$\nabla \times E = 0 \tag{6}$$

Aplicando la ley de Gauss para un medio eléctrico, dicha expresión (ecuación (6)) puede ser reducida a:

$$\nabla \cdot (\varepsilon E) = \rho_e \tag{7}$$

Donde ε es la constante dieléctrica y ρ_e es la densidad de carga libre. A continuación, la densidad de carga libre se relaciona con la corriente (**i**) por la ecuación de conservación de carga.

$$\frac{\partial \rho_e}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{i} = 0 \tag{8}$$

Usando las aproximaciones de Mecher [15], Saville [16] y Levich [17] se puede escribir la ecuación de conservación de carga en el régimen Óhmico.

$$\frac{\partial \rho_e}{\partial t} + \nabla \cdot \rho_e \mathrm{U} = -\nabla \cdot \sigma E \tag{9}$$

Si la distribución de carga y el campo eléctrico son determinados, se puede calcular la tensión eléctrica.

2.3. Tensor de Maxwell

El tensor de esfuerzo de Maxwell es esencial en la formulación de problemas EHD. Acorde a Chen [18] existen dos formar para determinar la densidad de fuerza eléctrica F_e, las cuales son Kelvin y Korteweg-Helmholtz. La densidad de fuerza de Kelvin (ecuación (10)) es usada para apreciar la electromecánica microscópica. Esta densidad de fuerza es la suma de la fuerza de Coulomb, ejercida en la carga libre y la fuerza ejercida sobre la polarización de los dipolos [19].

$$F_K^e = \rho_e E + P \cdot \nabla E = \rho_e E + (\varepsilon - \varepsilon_o) E \cdot \nabla E \tag{10}$$

Donde P es la fuerza de polarización, para un líquido dieléctrico $P = (\varepsilon - \varepsilon_o)E$[15]. La densidad de fuerza de Korteweg-Helmholtz (ecuación (11)) es deducida del principio de conservación de energía, el cual es esencial para la conexión entre las micro y nano fibras [15]. Esta densidad de fuerza es usada para predecir las consecuencias del acoplamiento electromecánico [20].

$$F_{K-H}^e = \rho_e E - \frac{1}{2} E^2 \nabla \varepsilon + \nabla \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{\delta \varepsilon}{\delta \rho} \right)_T E^2 \right] \tag{11}$$

Sin embargo, Melcher [15] sugiere que para un medio dieléctrico incompresible y eléctricamente lineal, la aproximación de Korteweg-Helmoholtz es la más adecuada (ver ecuación (11)). El primer término representa la fuerza de Coulomb, esta fuerza es la que impulsa el flujo electrodinámico, y actúa a lo largo del campo eléctrico y es perpendicual a la superficie. El segundo término de la ecuación representa la fuerza del gradiente de permitividad, el cual es constante y perpendicular a la superficie. El tercer término representa la fuerza de electrostricción. Este efecto es absorbido por la presión hidrostática y puede ser omitido. Cada término está escrito de expresado de manera independiente en las ecuaciones (12), (13) y (14).

$$F_{e1} = \rho_e E \tag{12}$$

$$F_{e2} = -\frac{1}{2} E^2 \nabla \varepsilon \tag{13}$$

$$F_{e3} = \nabla \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{\delta \varepsilon}{\delta \rho} \right)_T E^2 \right] \tag{14}$$

En nuestro caso la ecuación (11) puede ser reducida a:

$$F_e = \rho_e E - \frac{1}{2} E^2 \nabla \varepsilon \tag{15}$$

2.4. Dominio matemático

Para la simulación se hicieron algunas suposiciones; no se considerará la evaporación, la gota está estática, la forma de la gota es esférica, el fluido que la rodea es aire a presión y temperatura ambiente y el sistema es

isotrópico. Para la simulación, el líquido es inyectado por un tubo capilar, el voltaje es aplicado en la base del mismo produciendo el campo eléctrico necesario para romper el flujo del fluido en pequeñas gotas.

En este caso la conductividad eléctrica σ y la permitivdad ε son constantes, por lo que las fuerzas eléctricas se desvanecen en el domino y entran al fenómeno estudiado a través de las tensiones eléctricas en las condiciones libres de contorno de la superficie.

Para identificar cada fase, se usó el método VOF. El cual posee ciertas ventajas como el mantenimiento de las interfaces mediante el enfoque de compresión superficial, conservación de la masa sin ninguna etapa de reinicialización y la restricción de la fracción de volumen $0 \leq \lambda \leq 1$ [21].

En este caso la relación de densidad se establece en uno debido a que la fuerza de flotación es ineficaz. Además, debido al tamaño de la gota el efecto de la fuerza de la gravedad se puede despreciar. Las condiciones de borde son las siguientes:

- Pared A-C y B-D: Condiciones atmosféricas.
- Pared A-I y J-B: Velocidad No-slip condición $\mu = 0$ y potencial eléctrico $\emptyset = 0$.
- Pared E-G, G-I, F-H y H-j: Velocidad No-slip condición $\mu = 0$ y potencial eléctrico $\emptyset = \emptyset_0$.
- Pared E-F: Condiciones de flujo interno, fracción de volumen liquido $\propto = 1$. Velocidad $\mu_x = 0$ y $\mu_y = \frac{4Q}{\pi d^2}$.
- Pared C-D: Velocidad No-slip condición $\mu = 0$ y potencial eléctrico $\emptyset = 0$.

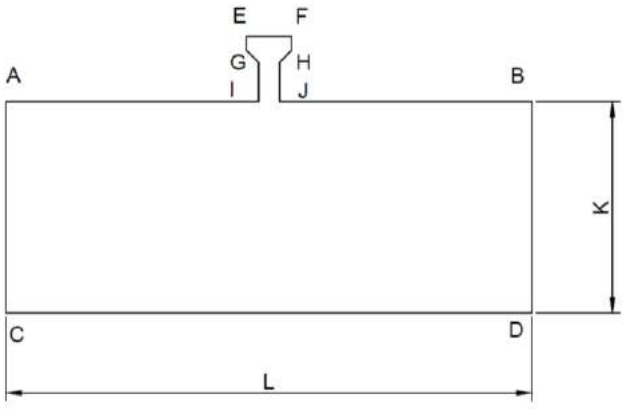


Figura 1: Condiciones de Frontera.

Los parámetros usados para la simulación están dados en la tabla 1.

Tabla 1: Propiedades físicas. La tensión superficial del fluido es $\lambda = 0.021$ $[N/m]$.

Fluidos	$\boldsymbol{\varepsilon}$	$\boldsymbol{\sigma}$ $[\boldsymbol{Si/m}]$	$\boldsymbol{\rho}$ $[\boldsymbol{Kg/m^3}]$	$\boldsymbol{\mu}$ $[\boldsymbol{Pa \cdot s}]$
Metanol	2.97 x10^{10}	8.50 x10^{-5}	795	7.42 x10^{-7}
Aire	1.05 x10^{12}	1.05 x10^{-12}	1	1.48 x10^{-5}

3. Resultados

En la figura 2 se muestra la simulación realizada en el software OpenFOAM. Es notable que el diámetro del chorro dependerá de la tasa de flujo, y coincide cuando el caudal es pequeño, esto debido a que una alta tasa de flujo induce una gran velocidad la cual incrementa la inestabilidad.

La ecuación (16) sugerida por Tang [22] permite comparar los valores del diámetro obtenidos matemáticamente a con los datos mostrados en la simulación. La figura 3 muestra una comparación de la simulación numérica y matemática.

$$d = 10.59\, x\, Q^{0.62} \tag{16}$$

El chorro formado en la tobera incrementa o disminuye su diámetro, según se modifique el campo eléctrico al que está sometido, hasta lograr que la tensión superficial del chorro se estabilice. (Ver figura 3)

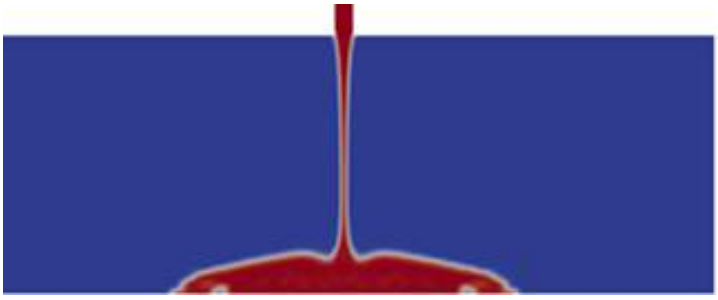


Figura 2: Resultado de la simulación.

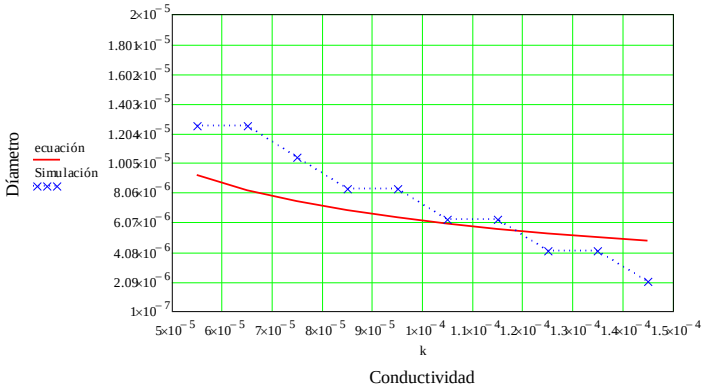


Figura 3: Comparación en el diámetro calculado matemáticamente vs diámetro simulación.

En la figura 4 se puede observar el campo de presiones que se genera en la simulación.

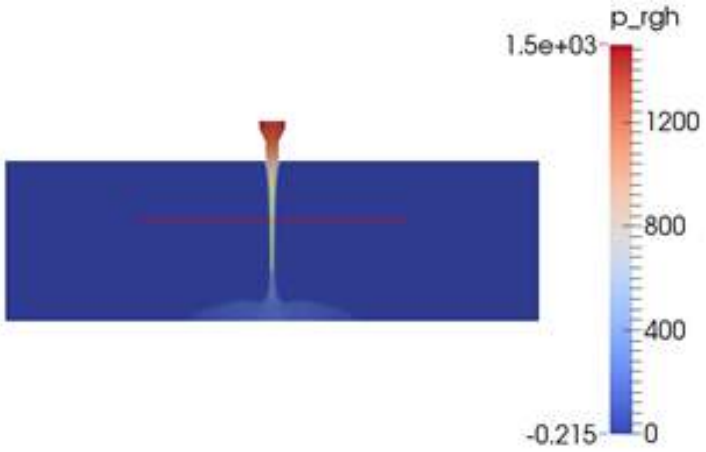


Figura 4: Campo de presión.

4. Conclusiones

El diámetro del chorro depende del campo eléctrico aplicado, este puede aumentar o disminuir el diámetro del chorro o generar la formación de gotas.

El diámetro del chorro depende tanto del campo eléctrico como de las propiedades reológicas del fluido no newtoniano. Para un fluido viscoelástico se pudo observar que es muy difícil formar un cono de Taylor estable. También la viscosidad es un factor crítico para realizar la simulación, la simulación no converge para fluidos con alta viscosidad. Lo cual corresponde a lo visto en la experimentación.

En las simulaciones se pudo observar que una parte del chorro es estable para luego volverse caótico y por esta razón es necesario realizar una simulación en tres dimensiones.

Las propiedades eléctricas de la solución se tomaron en referencia al elemento con mayor presencia en la solución, lo que nos genera un error mínimo con los datos experimentales.

Se pudo comprobar que el software OpenFOAM es una herramienta poderosa para la simulación de fluidos no newtonianos.

5. Referencias

[1] Huang, Z. M., Zhang, Y. Z., Kotaki, M., & Ramakrishna, S. (2003). A review on polymer nanofibers by electrospinning and their applications in nanocomposites. Composites science and technology, 63(15), 2223-2253.

[2] Dersch, R., Steinhart, M., Boudriot, U., Greiner, A., & Wendorff, J. H. (2005). Nanoprocessing of polymers: applications in medicine, sensors, catalysis, photonics. Polymers for Advanced Technologies, 16(2-3), 276-282.

[3] Jayaraman, K., Kotaki, M., Zhang, Y., Mo, X., & Ramakrishna, S. (2004). Recent advances in polymer nanofibers. Journal of Nanoscience and Nanotechnology, 4(1-2), 52-65.

[4] Lutolf, M. P., & Hubbell, J. A. (2005). Synthetic biomaterials as instructive extracellular microenvironments for morphogenesis in tissue engineering.Nature biotechnology, 23(1), 47-55.

[5] Morozov, V., Morozova, T., & Kallenbach, N. (1998). Atomic force microscopy of structures produced by electrospraying polymer solutions. International Journal of Mass Spectrometry, 178(3), 143-159.

[6] Franco, E., Delvasto, S., Zuluaga, F., & Marti, F. (2009). Caracterización del haz proyectado en el proceso de electrohilado de PVA. Suplemento de la Revista Latinoamericana de Metalurgia y Materiales, S1, 3, 1097-1103.

[7] Fong, H., & Reneker, D. H. (2001). Electrospinning and the formation of nanofibers (Vol. 6). chapter.

[8] Formhals A. US patent 1,975,504, 1934.

[9] Gerlach, D., Tomar, G., Biswas, G., & Durst, F. (2006). Comparison of volume-of-fluid methods for surface tension-dominant two-phase flows. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(3), 740-754.

[10] Tomar, G., Gerlach, D., Biswas, G., Alleborn, N., Sharma, A., Durst, F., Welch, S., and Delgado, A. (2007). Two-phase electrohydrodynamic simulations using a volumeof-fluid approach. Journal of Computational Physics, (227):1267–1285.

[11] Van Poppel, B. P. (2010). Numerical methods for simulating multiphase electrohydrodynamic flows with application to liquid fuel injection.

[12] R. Hartman, D. Brunner, D. Camelot, J. Marijnissen and B. Scarlett, Journal of Aerosol Science, 2000, 31, 65–95.

[13] Rayleigh, L. (1882). XX. On the equilibrium of liquid conducting masses charged with electricity. The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 14(87), 184-186.

[14] J. Hua, L. L. and Wang, C. (2008). Numerical simualtion of deforemation/motion of a drop suspended in viscous liquids under of steady electric fields. Physics of Fluids, 20:1–16.

[15] Melcher, J. R. (1981). Continuum electromechanics (Vol. 2). Cambridge: MIT press.

[16] Saville, D. A. (1997). Electrohydrodynamics: The Taylor-Melcher leaky dielectric model. Annual review of fluid mechanics, 29(1), 27-64.

[17] Levich, V. G., & Technica, S. (1962). Physicochemical hydrodynamics (Vol. 689). Englewood Cliffs, NJ: Prentice-hall.

[18] Chen, C. H. (2011). Electrohydrodynamic stability (pp. 177-220). Springer Vienna.

[19] Melcher, J. R. (1981). Continuum electromechanics (Vol. 2). Cambridge: MIT press.

[20] Melcher, J. R. (1974). Electric fields and moving media. Education, IEEE Transactions on, 17(2), 100-110.

[21] Klostermann, J., Schaake, K., & Schwarze, R. (2013). Numerical simulation of a single rising bubble by VOF with surface compression. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 71(8), 960-982.

[22] K. Tang, PhD thesis, Yale University, 1994.

Fisión de gotas de metano sometidas a un campo eléctrico

B. Castillo Añazco[1], V. Aguirre Flores[2], C. Narváez Muñoz[3], L. Carrión Matamoros[4]

[1]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. bacastillo@espe.edu.ec*

[2]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. vaaguirre1@espe.edu.ec*

[3]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. cpnarvaez1@espe.edu.ec*

[4]*Dpto. de Ciencias de la Energía y Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas. lmcarrion1@espe.edu.ec*

Estudios realizados demuestran que un fluido newtoniano sufre distorsiones al estar sometido a un campo eléctrico. Este comportamiento es corroborado con resultados similares al de electrospray. En esta investigación se busca validar los resultados experimentales propuestos por Grimm, mediante una simulación numérica la cual consiste en aplicar un alto potencial eléctrico en una pequeña gota de un fluido. En el estudio se realizará la simulación numérica utilizando el método de volumen of fluid en una gota de metano rodeada por un fluido newtoniano en este caso aire y bajo la acción de un campo eléctrico para ionizar al fluido. Con la ayuda del programa OpenFoam se determinará la forma de la gota. En la simulación la gota se encuentra suspendida en un fluido viscoso bajo la influencia de un campo eléctrico externo, y posicionada en la mitad de dos electrodos colocados en la parte superior e inferior del dominio computacional. El fluido fue modelado como incomprensible y con una conductividad constante.

1. Introducción

Recientes investigaciones en la formación de biomoléculas han generado nuevos métodos analíticos para su estudio, desarrollos en la Electrohidrodinámica (EHD) o elesctrospray como el hecho por Yan [1], que investiga la formación de gotas al estar un fluido sometido a un campo eléctrico. Los primeros datos experimentales de un líquido sometido a un campo eléctrico fueron publicados por Zeleny [2], en la que muestra un cono pulverizado, sin embargo, no pudo explicar este fenómeno teóricamente. Este fenómeno es llamado el cono de Taylor por el cual un líquido se somete a un alto potencial eléctrico con el fin de producir un filamento. Después de algunos estudios relazados, Taylor fue capaz de formular una explicación teórica y en años posteriores, un modelo físico fue propuesto por Melcher y Taylor [3] y confirmado con su correspondiente solución analítica.

En recientes estudios Grimm [4] presenta en su investigación un método para generar iones en un fluido en fase gaseosa, este estudio dice que en un campo eléctrico lo suficientemente alto permite generar gotas alargadas paralelas al campo formándose el cono de Taylor.

El uso de un campo eléctrico está siendo muy aplicado en la industria, ya que se la usa para formar filamentos o en la encapsulación de polímeros. Existen algunos estudios realizados de forma experimental y analíticamente; la mecánica computacional es una herramienta poderosa para realizar trabajos de experimentación de este fenómeno y poder analizarlo más extensamente. Sin embargo, los estudios numéricos desarrollados son escasos debido a la complejidad que representan. El objetivo de esta investigación es desarrollar una simulación numérico capaz de resolver problemas EHD en OpenFOAM. Uno de los métodos numéricos usado para resolver este problema es el de Boundary Element Method (BEM), el cual solo es aplicable para la solución de problemas de flujo de Stokes. Gerlach [5] hizo una comparación entre diferentes algoritmos que usan el método de Volume of Fluid para dos fases. Tomar [6] en su investigación propuso otros algoritmos para simular fluidos multifásicos EHD, otro método para resolver este tipo de problemas es de ghost-fluid (GFM). Van Poppel [7] uso GFM para manejar las condiciones de borde en la interface del EHD para resolver la ecuación de potencial eléctrico y de presión. Todas estas aproximaciones tienen en común el uso de las ecuaciones de Navier-Stokes. De acuerdo con Hartman [8], tres diferentes procesos describen este fenómeno de transporte. Primero la formación del cono es resultado del balance entre la tensión normal eléctrica y la tensión superficial, como consecuencia del campo eléctrico la superficie se carga y se acelera hacia el vértice del cono de Taylor. Posteriormente debido a esta aceleración un chorro con una alta densidad de carga se forma en el vértice del cono. Por último, el chorro se rompe formando gotas, este fenómeno de transporte a menudo es llamado electrospray.

Para poder caracterizar este comportamiento de una mejor manera, Reyleigh [9] formuló la ecuación 1 en la que se describe como la carga crítica en un fluido de forma esférica pierde su estabilidad, subsecuentemente este

fenómeno es llamado Rayleigh limit. El fluido que se usará en la simulación es el metano, el cual es newtoniano, esto debido a que posee una baja tensión superficial (0.021 N m^{-1}) [4]. Esto fue decidido en base a la ecuación 1, la cual nos dice que a menor tensión superficial el campo eléctrico requerido para alcanzar el límite de Taylor es menor.

$$= 8\pi(\varepsilon_0\gamma)^{1/2}R^{3/2} \tag{1}$$

Donde q es el límite de carga de Rayleih, γ es la tensión superficial del líquido, ε_0 es la permitividad del espacio libre y R el radio de la gota.

El presente estudio se ocupa de los problemas EHD multifásicos usando del método de Volume of Fluid para la interfaz. El modelo matemático construido es una extensión del algoritmo interFoam, que es parte del programa OpenFoam. El objetivo de esta investigación es poder desarrollar y validar la simulación matemática para obtener el comportamiento de una gota de metano, así como poder observar su campo de velocidad y eléctrico. Este estudio va a estar enfocado en la fisión de gotas la cual es una analogía de la formación del cono de Taylor. Esto permitirá entender de una mejor manera el fenómeno físico presente y sentar las bases para que esta investigación sirva para el desarrollo de modelos más complejos en la simulación del electrospray.

2. Metodología

2.1. Ecuaciones de gobierno para el fluido

En este estudio la simulación del flujo es establecido como un fluido continuo y con la ecuación de continuidad. Para poder incluir el campo eléctrico la ecuación de momento es modifica incluyendo la divergencia del tensor de Maxwell. Asumiendo al fluido como incomprensible, newtoniano y laminar, la velocidad puede ser expresada de la siguiente manera:

$$\nabla \cdot U = 0 \tag{2}$$

En la ecuación de continuidad se debe incluir términos adicionales para la tensión en la interface (ver ecuación 3) y para el campo eléctrico (ver ecuación 4), la cual será explicada más adelante.

$$F_{st} = \gamma\kappa\delta_s \tag{3}$$

La fuerza de la tensión superficial (ver ecuación 3) esta expresada en γ que es el coeficiente de tensión superficial, κ la curvatura de la interface y δ_s la función Dirac-delta.

El tensor de esfuerzo fiscos $\mathbb{T}_v$ es dada por:

$$\mathbb{T}_v = \mu(\nabla U + \nabla U^T) \tag{4}$$

Donde μ es la viscosidad del fluido.

Finalmente, la ecuación del momento puede ser reescrita de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho U}{\partial t} + \nabla \cdot \rho UU = -\nabla p + \nabla \cdot \mathbb{T}_v + F_{st} + F_e \tag{5}$$

Donde U es el vector velocidad, ρ la densidad y p la presión.

2.2. Ecuaciones de gobierno para el campo eléctrico

Las ecuaciones de Maxwell fueron utilizadas para analizar el campo eléctrico, con las siguientes consideraciones: los efectos magnéticos fueron ignorados y las corrientes dinámicas son pequeñas. [10] Esto sugiere que el campo eléctrico es irrotacional.

$$\nabla \times E = 0 \tag{6}$$

Aplicando la ley de Gauss para un medio eléctrico, dicha expresión (ecuación 6) puede ser reducida a:

$$\nabla \cdot (\varepsilon E) = \rho_e \tag{7}$$

Donde ε es la constante dieléctrica y ρ_e es la densidad de carga libre. A continuación, la densidad de carga libre se relaciona con la corriente (**i**) por la ecuación de conservación de carga.

$$\frac{\partial \rho_e}{\partial t} + \nabla \cdot \mathbf{i} = 0 \tag{8}$$

Usando las aproximaciones de Mecher [11], Saville [12] y Levich [13] se puede escribir la ecuación de conservación de carga en el régimen Óhmico.

$$\frac{\partial \rho_e}{\partial t} + \nabla \cdot \rho_e \mathrm{U} = -\nabla \cdot \sigma E \tag{9}$$

Si la distribución de carga y el campo eléctrico son determinados, se puede calcular la tensión eléctrica.

2.3. Tensor de Maxwell

El tensor de esfuerzo de Maxwell es esencial en la formulación de problemas EHD. Acorde a Chen [14] existen dos formar para determinar la densidad de fuerza eléctrica F_e, las cuales son Kelvin y Korteweg-Helmholtz. La densidad de fuerza de Kelvin (ecuación 10) es usada para apreciar la electromecánica microscópica. Esta densidad de fuerza es la suma de la fuerza de Coulomb, ejercida en la carga libre y la fuerza ejercida sobre la polarización de los dipolos. [15]

$$F_K^e = \rho_e E + P \cdot \nabla E = \rho_e E + (\varepsilon - \varepsilon_o) E \cdot \nabla E \tag{10}$$

Donde P es la fuerza de polarización, para un líquido dieléctrico $P = (\varepsilon - \varepsilon_o)E$. La densidad de fuerza de Korteweg-Helmholtz (ecuación 11) es deducida del principio de conservación de energía, el cual es esencial para la conexión entre las micro y nano fibras. Esta densidad de fuerza es usada para predecir las consecuencias del acoplamiento electromecánico. [16]

$$F_{K-H}^e = \rho_e E - \frac{1}{2} E^2 \nabla \varepsilon + \nabla \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{\delta \varepsilon}{\delta \rho} \right)_T E^2 \right] \tag{11}$$

Sin embargo, Melcher [15] sugiere que para un medio dieléctrico incompresible y eléctricamente linear, la aproximación de Korteweg-Helmoholtz es la más adecuada. (ver ecuación 11)

El primer término representa la fuerza de Coulomb, esta fuerza es la que impulsa el flujo electrodinámico.

$$F_{e1} = \rho_e E \tag{12}$$

La fuerza de Coulomb actúa lo largo del campo eléctrico y es perpendicular a la superficie.

El segundo término de la ecuación representa la fuerza del gradiente de permitividad, el cual es constante y perpendicular a la superficie.

$$F_{e2} = -\frac{1}{2} E^2 \nabla \varepsilon \tag{13}$$

El tercer término representa la fuerza de electrostricción. Este efecto es absorbido por la presión hidrostática y puede ser omitido.

$$F_{e3} = \nabla \left[\frac{1}{2} \rho \left(\frac{\delta \varepsilon}{\delta \rho} \right)_T E^2 \right] \tag{14}$$

En nuestro caso la ecuación 11 puede ser reducida a:

$$F_e = \rho_e E - \frac{1}{2} E^2 \nabla \varepsilon \tag{15}$$

2.4. Simulación Computacional

Esta investigación consiste de dos fluidos inmiscibles, donde la fase interna representa la gota; es asumida como esférica y es localizada en la mitad de los dos electrodos y la fase externa el aire que la rodea.

En este caso la relación de densidad se establece en uno debido a que la fuerza de flotación es ineficaz. Además, debido al tamaño de la gota el efecto de la fuerza de la gravedad se puede despreciar. Las condiciones de borde son las siguientes:

- Pared A-B: No-slip, $\mu = 0$ y potencial eléctrico $\theta = \theta_0$.
- Pared C-D: No-slip, $\mu = 0$ y potencial eléctrico $\theta = 0$.
- Pared B-D: Condiciones atmosféricas.
- Pared A-C: Condiciones axisimétricas.

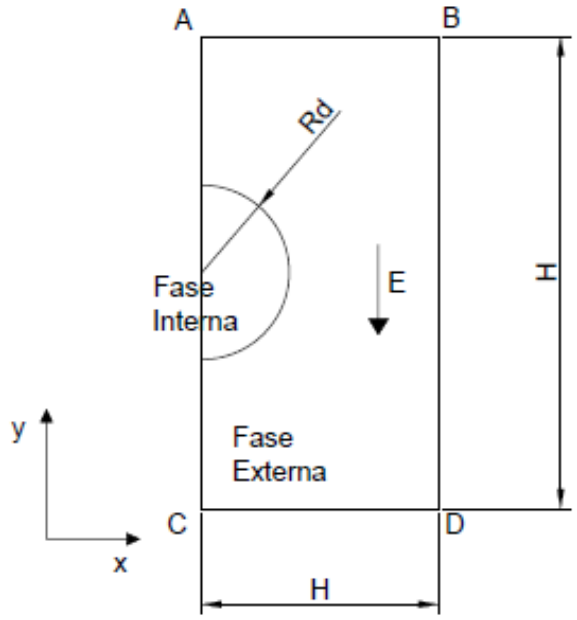


Figura 1: Condiciones de Frontera.

El dominio computacional se encuentra representado en la figura 1. El dominio de la malla es el siguiente; tiene una longitud de 1 mm en el eje X con 400 divisiones, en el eje y mide 1 mm y 240 divisiones. (ver figura 2 y 3) El radio de la gota usada es de 1 x 10^{-4} mm.

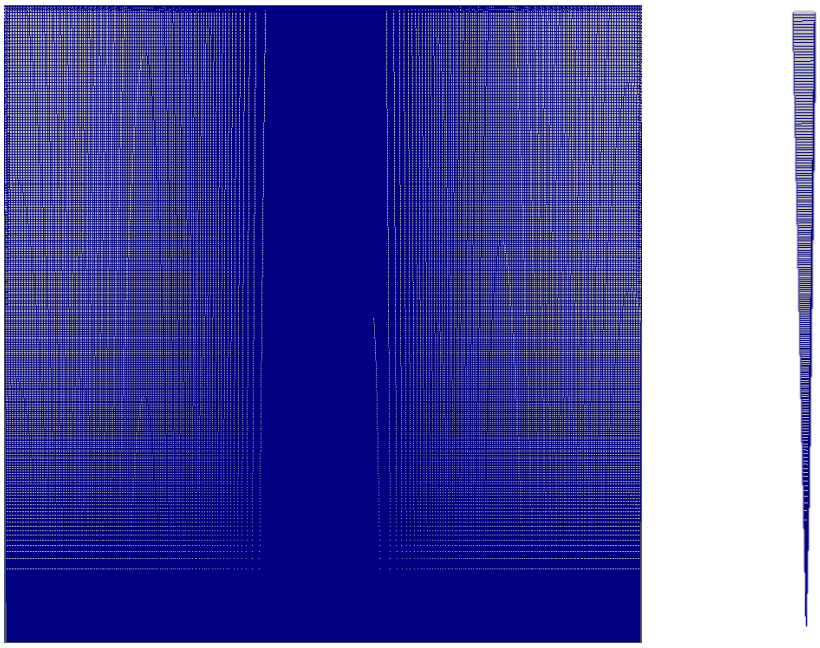


Figura 2: Malla de la simulación, vista frontal y lateral.

Se usó una malla axisimétrica para reducir el error de convergencia en la simulación y reducir el problema 3D a 2D y disminuir el costo computacional.

Los parámetros usados para la simulación están dados en la tabla 1.

Tabla 1: Propiedades físicas. La tensión superficial del fluido es $\lambda = 0.021\ (N/m)$.

Fluidos	**ε**	**σ (Si/m)**	**ρ (Kg/m^3)**	**μ (Pa · s)**
Metanol	33.6	8.50 x 10^{-5}	795	7.42 x10^{-7}
Aire	1	1.05 x 10^{-12}	1	1.48 x10^{-5}

3. Resultados

Para la simulación se hicieron algunas suposiciones; no se considerará la evaporación, la gota esta estática, la forma de la gota es esférica, el fluido que la rodea es aire a presión y temperatura ambiente y el sistema es isotrópico. Para la simulación consideramos una gota expuesta a un campo eléctrico, con estos supuestos realizamos esta investigación.

Los estudios realizados por Fernández de la Mora y Loscertales [17] demuestran una relación entre la deformación de la gota y el campo eléctrico, la ecuación 18 permite realizar una aproximación del diámetro que se va a formar cuando la gota se deforme:

$$Q = \frac{\gamma \varepsilon}{\rho K} \tag{16}$$

$$d = \left(\frac{\varepsilon Q}{K}\right)^{1/3} \tag{17}$$

Donde Q es la tasa de flujo, ε la permitividad, K la conductividad. El diámetro obtenido con dicha ecuación para una conductividad de $K = 8.5\ x\ 10^{-5}$ es un diámetro de $6.86\ x\ 10^{-6}\ mm$.

El diámetro medido en la simulación para la misma conductividad es $8.33\ x\ 10^{-6}\ mm$ los cuales son valores muy cercanos. El diámetro de deformación de la gota depende en gran medida de la conductividad, en la figura 3 se puede observar una comparación entre los resultados de los diámetros obtenidos de la simulación matemática y de la ecuación de obtenida por Fernández de la Mora y Loscertales a diferentes conductividades.

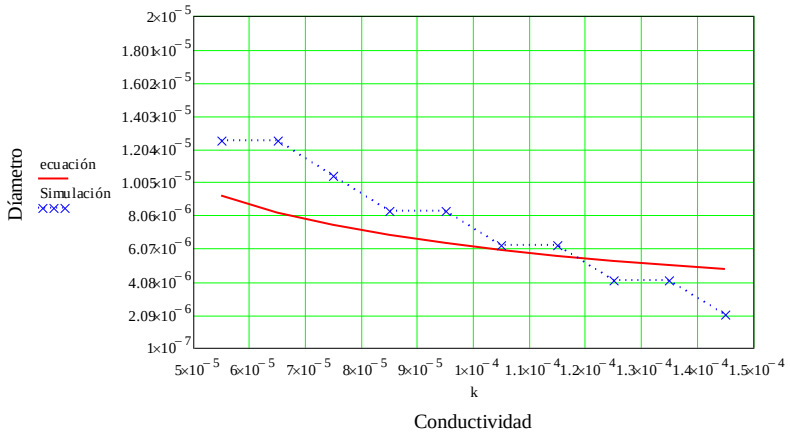


Figura 3: Comparación en el diámetro calculado matemáticamente vs diámetro simulación.

Como consecuencia de la superficie cargada en el cono de Taylor, el fluido es acelerado produciendo un estiramiento de la gota de mucho menor diámetro como se puede ver en la figura 4.

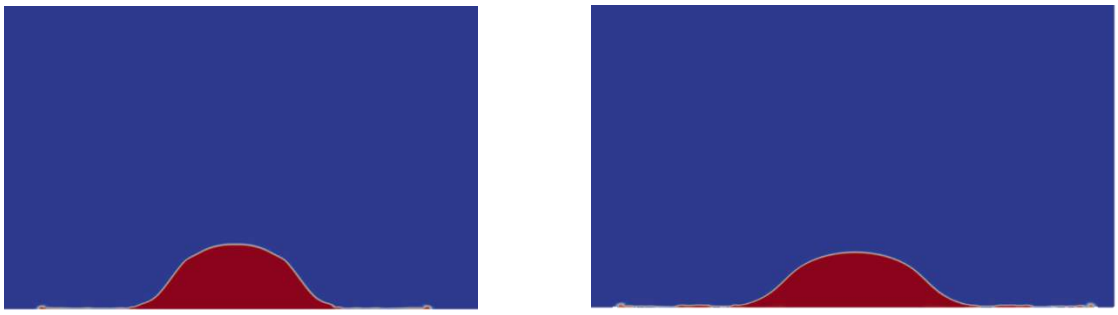
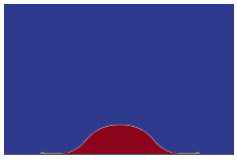
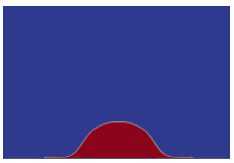
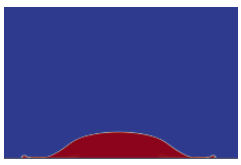


Figura 4: Resultado de la aplicación del campo eléctrico en la gota de metano, en la imagen de la izquierda se puede observar la gota en los primeros segundos en los que se ah aplicado en el campo, en la imagen de la derecha se observa la gota al final del tiempo de simulación.

En la tabla 2 se puede observar la simulación de la gota de metano a diferentes voltajes, con valores bajos la gota casi no sufre deformación, conforme el voltaje va en aumente la gota empieza a deformarse hasta finalmente romperse.

Tabla 2: Resultados de la aplicación del campo eléctrico a la gota de metano a diferentes voltajes y tiempos.

2000 (V)	3000 (V)	4000 (V)	5000 (V)	6000 (V)
				
0	0	0	0	0
				
50	50	20	5	5
				
100	60	25	10	10
				
150	70	30	15	15
				
200	80	35	20	20
				
250	90	40	25	25

4. Conclusiones

Los diámetros obtenidos matemáticamente y en la simulación son valores cercanos, esto nos permite validar la simulación y obtener valores acordes a la realidad del experimento. El tamaño de la deformación del diámetro de la gota depende de la permitividad del fluido, Entre más alta sea la conductividad del fluido el diámetro final de la gota va a ser menor. Mientras que la longitud en la que esta se empieza a estirar depende del voltaje. Si el voltaje no es el suficiente la gota no sufrirá ninguna deformación ni de su longitud o diámetro.

Se observó que para altos valores de conductividad se obtiene una mayor deformación de la gota, asi como una deformación en menor tiempo. Se puede concluir que la conductividad puede controlar la dirección de la deformación, así como el tamaño y el tiempo de rotura.

En la simulación se puede observar claramente el comportamiento de la gota de metano y como esta se distorsiona, a mayor voltaje el tiempo requerido para su deformación disminuye.

Para voltajes menores a 2000 (V), la gota no sufre una deformación significativa, esto debido a que no se supera el límite de Reylight.

Para la validación de los resultados se compara el diámetro de deformación de la gota obtenido de la simulación con los valores obtenidos matemáticamente de la literatura. Los valores fueron muy cercanos entre si lo cual indica que la simulación presente resultados acordes a la realidad.

5. Referencias

[1] F. Yan, B. Farouk, F. Ko. Nonlinear dynamics and breakup of free surface flows. Numerical modeling of an electrostatically driven liquid meniscus in the cone-jet mode, 69(3), (1992), 865–929.

[2] J. Zeleny. Instability of electrified liquid surfaces. Physical review, 10.1, (1917), 1.

[3] J. Melcher, G. Taylor. Electrohydrodynamics: a review of the role of interfacial shear stresses. Annual Review of Fluid Mechanics, 1(1), (1969), 111-146.

[4] R. Grimm, J. Beauchamp. Field-induced droplet ionization mass spectrometry. The Journal of Physical Chemistry B, 107(51), (2003), 14161-14163.

[5] D. Gerlach, G. Tomar, G. Biswas, F. Durst. Comparison of volume-of-fluid methods for surface tension-dominant two-phase flows. International Journal of Heat and Mass Transfer, 49(3), (2006), 740-754.

[6] G. Tomar, D. Gerlach, G. Biswas, N. Alleborn, A. Sharma, F. Durst, S. Welch, A. Delgado. Two-phase electrohydrodynamic simulations using a volumeof-fluid approach. Journal of Computational Physics, 227, (2007), 1267–1285.

[7] B. Van Poppel, P. Bret. Numerical methods for simulating multiphase electrohydrodynamic flows with application to liquid fuel injection, Tesis Doctoral, University of Colorado at Boulder, Colorado, (2010).

[8] R. Hartman, D. Brunner, D. Camelot, J. Marijnissen, B. Scarlett, Jet break-up in electrohydrodynamic atomization in the cone-jet mode, Journal of Aerosol Science, 31, (2000), 65–95.

[9] L. Rayleigh. On the equilibrium of liquid conducting masses charged with electricity. The London, Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 14(87), (1882), 184-186.

[10] J. Hua, C. Wang. Numerical simualtion of deforemation/motion of a drop suspended in viscous liquids under of steady electric fields. Physics of Fluids, 20, (2008), 1–16.

[11] J. Melcher. Continuum electromechanics, Cambridge, MA: MIT Press, (1981). ISBN: 9780262131650.

[12] D. Saville. Electrohydrodynamics: The Taylor-Melcher leaky dielectric model. Annual review of fluid mechanics, 29(1), (1997), 27-64.

[13] V. Levich, S. Technica. Physicochemical hydrodynamics, Englewood Cliffs, NJ: Prentice-hall, (1962).

[14] C. Chen. Electrohydrodynamic stability, Springer Vienna, (2011). ISBN: 9783709109007.

[15] J. Melcher. Continuum electromechanics, Cambridge: MIT press, (1981). ISBN: 0-262-13165-X.

[16] J. Melcher. Electric fields and moving media. Education, IEEE Transactions on, 17(2), (1974), 100-110.

[17] J. de la Mora, I. Loscertales. The current transmitted through an electrified conical meniscus. J. Fluid Mech, 260, (1994), 155-184.

Simulación numérica de una burbuja ascendente en un medio compuesto por lixiviado

V. Aguirre Flores[1], B. Castillo Añazco[2], C. Narváez Muñoz[3], K. Nivelo Cepeda[4], A. Gaona Roman[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. vaaguirre1@espe.edu.ec*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. bacastillo@espe.edu.ec*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. cpnarvaez1@espe.edu.ec*

[4]*Gerencia de operaciones Villacapria Compañía Limitada kathyniveloc1@gmail.com*

[5]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. adgaona1@espe.edu.ec*

Los lixiviados son líquidos producto de la percolación de un fluido a través de un sólido. Estos líquidos aparecen en los rellenos sanitarios y para tratarlos es una práctica usual oxigenarlos. A pesar de ser un tratamiento común, no hay estudios que describan con precisión el comportamiento del fluido bajo la influencia de burbujas de aire. Por esta razón se desarrolló un algoritmo numérico para simular una burbuja ascendente en un medio conformado por lixiviado. Este nuevo algoritmo emplea el método Volume of Fluid para analizar la burbuja mientras ésta asciende y sufre una deformación. La ecuación de continuidad, así como la ecuación de Navier-Stokes son empleadas como ecuaciones de gobierno. Para obtener las propiedades de transporte del fluido, se realizaron pruebas de barrido de amplitud y de flujo estacionario en un reómetro. Basados en los datos obtenidos y usando una regresión numérica fueron obtenidos los coeficientes requeridos para el modelo de Giesekus y Ley de Potencial. Con estos coeficientes y con el algoritmo matemático desarrollado, es posible simular el comportamiento del fluido. Los resultados fueron obtenidos de la simulación realizada en OpenFoam.

1. Introducción

Debido al constante crecimiento de las ciudades, el tratamiento de los residuos que estas generan ha pasado a ser un tema prioritario para las autoridades políticas. Distintas administraciones públicas han planteado normalizar el tratamiento de residuos urbanos a través de los Centros de Tratamiento de Desechos. Sin embargo, como consecuencia del surgimiento de este tipo de infraestructura surgió un nuevo problema, la generación de lixiviados.

El lixiviado es principalmente producido en los vertederos de basura al iniciar el proceso de descomposición de la materia orgánica y al percolar el agua lluvia a través de esta. Su composición depende de los tipos de residuos y de la cantidad de agua agregada, en los vertedores de basura. El manejo de esta sustancia genera altos costos y es difícil contenerla para su procesamiento, ya que es un contaminante peligroso debido a su alto contenido de materia en suspensión y disuelta, además de que su filtración puede producir la contaminación de aguas subterráneas [1].

Las características físico-químicas de un lixiviado dependen de factores como la naturaleza y la cantidad de los residuos almacenados, la antigüedad y forma de explotación del vertedero y la climatología del lugar o la época del año considerada [2] por citar los más importantes.

Una forma de procesar los lixiviados es a través del proceso de aeración. Este proceso usa oxidantes para reducir los niveles de Demanda química de oxígeno/Demanda biológica de oxígeno (DQO/DBO) degradando los compuestos presentes en el agua, oxidándolos y llevándolos a la obtención de CO_2 y H_2O. Otra consecuencia de este proceso es la generación constante de burbujas de aire que se desprenden del líquido.

Diversos autores como Millán [3] han realizado investigaciones acerca del comportamiento dinámico de los lixiviados; sin embargo, sus investigaciones han sido realizadas principalmente en base a la experimentación. El proceso de experimentación a pesar de tener buenos resultados, no pueden mostrar detalles importantes del fluido, como la velocidad de ascenso de las burbujas de aire y la estructura del flujo, detalles que si pueden ser obtenidos a través de la simulación numérica.

Este trabajo tiene como objetivo contribuir al entendimiento del comportamiento del lixiviado cuando sufren el proceso de aeración a través de la simulación numérica usando el software OpenFOAM.

Para desarrollar el algoritmo matemático se emplea el software OpenFOAM. Las ecuaciones de gobierno se basan en el principio de continuidad además de la ecuación de Navier-Stokes. Los modelos matemáticos empleados son los modelos de Giesekus y el modelo de la Ley de Potencias.

2. Metodología

2.1. Descripción del Sistema

Con el fin de simplificar la investigación, el lixiviado con las burbujas de aire se consideró como un fluido multifásico donde el lixiviado es un fluido no newtoniano mientras que la burbuja de aire es modelada como un fluido newtoniano. Para delimitar el problema la mezcla es considerada como isotérmica, inmiscible, con densidad constante y bajo condiciones de flujo estacionario. El dominio computacional es representado en la figura 1.

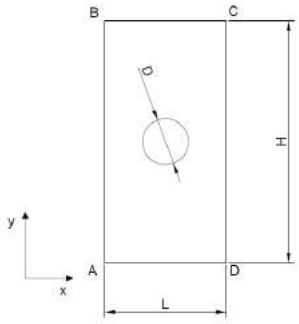


Figura 1: Diagrama esquemático de la simulación numérica.

En el reómetro Discovery HR-2 de la empresa TA Instrument se realizaron las pruebas de barrido de amplitud y flujo estacionario a una temperatura ambiente de 20 °C. Las pruebas fueron realizadas con una geometría de cilindro concéntrico.

2.2. Método de Volume of Fluid

En este estudio, el método de Volume of Fluid (VOF) fue usado para una superficie de seguimiento. El método VOF es parte de los métodos de Euler que caracterizan una malla la cual puede ser estacionaria o móvil. El método VOF tiene diferentes ventajas como la de mantener las interfaces mediante el enfoque de compresión superficial, conservación de masa sin ninguna etapa de reinicialización y la restricción de la fracción de volumen [4].

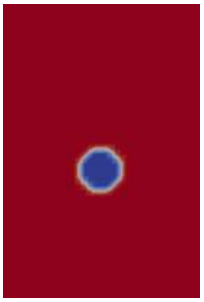


Figura 2: Azul corresponde a Υ 0 y rojo corresponde a Υ 1.

2.3. Ecuaciones de gobierno

Las ecuaciones que describen el fenómeno son la ecuación de continuidad (ver ecuación 1) y la de Navier-Stokes (ver ecuación 2).

$$\nabla \cdot (\boldsymbol{u}) \quad 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \boldsymbol{u}\, \boldsymbol{u}) \quad -\nabla \mathrm{p} + \nabla \tau \tag{2}$$

Donde $\boldsymbol{u}$ es el vector velocidad, p la presión, ρ la densidad del fluido y τ el tensor de esfuerzos. Con la ecuación 2 y la ecuación 3 es posible describir la relación del esfuerzo y la deformación.

El tensor de esfuerzos puede ser expresado en términos del solvente newtoniano τ_s y el polímero elástico τ_p:

$$\tau \quad \tau_s + \tau_p \tag{3}$$

$$\tau_s \quad 2\eta_s \boldsymbol{D} \tag{4}$$

$$\boldsymbol{D} \quad \frac{1}{2}(\nabla \mathrm{u} + [\nabla \mathrm{u}]^T) \tag{5}$$

Donde η_s es la viscosidad del solvente y $\boldsymbol{D}$ es el tensor de velocidad de deformación.

τ_p es el tensor asimétrico obtenido de la suma de la contribución individual de los modos de relajamiento:

$$\tau_p \quad \sum_{K=1}^{n} \tau_{p_K} \tag{6}$$

2.4. Ecuaciones constitutivas

2.4.1. Modelo de la Ley de Potencia

La Ley de Potencia es un modelo lineal que describe el comportamiento del fluido con dos ecuaciones [5]:

$$\tau \quad k\left(\frac{\delta u}{\delta y}\right)^n \tag{7}$$

$$\mu \quad k\left(\frac{\delta u}{\delta y}\right)^{n-1} \tag{8}$$

Este modelo requiere de dos constantes: k que es el coeficiente de consistencia y n que es el coeficiente de comportamiento del fluido.

Gracias a los datos obtenidos por el reómetro y a las ecuaciones 8 y 9 fue posible calcular los coeficientes n y k. Con estos coeficientes y las ecuaciones anteriores fue posible calcular la viscosidad y la velocidad de cizallamiento. Se graficó estos resultados y se los comparó con los obtenidos en el ensayo reológico.

2.4.2. Modelo de Giesekus

Este modelo usa tres constantes: λ_1, λ_2 y α, que corresponde al tiempo de relajación, tiempo de retardación y factor de movilidad respectivamente. La ecuación de Giesekus se puede escribir como:

$$\tau \quad \tau_s + \tau_p \tag{9}$$

$$\tau_s \quad -\eta_s \dot{\Upsilon} \tag{10}$$

$$\tau_p + \lambda_1 \tau_{p_{(1)}} - \alpha \frac{\lambda_1}{n_p}(\tau_p \cdot \tau_p) \quad -n_p \dot{\Upsilon} \tag{11}$$

Primero, la viscosidad cero fue determinada del ensayo de flujo estacionario a 20°C. Con este valor y las ecuaciones del módulo de almacenamiento y módulo de perdida expresadas en las ecuaciones 13 y 14 respectivamente se calculó el tiempo de relajación (λ_1) y, debido a que su valor es muy pequeño, se despreció el tiempo de retardamiento (λ_2). Las gráficas se hicieron asumiendo una equivalencia entre la frecuencia y la velocidad de cizallamiento [6].

$$G'' \quad n_0 w \frac{1+\lambda_1\lambda_2 w^2}{1+\lambda_1^2 w^2} \tag{12}$$

$$G' \quad n_0 w^2 \frac{(\lambda_1-\lambda_2)}{1+\lambda_1^2 w^2} \tag{13}$$

2.5. Condiciones de Frontera

Las condiciones de borde son las siguientes para la velocidad:

- Pared A-B: Condición “Fixed Value” con un valor uniforme de (0 0 0).
- Pared C-D: Condición “Fixed Value” con un valor uniforme de (0 0 0).
- Pared B-D: Condición slip.
- Pared A-C: Condición slip.
- El valor fijado para la velocidad es cero.

Para la presión y para el tensor de esfuerzos se usó la condición “Zero Gradient”.

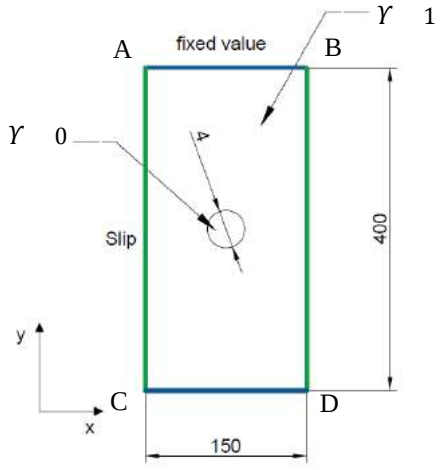


Figura 3: Diagrama esquemático de la simulación numérica.

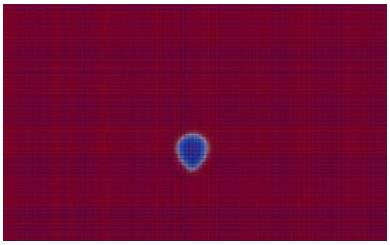


Figura 4: Malla computacional.

La malla posee 150 divisiones en el eje X y 400 divisiones en el eje Y.

2.6. Modelo numérico

Para el modelo numérico, el solver desarrollado por Favero [7] fue usado. El modelo de Giesekus es reacomodado como sigue:

$$\frac{1}{\lambda_k}\tau_{pk} + \tau_{p_k} - \frac{\alpha_k}{n_{pk}} * (\tau_{p_K} \cdot \tau_{p_K}) \quad -\frac{n_p}{\lambda_k}\dot{\Upsilon} \tag{14}$$

Debido a que el valor de λ_2 es muy pequeño y con el fin de simplificar la simulación este puede ser despreciado. Por lo cual, al ingresar la ecuación 15 en el software OpenFOAM esta es representada como:

```
solve
(
    fvm::ddt(tauP) + fvm::div(phi, tauP)
    ==
    etaP / lambda * twoSymm( L ) +  twoSymm( C )
    - (alpha / etaP) * (tauP & tauP) -  fvm::Sp(1/lambda, tauP)
);
```

Figura 5: Ecuación de Giesekus en OpenFOAM.

3. RESULTADOS

3.1. Experimento reológico

La figura 6 y 7 muestran las gráficas obtenidas por el reómetro a través de los ensayos de barrido de amplitud y de flujo estacionario.

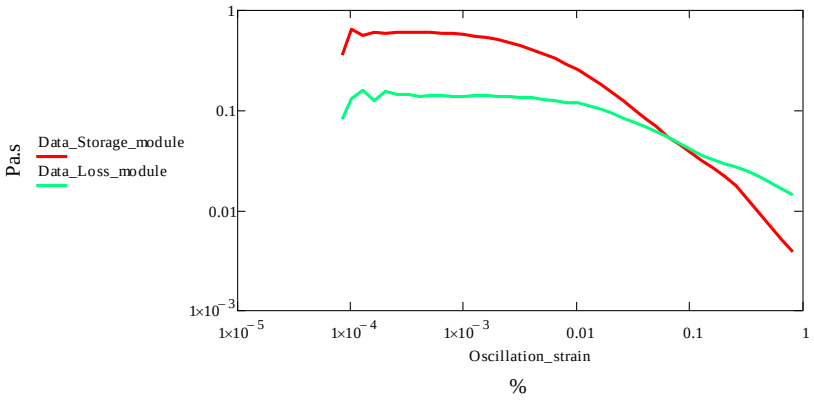


Figura 6: Ensayo de barrido de amplitud.

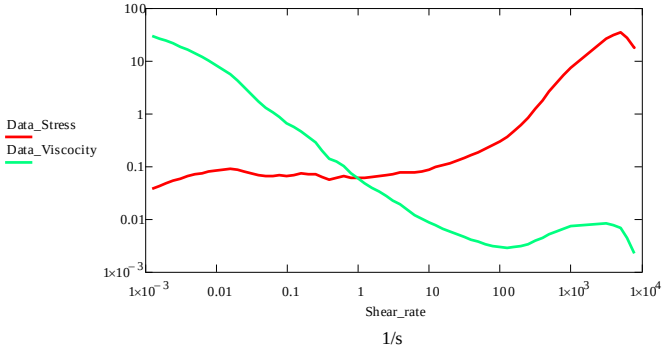


Figura 7: Ensayo de flujo estacionario.

En las gráficas se evidencia que el comportamiento del lixiviado puede ser considerado como el de un fluido no newtoniano dilatante. Los fluidos dilatantes se caracterizan porque su viscosidad aparente se incrementa con la velocidad de deformación, conforme aumenta la velocidad de deformación aplicada, más difícil es el movimiento de la fase continua por los huecos, dando lugar a un mayor esfuerzo cortante [8]. La ecuación matemática que describe un comportamiento dilatante es la ley de potencia con un valor de n inferior que debe ser menor a la unidad.

$$\tau \quad K \cdot D^n = K|D^{n-1}| \cdot D \qquad (n < 1) \tag{15}$$

El modelo de Giesekus usa la viscosidad cero del fluido (n_o), la viscosidad del polímero y la viscosidad del solvente (n_p y n_s respectivamente)

Los parámetros necesarios para el modelo de Ley de Potencias y Giesekus son detallados en la tabla 1 y 2.

Tabla 1: Parámetros del modelo Ley de Potencias.

	n	**k**
LIXIVIADO	0,19	0,058

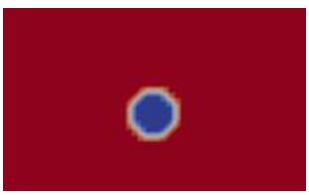
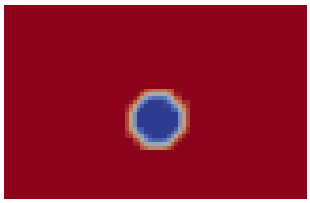
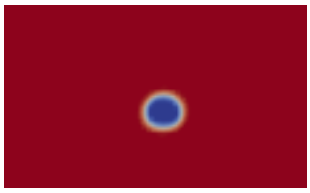
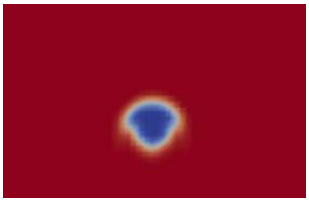
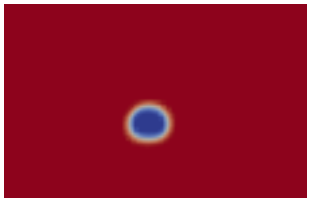
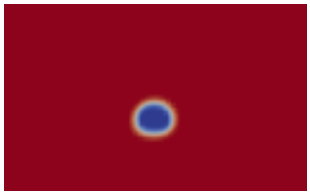
Tabla 2: Parámetros para el modelo de Giesekus.

	n_o (Pa.s)	**n_l (m^2/s)**	**n_p (Pa.s)**	**n_s (Pa.s)**	**λ (1/s)**
LIXIVIADO	29	0.0058	50,62	0,22	50,62

3.2. Resultados de la simulación

La forma de la burbuja dadas por OpenFOAM son mostradas en la tabla 3.

Tabla 3: Resultados de la simulación.

Tiempo	Simulación GIESEKUS	Simulación Ley de Potencias
0		
0.2		
0.4		
0.6		

Para validar los resultados se debe caracterizar a las burbujas formadas. Para ello son necesarios los números de Bond, Reynolds y Morton. Gracias a estos números se puede agrupar a las burbujas dentro de 3 regímenes: Esférico, elipsoidal y casquetes esféricos [9] como se muestra en la figura 6.

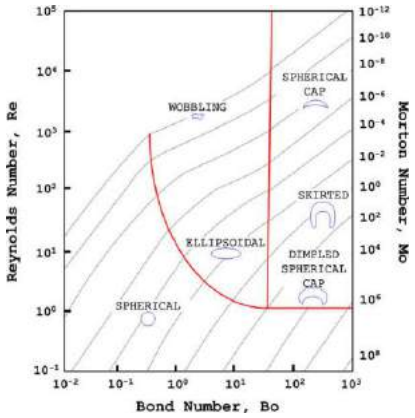


Figura 8: Clasificación de las deformaciones de las burbujas en base a sus números característicos.

Los números de Bond, Morton y Reynolds se encuentran definidos por las ecuaciones 16, 17 y 18 como se muestra:

$$Bo \quad \frac{g\Delta\rho d_0^2}{\sigma} \tag{16}$$

$$Mo \quad \frac{g\Delta\rho n_l^2}{\sigma^3\rho_l^2} \tag{17}$$

$$Re \quad \frac{\rho_l U_t d_0}{n_l} \tag{18}$$

Los números de Bond, Morton y Reynolds son números adimensionales que sirven para caracterizar burbujas. El primero es producto del cociente entre fuerzas de cuerpo y la tensión superficial, el segundo describe las propiedades del fluido alrededor de la burbuja usada en la viscosidad, la tensión, la gravedad y la diferencia de densidades. Mientras que el último número caracteriza el movimiento del fluido, y es usado para comparar los datos obtenidos por la simulación y por la experimentación.

Los parámetros empleados por las ecuaciones 16, 17, y 18 son los siguientes: d_0 es el diámetro de la burbuja, ρ_l es la densidad del líquido, n_l es la viscosidad del líquido, $\Delta\rho = \rho_l - \rho_g$ es la diferencia de densidades, g es la aceleración de la gravedad, U_t es la velocidad terminal de la burbuja y σ es la tensión superficial.

Los datos experimentales fueron presentados en términos de los números de Bond (Bo), Morton (Mo), y Reynolds (Re). La evaluación es presentada en la tabla 4.

En nuestro ejemplo las burbujas pertenecen a la región elipsoidal. El régimen elipsoidal es un régimen donde impera el efecto de la tensión superficial. Esta región usualmente tiene burbujas en el rango de 1.3 a 6 mm, el número de Bond va en el rango de 0.25 a 40. La velocidad de la burbuja es calculada mediante la correlación de Mendelson [10] basada en la teoría de ondas:

$$U_t \quad \sqrt{\frac{2.14\sigma}{\rho_l d_0} + 0.505 g d_0} \tag{19}$$

Tabla 4: Números característicos del lixiviado.

Diámetro de la burbuja (m)	Bond	Mo	U Giesekus (m/s)	U Ley de Potencia (m/s)	U teórico (m/s)	Re Giesekus	Re ley de Potencia	Re teorico
0,008	8,62	3,29	0,269	0,15	0,243	3,59	2,00	3,24

En la tabla 4 se muestran los números adimensionales de la burbuja, gracias a ello es posible comparar los diferentes modelos. Para validar el modelo se usaron tres parámetros: la forma de la burbuja, la velocidad y el número de Reynolds.

A través del número de Reynolds y de la velocidad se puede afirmar que las simulaciones numéricas guardan relación con la realidad. El modelo empleado es válido para investigar el movimiento de burbujas dentro del lixiviado.

4. CONCLUSIÓN

Por medio de los ensayos de flujo estacionario y barrido de amplitud realizadas en el reómetro, se pudo caracterizar al lixiviado llegando a la conclusión de que este se comporta como un fluido no newtoniano dilatante, esto quiere decir que su viscosidad aparente incrementa con el gradiente del esfuerzo cortante.

Los coeficientes requeridos para los modelos de Giesekus y Ley de Potencias se obtuvieron al hacer una regresión de las ecuaciones de continuidad, de Navier Stokes y de las ecuaciones de módulo de almacenamiento y de pérdida. Para obtener estos coeficientes es necesario realizar los ensayos reológicos a bajas velocidades y con una alta sensibilidad para poder obtener el parámetro de viscosidad cero.

La simulación matemática mostró resultados acordes a la literatura, para su validación se usó los números adimensionales de Bond, Morton y Reynolds, con dichos números se procedió a comparar los resultados obtenidos mediante la simulación numérica en OpenFOAM.

El modelo de Giesekus al ser un modelo complejo requiere de un alto costo computacional lo cual dificulta la simulación, y ocasiona inconvenientes en la convergencia de la simulación. Mientras que el modelo de Ley de Potencias al ser más simple no representa dificultad al momento de realizar la simulación.

Los resultados comparados entre ambos modelos no presentan mayor diferencia siendo ambos válidos para la simulación de lixiviados.

En la simulación se pudo observar como el campo de velocidades generado en el lixiviado afecta a la forma de la burbuja, produciendo su deformación. También se observó que conforme la burbuja asciende su velocidad va aumentando llegando al límite establecido por la correlación de Mendelson para el régimen de burbujas elipsoidales.

Los mejores resultados de la simulación se obtuvieron con diámetros pequeños de la burbuja, esto debido a que se reduce la distorsión que genera los campos de velocidad y presión cuando interactúan con las paredes.

5. Referencias

[1] Romero Batallán. Aprovechamiento integral de lixiviados, Tesis Doctoral, (Universidad de Salamanca), (Salamanca), (2010).

[2] Batallán, C. R. (2010). Aprovechamiento integral de lixiviados (Doctoral dissertation).

[3] Millán, G., Agosto, F., Vazquez, M., Botto, L., Lombardi, L., & Juan, L. Estudio de la dinámica de las bases en la solución del suelo con el uso de clinoptilolita-Ca como corrector de la acidez en un suelo bonaerense.

[4] Klostermann, J., Schaake, K., & Schwarze, R. (2013). Numerical simulation of a single rising bubble by VOF with surface compression. International Journal for Numerical Methods in Fluids, 71(8), 960-982.

[5] Rao, M. A. (2014). Flow and functional models for rheological properties of fluid foods. In Rheology of Fluid, Semisolid, and Solid Foods (pp. 27-61). Springer US.

[6] Aniunoh, K. K. (2007). An experimental and numerical study of the film casting process (Doctoral dissertation, CLEMSON UNIVERSITY).

[7] Favero, J. L., Cardozo, N. S., Secchi, A. R., & Jasak, H. (2010). Simulation of Free Surface Viscoelastic Fluid Flow Using the viscoelasticInterFoam Solver. Computer Aided Chemical Engineering, 28, 31-36.

[8] Barnes, H. A., Hutton, J. F., & Walters, K. (1989). An introduction to rheology (Vol. 3). Elsevier.

[9] Clift R, Grace JR, Weber M. Bubbles, drops, and particles. New York: Academic Press; 1978.

[10] Mendelson HD. The prediction of bubble terminal velocities from wave theory. AIChE J 1967;13:250–2.

Aporte al estudio cinemático del flujo de agua en pilas de puentes

C. Acevedo Peñaloza[1], G. Guerrero Gómez[2], M. Peñaranda Carrillo[3]

[1]Dpto. de Diseño Mecánico, Materiales y Procesos. Universidad Francisco de Paula Santander. carloshumbertoap@ufps.edu.co

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica.. Universidad Francisco de Paula Santander-Ocaña. gguerrerog@ufps.edu.co

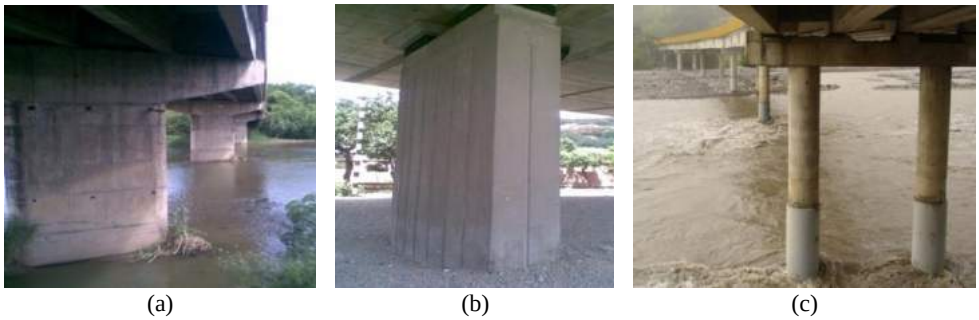
[3]Dpto. de Diseño Mecánico, Materiales y Procesos. Universidad Francisco de Paula Santander. meimerpeñarandc@ufps.edu.co

Cuando se construyen las pilas de un puente se produce perturbaciones en el funcionamiento hidráulico del cauce del río, principalmente en el entorno donde se encuentran las pilas. Estudios que incluyen simulación numérica han demostrado que allí se dan velocidades locales mayores que las de la corriente media, acompañadas de un sistema de vórtices. Este fenómeno está estrechamente relacionado con la geometría de las pilas. Este trabajo se orienta a conocer el comportamiento del flujo de agua al pasar a través de las perturbaciones provocadas por las pilas. Se desarrollaron simulaciones numéricas tridimensionales que representan el comportamiento del flujo en la pila; para esto se utilizó el software Ansys Fluent, con tipo de elemento FLUID142. Con esto se obtiene un análisis hidráulico del flujo alrededor de las diferentes geometrías de pilas estudiadas (rectangular, circular y punta de diamante) y se compara el impacto que crean las diferentes secciones geométricas de pilas en el cauce. Se muestra una opción de geometría nueva que proporciona un perfil hidrodinámico que perturba en menor grado el flujo a través de la pila. Esta geometría reduce la profundidad de socavación local.

1. Introducción

Las pilas son apoyos intermedios que soportan las estructuras de los puentes, en términos generales no tienen empuje de tierra pero cuando son de gran altura influye sobre ellos el viento y el agua. Pueden ser de varios tipos según la sección transversal con la que han sido construidas. Se muestra con la figura 1(a) una pila punta de diamante, con la figura 1(b) una pila rectangular y con la figura 1(c), pilas circulares. Estas formas geométricas fueron estudiadas y simuladas en el presente artículo.

Cuando se coloca una pila de puente en la corriente de un río se produce un cambio en las condiciones hidráulicas de esta y por lo tanto, en su capacidad para producir arrastre sólido [1]. Además, en [2] se sustenta que si la capacidad de arrastre supera localmente el aporte del gasto sólido del río, ocurrirá en la pila una socavación local.



(a) (b) (c)

Figura 1: Pila punta de diamante (a) pila rectangular (b) pila circular (c).

2. Socavación local en pilas

El fenómeno de socavación o erosión local en pilas es uno de los problemas con los cuales hay que tomar contacto durante el diseño de obras en lechos de ríos según el libro Hidráulica de canales abiertos [3]. La

profundidad de la erosión localizada está estrechamente vinculada a las particularidades hidráulicas del flujo, es decir a la distribución de los caudales específicos. Además de los procesos naturales de modificación permanente de los lechos de ríos (transporte y arrastre de sedimentos).

La erosión causada por el flujo alrededor de obstáculos, como pilas de puente, se llama erosión local. Físicamente el fenómeno consiste en que alrededor de la pila se dan velocidades localmente mayores que las promedio de la corriente, acompañadas generalmente de un sistema de vórtices frontales, laterales y de estela detrás de la pila [4].

En [5] se muestran como aguas arriba de la pila, en la base y los alrededores se presentan vórtices de eje horizontal y frontal (horseshoe vortex) y aguas abajo de la pila se presentan vórtices de eje vertical, estela (wake vortex) vistos usualmente como remolinos aguas debajo de la pila.

Por las características de las líneas de corriente, los vórtices de eje horizontal son los responsables de la mayor parte de la socavación producida. La geometría de una pila influye significativamente en la profundidad de socavación puesto que esta refleja la intensidad de los vórtices de eje horizontal en la base de la pila. La Figura 4 representa gráficamente este proceso [6].

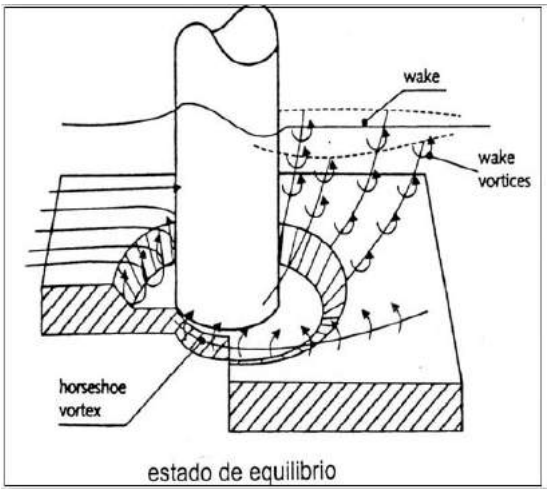


Figura 2: Intensidad y localización de los vórtices.

En lo correspondiente al flujo en canales abiertos, los libros de mecánica de fluidos se argumenta que los sistemas de vórtices son el principal responsable de la socavación en la base de los elementos estructurales inmersos en los cauces [7], [8]. Los granos (partículas de tierra) del lecho son aspirados por los vórtices y el fondo parece hervir por el movimiento de los granos. El foso que se forma rodea la pila, con la mayor profundidad y extensión situada en la cara frontal.

En los fenómenos de erosión, hay una dependencia mutua entre flujo y el foso de socavación, de manera que a largo plazo, si las condiciones hidráulicas son permanentes, se alcanza un equilibrio en la forma y tamaño de los fosos [9].

3. Condiciones iniciales

En los fenómenos Con el ánimo de trabajar con dimensiones reales de pilas en la simulación numérica, se ha utilizado las dimensiones de la pila rectangular del puente Francisco de Paula Andrade de la ciudad de Cúcuta, Norte de Santander, Colombia, las dimensiones en vista de planta son: Base = 0.80m. y Altura = 3.0m.

Las dimensiones extraídas se tomaron para la generación de cada una de las áreas de la base de la pila ya sea rectangular, circular o punta de diamante. Se aclara que para llevar a cabo la simulación numérica y posterior comparación del comportamiento del flujo en el entorno de las pilas; las pilas poseen dimensiones equivalentes, es decir y a manera de ejemplo, la base de la pila rectangular tiene igual valor que el diámetro de la pila circular y punta de diamante. Para la simulación numérica se consideró que el valor del tirante de agua (profundidad del flujo) siempre es constante para cada una de las pilas en estudio.

Otros datos de interés que sirven como parámetros iniciales de condiciones de frontera en la simulación numérica han sido consultados de informes técnicos y datos históricos del comportamiento del río Pamplonita, que fluye por el departamento Norte de Santander, Colombia. Estos datos se escogieron con el fin de realizar la

simulación numérica con datos reales. Los valores tenidos en cuenta son: 1)Pendiente longitudinal del río: 0.7%; 2)Nivel del agua alcanzado: 3.5m; 3)Velocidad de corriente media: 3.69 m/s;

Es de aclarar que la distribución de velocidad desarrollada para el cauce del río presentó rango de valores pico que fluctúan entre los 5 y 9 m/s, para la simulación numérica se ha utilizado como valor máximo 9 m/s. Por lo tanto, se resalta que todas las simulaciones se han realizado con un valor de coeficiente de arrastre de -1.3 y con velocidad de aproximación de corriente libre de 9m/s, para densidad del agua para temperatura estándar de 20°C, de 998.2Kg/m3.

4. Simulación numérica

Al resolver de manera numérica los problemas ingenieriles, se debe elegir un domino computacional para generar una malla, se le dan las condiciones de frontera y las propiedades físicas, químicas y/o geométricas a los dominios y posteriormente se solicita la solución [10], [11]. Las figuras 5,6 y 7 muestran la distribución de velocidad para pilas rectangular, circulares y pilas punta de diamante, respectivamente. La simulación se realizó con el software Ansys fluent, con tipo de elemento FLUID 142.

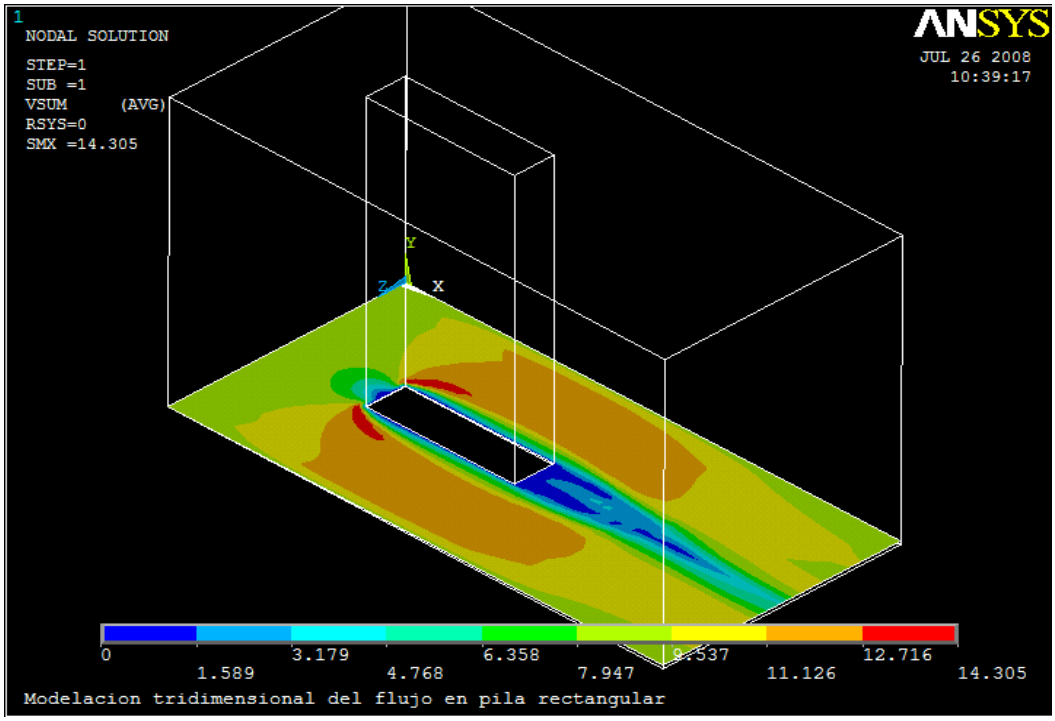


Figura 3: Distribución de velocidad en el lecho para pila rectuangular.

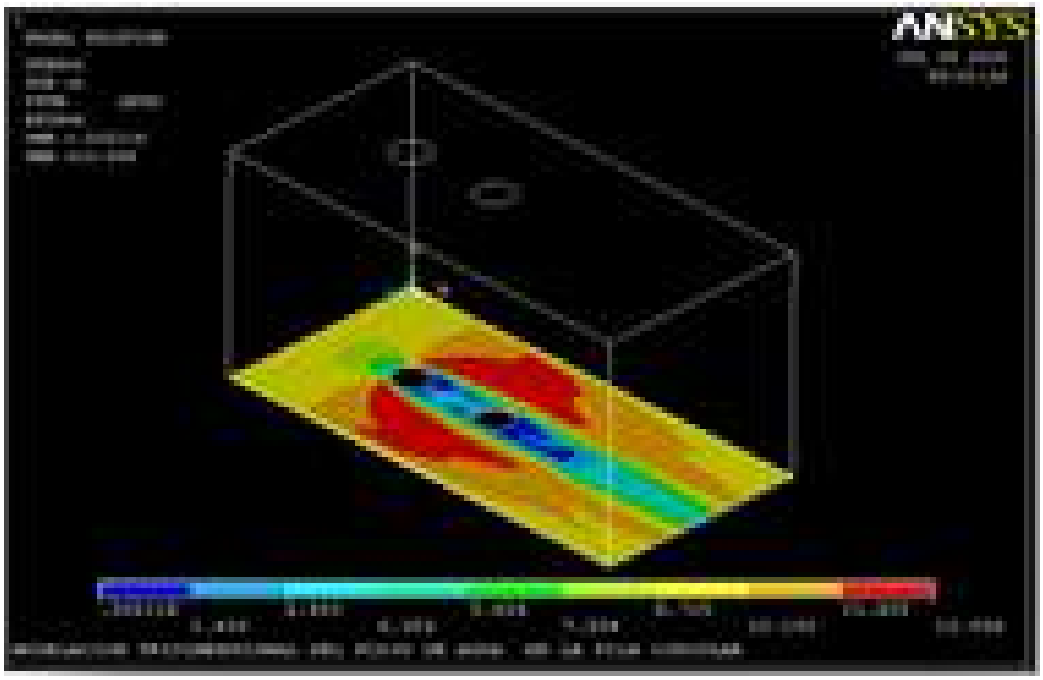


Figura 4: Distribución de velocidad en el lecho para pila circular.

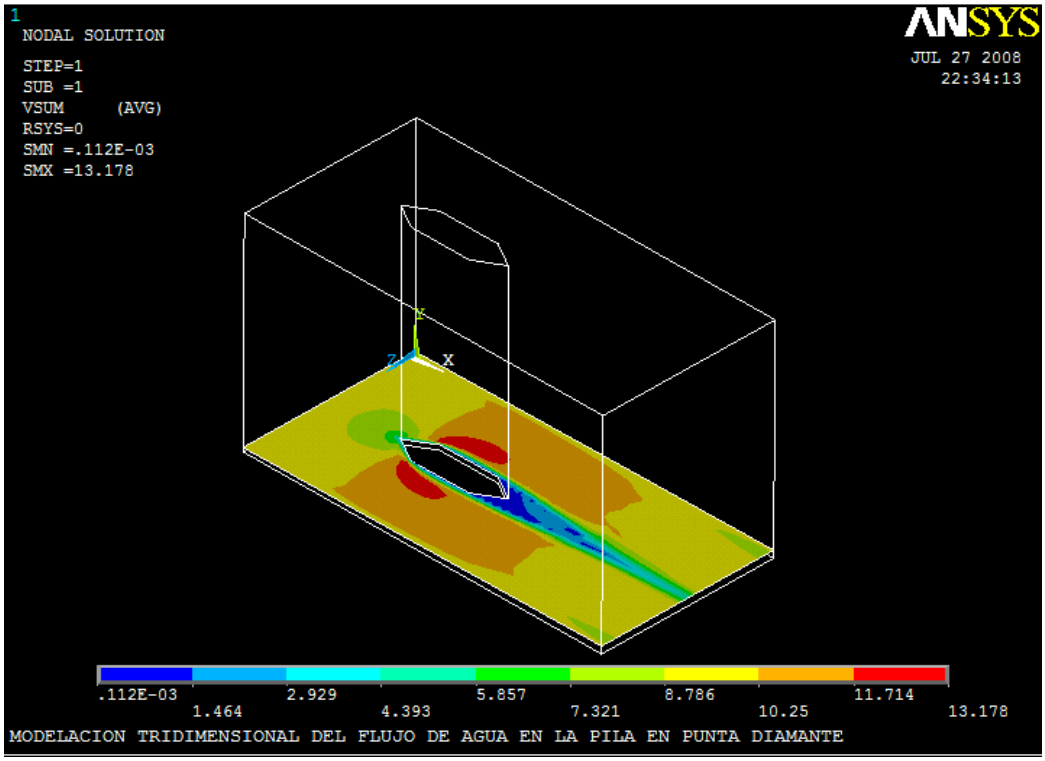


Figura 5: Distribución de velocidad en el lecho para pila punta diamante.

En las figuras 5,6 y 7 se observa la variación de las componentes de la velocidad, dentro del volumen aislado de fluido para cierto instante de tiempo.

De los datos obtenidos y graficando (para cada pila de puente) los gradientes de velocidad aguas arriba (Figura 8); la velocidad del flujo en el contorno de la pila rectangular y circular, se redujo en 96% y 86% respectivamente con respecto a la corriente media del flujo debido a la presencia de estancamiento del flujo, generando esto velocidades bajas con su consiguiente presiones dinámicas altas.

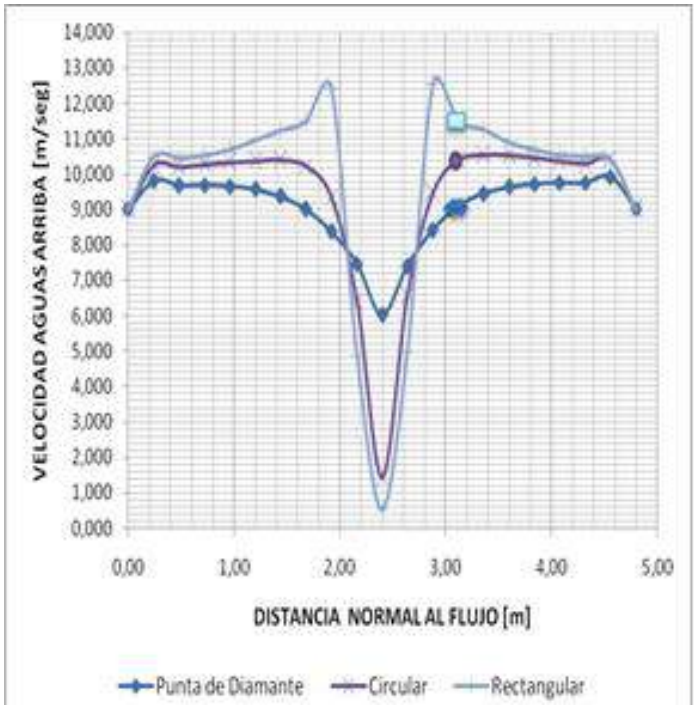


Figura 6: Gradiente de velocidad aguas arriba normal al flujo.

Se puede observar el máximo pico del flujo en la pila rectangular; con un valor de 12.4m/s, consecuencia de la separación en la trayectoria del flujo incapaz de seguir la forma geométrica de la pila. Aguas arriba la pila en punta de diamante, es la sección que altera en menor magnitud el flujo del agua manteniendo un rango de velocidades de 6 a 9m/s.

Obtenidos los datos de aguas abajo de la pila y observando los gradientes de velocidad de la figura 9, se resalta que existe una zona con componente de flujo cero o negativo donde se genera aguas muertas o de velocidades nula (parte inferior de la figura más resaltada para la pila rectangular). Las pilas conllevan a que se presenten cambios en el régimen de flujo, porque estas actúan como una sección de control [12]. (Régimen rápido a lento). (Véase las Figuras 5, 6, 7 para comparar la información de las Figuras 8 y 9).

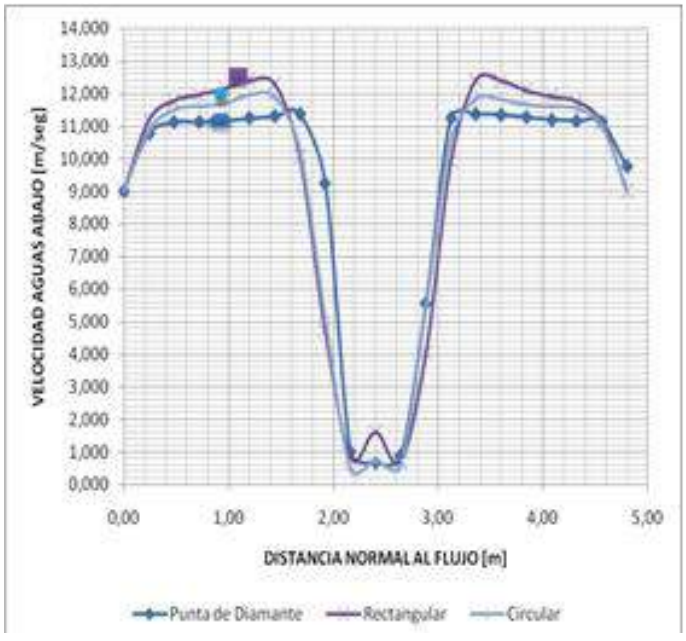


Figura 7: Gradiente de velocidad aguas abajo normal al flujo.

De las Figuras 5, 6, 7, 8 y 9 se concluye que las mayores velocidades del flujo de agua se presenta en las zonas más próximas a los lados laterales de las pilas (franja de color rojo), dichas velocidades son localmente mayores que la velocidad de la corriente media, siendo el máximo en la pila rectangular, a una distancia de 2m., el mínimo en la geometría circular a la distancia de 2.40m.

La pila en punta de diamante presenta la mayor velocidad a la distancia de 3m, favorable porque se reduce la vorticidad lateral, logrando además desplazar los vórtices en longitud aguas abajo de la pila (Figura 7), en las zonas alejadas el flujo no es alterado. La pila circular porticada disminuye la capacidad de transporte del equilibrio (volumen aislado de fluido) al obstaculizar el fluido en la primera pila, creando vórtices laterales y estelas en medio del sistema porticado, que socavan el lecho de río, al existir mayor área normal al flujo (Figura 6).

Todas las simulaciones se han realizado con un valor de coeficiente de arrastre de -1.3 con velocidad de aproximación de corriente libre de 9m/s, y con densidad de agua para temperatura estándar de 20°C, de 998.2Kg/m3.

5. Nueva geometría propuesta

Los estudios de diseños de pilas que afecten en menor magnitud las condiciones hidráulicas del cauce son recientes [13]. Las metodologías consisten en implementar elementos no estructurales a la pila para la disipación de energía a través de la disminución de los vórtices y las corrientes secundarias [14]. Las pilas ya simuladas y mostradas anteriormente en este documento, presentan un importante obstáculo al flujo que se reflejó en el campo de velocidades.

La nueva geometría propuesta siempre ha tenido en cuenta las condiciones que se presentan a continuación: 1) La forma de la pila deber ser currentilínea o hidrodinámica para alinear su forma con las líneas de corriente anticipadas al flujo. 2) El ángulo de incidencia con respecto a la corriente del cauce debe ser cero. 3) La geometría hidrodinámica de la pila debe iniciar a una profundidad de desplante de 1m. hasta el nivel máximo del agua esperado en la avenida del río. 4) Reducción de vorticidad y corrientes secundarias. 5) Traslado del punto de separación hacia aguas abajo de la pila, la mayor distancia posible; por consiguiente disminución de la región separada. 6) Velocidad aguas arriba de la pila no debe ser menor que el 65% del valor superficial de la corriente libre. 7) Reducción de socavación local teórica en 30%.

La forma de las cuatro geometrías estudiadas ha sido escogida de acuerdo al perfil ideal supersónico de Bi-convex Airfoil y se asemeja a una geometría con la forma del cuenco de socavación [15]. La Figura 10 muestra la comparación aguas arriba de las pilas. La geometría que menos variaciones presenta en la componente de velocidad respecto de la corriente libre, es la geometría propuesta P2 (rojo en la figura); esto es debido a que las fluctuaciones de velocidades aguas arriba de la pila se encuentra en un rango de 9 – 7.6 m/s, cumpliendo con la condición que indica que la velocidad aguas arriba de la pila, no debe ser menor que el 65% del valor superficial de velocidad en la corriente libre.

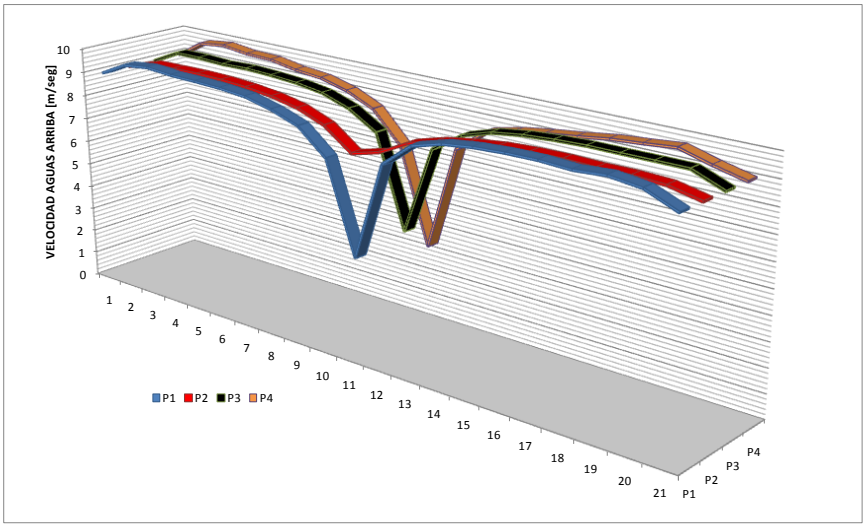


Figura 8: Variación de velocidad de las pilas propuestas – aguas arriba.

De los resultado graficados se concluye que la geometría que en menor grado afecta la dinámica del flujo es el P2, a continuación se da las medidas del espesor y longitud del perfil. El perfil tiene su máximo espesor en el centroide de la pila, que a su vez, es la distancia de 0.25 veces la base de cada lado paralelo al flujo. El punto inicial y final del perfil se ubican en la mitad de la pila, se encuentra a una distancia efectiva de 0.6 veces la altura de cada lado normal al flujo, la Figura 11 muestra el perfil para cualquier forma geométrica de pila.

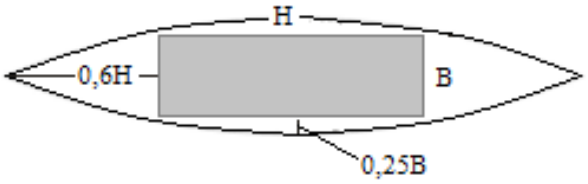


Figura 9: Esquema general P2, geometría propuesta.

La Figura 11 muestra el perfil currentilíneo y la finalidad de esta, es retrasar el punto de separación y por lo tanto disminuir el arrastre de presión, consecuentemente la región separada y el desprendimiento de partes de fluido circundante (Vórtices de estela) se minimizan reduciendo la turbulencia en el contorno de la pila. La Figura 12 muestra el campo de velocidades para el perfil P2.

La presencia de la forma hidrodinámica debilita la acción de los vórtices de herradura, consecuente al flujo que es capaz de seguir la trayectoria del cuerpo disminuyendo la divergencia de las líneas de corriente. Las corrientes secundarias generadas en el flujo separado (región azul), solo pueden actuar sobre el lecho mediante vórtices laterales ya bien distanciados de la cara posterior de la pila rectangular original.

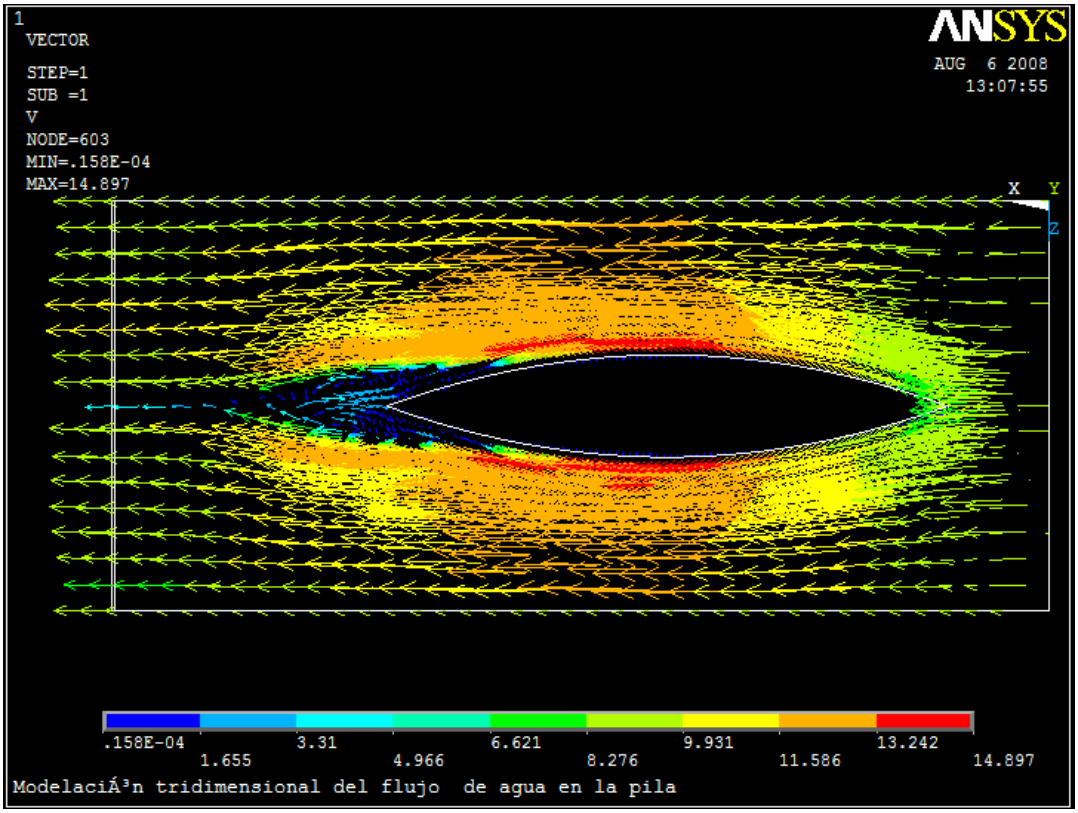


Figura 10: Velocidad y líneas de corriente de la geometría propuesta P2, flujo de derecha a izquierda.

6. Conclusiones

La geometría de pila con aristas que forman ángulos rectos (rectangular), obstaculiza en mayor grado el flujo de agua, por lo tanto se genera corrientes descendentes y presiones dinámicas altas en el lecho del río aguas arriba de la pila.

El uso de la simulación numérica en la etapa de diseño permite formular diferentes hipótesis de solución y facilita la toma de decisiones.

Se comparó entre si los resultados provenientes de la simulación en cada geometría (rectangular, circular y punta de diamante), concluyendo que la pila en punta de diamante es la sección que altero en menor grado el flujo del agua aguas arriba manteniendo un rango de velocidades entre 6 y 9 m/s, la pila circular registro la velocidad local menor en el entorno de la pila.

La presencia de la forma hidrodinámica debilita la acción de los vórtices de herradura, consecuente al flujo que es capaz de seguir la trayectoria del cuerpo disminuyendo la divergencia de las líneas de corriente. Las corrientes secundarias generadas en el flujo separado, solo pueden actuar sobre el lecho mediante vórtices laterales ya bien distanciados de la cara posterior de la pila.

La sección hidrodinámica P2 reduce la profundidad de la socavación local en comparación con las pilas previamente simuladas.

7. Referencias

[1] E. Bladé. Modelación del flujo en lámina libre sobre cauces naturales, Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña, Barcelona, (2005).

[2] A. Moncada, J. Aguirre, J. C. Bolívar y E. J. Flores. Experimental study about scour protection at circular piers, Revista Técnica Ingenierías Universidad del Zulia, 30, (2007), 157-169.

[3] V. T. Chow, Hidráulica de canales abiertos, McGraw–Hill. Interamericana, (2004). ISBN: 07-010776-9.

[4] J. Martínez, Socavación local en Pilas de Puente y Diseño de Estructuras de Protección, Proyecto de grado, Universidad de los Andes, Bogotá, (1998).

[5] M. Kafi, J. Alam, Modification of local scour equations, Journal of the Institution of Engineers, 76, (1995), 25-28.

[6] U.S. DEPARTMENT OF TRANSPORTATION, Evaluating scour at bridges, National Highway Institute, Washington, 2002.

[7] R. Mott. Mecánica de fluidos, Pearson Educación, (2006). ISBN: 970-26-0805-8.

[8] Y. Cengel, J. Cimbala. Mecánica de fluidos, McGraw–Hill. Interamericana, (2006). ISBN: 976-10-5612-4.

[9] M. E. Santiago. Hidráulica de ríos: socavación en ríos, puentes y carreteras, Proyecto de grado, Escuela Superior de Ingeniería y Arquitectura. México D.F., (2007).

[10] E. Zambrano. Análisis geomecánico de un pozo de hidrocarburos empleando elementos finitos, Proyecto de grado, Universidad Francisco de Paula Santander, Cúcuta, (2007).

[11] W. Rodríguez, M. Pallares. Modelación del flujo de aire alrededor de automóviles para la determinación de las fuerzas lift y drag por medio de elementos finitos, Revista Tecnura, 8, (2005), 43-54.

[12] M. Potter, D. Wiggert. Mecánica de fluidos. Cengage Learning, (2002). ISBN: 978-049566-7735.

[13] F. Plata. Revisión de ecuaciones que predicen la socavación local alrededor de pilas de puente, Proyecto de grado, Universidad de los Andes, Bogotá, (1997).

[14] C. Costa. Socavación Local en Pilas de Puente y Diseño de Estructuras Protectoras, Proyecto de grado, Universidad de los Andes, Bogotá, (1997)

[15] A. Roca. Socavación en pilas de puente, diseño de estructuras protectoras con el fin de disminuir la socavación local y el riesgo de colapso, Proyecto de grado, Universidad de los Andes, Bogotá, (1998).

Comparación entre técnicas de modelización para una barrera de ensayos de choque

D. Abellán López[1], M. Sánchez Lozano[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. dabellan@umh.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. msanchez@umh.*

En al actualidad el uso de las barreras deformables se ha convertido una de las principales herramientas para la evaluación de la seguridad pasiva de los vehículos. Estas barreras están diseñadas para representar el frontal de un vehículo tipo con el cual impacta el vehículo objeto de estudio. El elemento principal de estas barreras, encargado de la absorción de energía junto con el vehículo estudiado, es fabricado en honeycomb de aluminio. Paralelamente al desarrollo de estas barreras deformables se han desarrollado distintas técnicas para simular el comportamiento del honeycomb con el método de los elementos finitos (MEF). Actualmente existen dos grandes grupos de modelos: los basados en elementos shell y los basados en elementos solid. Fruto de la búsqueda de la técnica más eficiente computacionalmente sin sacrificar la bondad de los resultados se introducen en estos modelos MEF de barreras deformables distintas simplificaciones y suposiciones cuya influencia en los resultados debe valorarse. Este artículo estudia la influencia de distintos parámetros de los modelos de elementos finitos explícito como: velocidad de aplastamiento, tamaño de celda, tamaño de elemento, efecto de utilizar mass scaling, tipo de elemento utilizado. Se realiza una comparación de las distintas técnicas de modelización con datos de ensayos cuasiestáticos de honeycomb, así como una discusión de las ventajas e inconvenientes de cada método para su aplicación a la simulación de impactos con barreras deformables.

1. Introducción

Tras la entrada en vigor de la actual regulación en materia de seguridad en automóviles los ensayos de impacto a escala real se han convertido en el método más utilizado para la valoración de la protección de los ocupantes de vehículos [1,2]. Actualmente existen distintas barreas deformables estandarizadas que son utilizadas en ensayos de impacto, tanto lateral como frontal con distintos solapamientos, cuyas características han ido evolucionando con los años con el propósito de representar mejor la rigidez y capacidad absorción de energía del frontal de un vehículo tipo, y su agresividad para los otros vehículos en un choque real. En Europa se utilizan actualmente las barreras definidas en los reglamentos CEPE/ONU 94 (colisión frontal) y CEPE/ONU 95 (colisión lateral), aunque existe desarrollos posteriores como la AE-MDB cuyo empleo permitirá en un futuro representar mejor la rigidez de un vehículo tipo del parque europeo. En EEUU se utiliza la MDB desarrollada por el NHTSA y utilizada en los ensayos prescritos por las normativas FMVSS 214D y FMVSS301, además de otras barreras como la desarrollada por IIHS la cual tiene unas dimensiones, rigideces y masa que representan mejor el frontal de SUV y Pickup norteamericanos. Estas barreras deformables son útiles para reproducir la deformación, niveles de deceleración, energía absorbida, y así determinar los niveles de protección de los vehículos con los que impactan.

El elemento principal de estas barreras, el bloque encargado de la absorción de energía junto con el vehículo estudiado, es fabricado con honeycomb de aluminio. Es de suma importancia comprender el comportamiento de este tipo de material ante distintas configuraciones de carga tanto de compresión uniaxial como con cargas combinadas para poder desarrollar modelos numéricos que permitan simular de forma realista las colisiones de barreras con vehículos.

Por otro lado, dada la necesidad constante en la industria de reducir los costes y plazos de desarrollo de los vehículos, es necesario valorar los distintos métodos de simulación numérica y desarrollar modelos de barreras deformables computacionalmente eficientes. En este sentido se han desarrollado distintas técnicas para simular el comportamiento del honeycomb con el método de los elementos finitos. En la literatura se pueden encontrar desde sencillos modelos Lumped Mass-Spring (LMS), modelos basados en elementos Beam e incluso modelos basados en métodos sin malla. De entre todos los métodos que pueden encontrarse destacan los dos más utilizados: modelos basados en elementos shell y los modelos basado en elementos solid [3]. En este artículo se han estudiado para el caso shell la influencia en el resultado de varios parámetros del modelo con el objetivo de reducir el tiempo de cálculo sin sacrificar la bondad de los resultados.

1.1. Estructuras alveolares de aluminio

Las estructuras alveolares de aluminio, también conocidas como estructuras *honeycomb* debido a su parecido con los panales de abeja, son ampliamente utilizados como núcleo para paneles estructurales tipo sandwich debido a su alta rigidez y bajo peso y para la fabricación de elementos abosrbedores de energía. Aunque existen estructuras alveolares con distintas formas, las de celdas hexagonales son las más usuales. Estos materiales son capacez de absorber gran cantidad de energía de impacto transformándola en energía plástica de deformación gracias a su gran longitud aplastable. Esta capacidad de absorción de energía los hacen idóneos para la construcción del frontal de las barreras deformables utilizadas en los ensayos de impacto. Otra de las características de este material útil en la fabricación de barreras deformables es que poseen una resistencia al aplastamiento bastante constante durante un amplio rango de deformación. Además esta resistencia al aplastamiento es fácilmente controlable mediante la elección del material que forma las celdas, el tamaño de celda y el espesor de las caras.

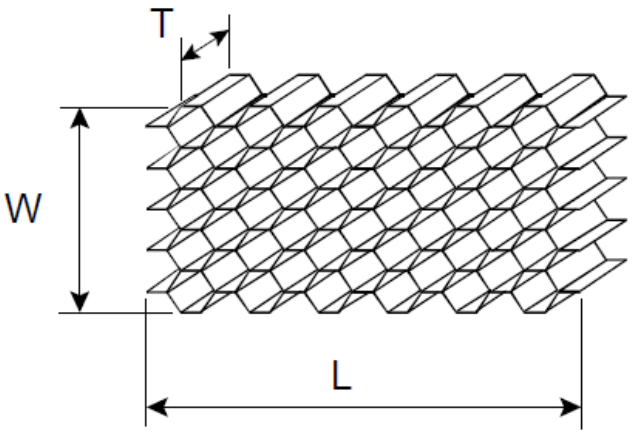


Figura 1: Captura ilustrativa del estilo de ajuste.

Un bloque de honeycomb como el que se muestra en la figura 1 presenta un comportamiento mecánico ortótropo. Las tres direcciones principales del material suelen conocerse como T, L, y W. T corresponde a la dirección en la que las propiedades mecánicas son más altas. Existen multitud de estudios experimentales de las propiedades de estructuras tipo honeycomb de aluminio en la dirección T [4]. La curva típica de tensión deformación obtenida al someter a un bloque de honeycomb de aluminio a una compresión cuasiestática en al dirección T tiene un aspecto como el mostrado en la figura 2. Inicialmente presenta una rigidez constante hasta alcanzar un valor máximo. A partir de entonces, debido a la carga de compresión se produce el pandeo local de las celdas que forman la estructura disminuyendo la resistencia de forma brusca. Tras el pandeo de la celda se producen unas “bisagras plásticas” en las celdas por las cuales se pliega el material. Este proceso de formación de bisagra plástica y plegado produce de forma cíclica provocando la zona de la curva de resistencia oscila alrededor de un valor constante. El valor medio de tensión en esta zona de la curva se conoce como resistencia al aplastamiento o *Crush Stregth* y es utilizado para definir comercialmente al honeycomb al estar directamente relacionado con su capacidad de absorción de energía. La zona de resistencia constante se prolonga hasta que la longitud aplastada alcanza el 70-80 % de la longitud total del bloque. A partir de esta deformación, si se continua comprimiendo el bloque las celdas plegadas comienzan a compactarse haciendo subir la rigidez del honeycomb.

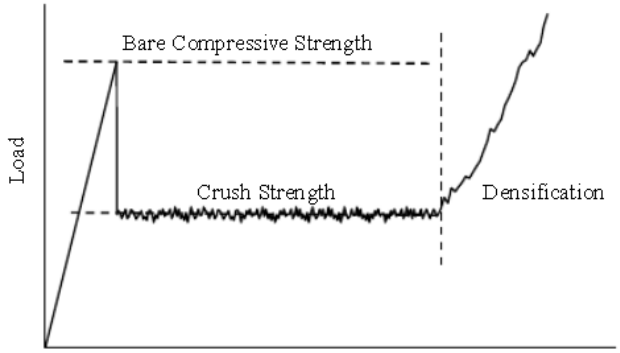


Figura 2: Curva típica de un bloque de honeycomb ante carga de compresión en dirección T.

Las otras dos direcciones, L y W, son conocidas como direcciones *en el plano* (in-plane) siendo las propiedades mecánicas en L superiores a las de W y estas a su vez varios órdendes de magnitud menores a las propiedades mecánicas en la dirección T. Existen varios estudios experimentales acerca de las propiedades de rigidez y resistencia en las direcciones L y W [4], aunque estos son mucho menos frecuentes que los realizados sobre las propiedades en la dirección T.

Aparte de los estudios experimentales existen algunos modelos analíticos desarrollados para estimar las propiedades de los honeycomb metálicos a partir de sus características geométricas. El primer modelo para estimar la resistencia al aplastamiento fue presentado por McFarland en 1963. Dos décadas más tarde Wierzbicki introdujo un modelo que mejoraba la estimación del anterior que, aunque ha sido mejorado posteriormente, sigue utilizándose como referencia debido a la simplicidad de su formulación. Respecto a modelos analíticos para predecir las propiedades de las estructuras de honeycomb en la direcciones en el plano destacan los trabajos de Gibson y Ashby[5].

1.2. Modelos de elementos finitos

Como se ha mencionado, existen varios tipos de modelos matemáticos para simular el comportamiento de las estructuras de honeycomb. Estos modelos varían en complejidad y en los recursos requerido para su utilización. La elección de uno u otro método dependerá de el uso que se pretenda dar al modelo, de la información que se pretende obtener y, en el caso de su aplicación en barreras deformables, del tipo de modelo del objeto contra el que va a colisionar. Los modelos de barreras deformables desarrollados mediante el MEF pueden ser clasificados en varios grupos atendiendo al tipo de elemento utilizado para simular los bloques de honeycomb de aluminio de las barreras. De este modo, las dos grandes familias de modelos de barreras deformables son: los basados en elementos shell y los basados en elementos solid. Indistintamente del método utilizado, el modelo debe ser capaz obtener resultados lo suficientemente precisos de los valores que estén buscando, deben ser robustos, ejecutarse en tiempos razonablemente cortos y requerir de tiempos también cortos.

Solid

Modelos basados en elementos solid de 8 nodos en los que la compleja estructura de celdas hexagonales es modelada como un material ortótropo homogéneo. En el software LS-DYNA se implementan varios modelos de material específicos para honeycomb: el MAT26 y el MAT126. En el primero, los módulos elásticos del material varían linealmente desde la rigidez del honeycomb inicial hasta el módulo de rigidez del material totalmente compactado en función de la deformación volumétrica a la que se somete el elemento. Las componentes del tensor de tensión están desacopladas, es decir: un esfuerzo en dirección principal del material T produce una deformación en esa dirección pero no en las otras dos direcciones principales L y W [6]. Además de las constantes elásticas se debe introducir seis curvas que indican las tensiones normales y tangenciales máxima que puede alcanzar los elementos en función de la deformación volumétrica.

Otra posibilidad en LS-Dyna es utilizar el “Modified Honeycomb Material” (MAT126). En este caso se supone el material transversalmente isótropo, y la superficie de plastificación del material, que antes estaría dada por las seis curvas tensión máxima-deformación, ahora es calculada a partir del ángulo formado con la dirección T del material y la deformación volumétrica. Kojima [7] llevó a cabo varias simulaciones con la barrera ODB y los materiales MAT26 y MAT126 concluyendo que el segundo método representa mejor el comportamiento del honeycomb con cargas oblicuas y por ello proporciona una estimación de la deformada en el vehículo impactante mejor que el MAT26. Esta técnica ha sido utilizada para el desarrollo de modelos de varias barreras deformables obteniendo buenos resultados [8,9,12].

La principal ventaja de los elementos sólidos es que requieren menor tiempo de cálculo que los elementos shell, y que la modificación del modelo para representar las características mecánicas de distintos tipos de bloques “honeycomb” no requiere de la modificación de la geometría del modelo durante el proceso de ajuste. En efecto, en el caso de utilizar un modelo con elementos shell, la introducción de un nuevo tipo de honeycomb con distinto tamaño de celda puede exigir una modificación de la geometría y el mallado del modelo. Por el contrario si se utilizan elementos sólidos la modificación puede consistir simplemente en el cambio de las ecuaciones constitutivas del material, lo que facilita la parametrización y los procesos iterativos de optimización.

No obstante es necesario asegurar que los modelos con elementos solid aportan resultados suficientemente fiables y equivalentes a los modelos con elementos shell. Existen diferentes publicaciones en las que se comparan ambos métodos, la modelización con los elementos shell y solid con MAT 126 mencionados [10,11]. Estos autores determinan que ambos métodos obtienen resultados satisfactorios. Pero Kojima [7] apunta que la deformación estimada con elementos shell es mejor ya que los modelos realizados con solid poseen una elevada rigidez ante deformaciones localizadas debido a una resistencia introducida por el control del hourglassing.

Shell

En efecto, a pesar de las eficiencia alcanzada por los modelos de elementos solid, este método presenta ciertas carencias a la hora de reproducir la deformación de la barrera y del vehículo cuando este posee zonas de muy distinta rigidez o geometrías que producen cargas localizadas. Por esta razón, para la diseños de barrera o configuraciones de impacto complejas, la mejor opción es recurrir a la modelización de la estructura de nido de abeja de aluminio con elementos shell, creando celdas hexagonales similares a las que forman el panel real. Las caras compuestas por dos láminas de aluminio pegadas suelen ser modeladas como una sola lámina de doble espesor y no se tiene en cuenta ni el espesor del adhesivo ni el fallo del mismo. El tamaño de la malla debe ser lo suficientemente fino como para representar correctamente el pandeo local de las celdas, lo que conduce a modelos con gran número de elementos que requieren gran potencia y tiempo de cálculo.

Para reducir el número de elementos es habitual aumentar el tamaño de las celdas y ajustar el espesor de las láminas hasta conseguir la resistencia a la compresión del material que se desea simular. Este método también ha sido utilizado para modelar las principales barreas obtenido resultado bastante fieles a la realidad [3,4].

Otra técnica habitual en estos modelos consiste en eliminar los elementos que superan un cierto valor de deformación o de tensión. Esta técnica, conocida como *Element Elimination Technique* (EET), no está exenta de dificultades, ya que eliminar los elementos "dañados" de la zona de impacto puede afectar a la resistencia de la estructura e incluso cambiar al forma en al que esta se carga.

En este artículo se estudia la influencia de algunos parámentos de los modelos tipo shell con el objetivo de optimizar el tiempo de cáclulo con este método y hacerlo competitivo con los modelos solid. Se analiza la influencia del paso de integración, la velocidad de aplastamiento, la formulación del elemento, el control de hourglassing y el tamaño de malla sobre un bloque de honeycomb sometido a cargas de compresión cuasiestática en la dirección T.

2. Metodología

2.1. Configuración de ensayo planteado para las simulaciones

Para este trabajo se ha utilizado la configuración de ensayo cuasiestático planteada en el FMVSS TP214D Apéndice C. Dicho procedimiento de ensayo es utilizado actualmente en la definición de las barreras utilizadas en Europa y Estados Unidos. Según se describe en él, se debe ensayar bloques de 152mm de longitud (L), 152mm de ancho (W) y 25mm de espesor (T). Estos bloques son comprimidos por dos placas rígidas planas a una velocidad constante comprendida entre 0,083mm/s y 0,126mm/s. Se recomienda que estas placas tengan una base de 165mm por 165mm para asegurar que se comprime todo el bloque de honeycomb. La longitud aplastada durante el ensayo debe ser como mínimo de 16,5mm.

Los datos de fuerza obtenidos (con una frecuencia de muestreo mínima de 5Hz) se han tratado según se recoge el protocolo de ensayo. Como especifica el protocolo de ensayo se descartan los datos de los primeros 6mm de aplastamiento y se dividen los datos resultantes en tres tramos:

Tramo 1. Los correspondientes a un aplastamiento de 6mm a 9,6mm.

Tramo 2. Los correspondientes a un aplastamiento de 9,6mm a 13,2mm.

Tramo 3. Los correspondientes a un aplastamiento de 13,2 a 16,5mm.

Entonces se calcula la fuerza media de aplastamiento para cada uno de los tres tramos. Después la fuerza media es dividida por la superficie aparente del bloque de honeycomb obteniendo la resistencia al aplastamiento. El protocolo de ensayo NHTSA TP-214D da por válido el bloque de honeycomb si la resistencia al aplastamiento para los tres tramos es igual al valor definido con un margen de ±17kPa. El modelo tipo shell realizado tiene un tamaño de celda de 30 mm, superior a los 19,1 mm del bloque de honeycomb de resistencia al aplastamiento de 342kPa utilizado generalmente en las barreras deformables estándar. Se ha estudiado inicialmente la influencia del uso del *mass scaling* para aumentar el paso de integración mínimo. Este estudio ha sido realizado para dos velocidades distintas. Para que el ensayo se pueda considerar cuasiestático se ha elegido velocidades lo suficientemente bajas y se ha controlado en todo momento que la energía cinética en el honeycomb sea despreciable.

Habitualmente en este tipo de modelos se utiliza la formulación Belytschko-Tsay (B-S) de 4 nodos para los elementos Shel. Este tipo de elemento utiliza integración reducida por lo que necesita algún tipo de control del hourglassing. Se ha estudiado la influencia de dos tipos de control, el utilizado por defecto por LS-DYNA y el

método de control de Flanagan-Belytschko en su forma viscosa, comparándolos con los resultados del modelo sin control de hourglassing y con el resultado de elementos shell de integración completa.

Tras el estudio de los resultados de los análisis anteriores se han fijado el paso de integración mínimo y la velocidad del ensayo para los siguientes simulaciones. A continuación se ha estudiado la influencia del tamaño de maya en el modelo. Se han realizado 4 modelos con cuatro tamaños de malla distintos (ver la figura 4) consiguiendo que en cada arista de cada hexágono tenga 3, 4 y 5 elementos.

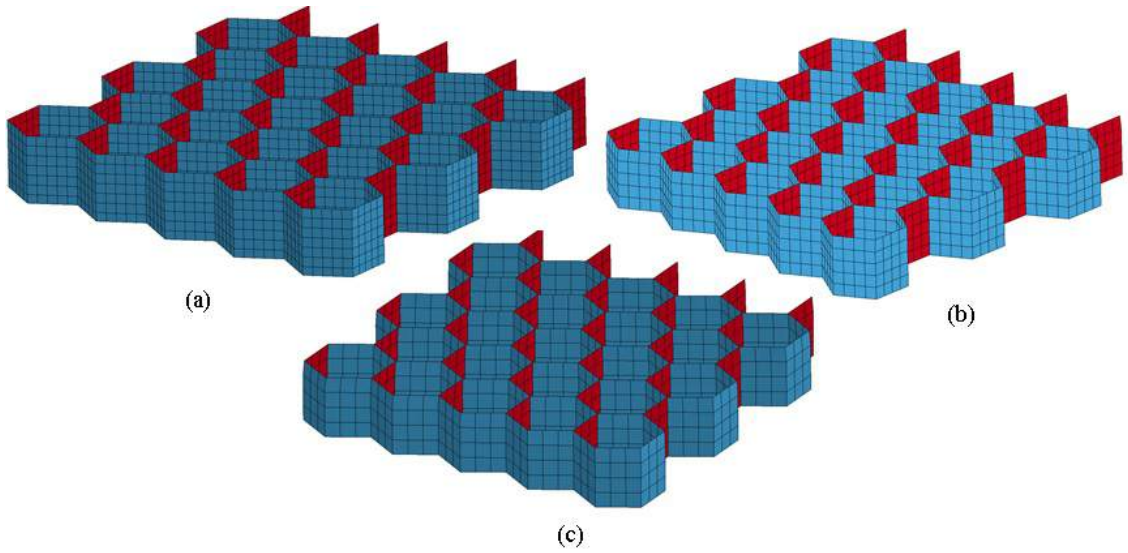


Figura 3: Distintos mallados del bloque de honeycomb. (a) 5 elementos por arista, (b) 5 elementos por arista; (c) 3 elementos por arista.

3. Resultados

3.1. Influencia de la velocidad

En al figura 4 se muestra las curvas de tensión frente a la longitud aplastada para el bloque de honeycomb descrito en la sección anterior con cinco velocidades distintas. El espesor elegido ha sido de 0.1mm para las caras de las celdas con espesor simple y 0.2 para las caras con espesor doble. Los cinco simulaciones han sido realizadas con un timestep mínimo de 10e-5ms, inferior al timestep crítico del modelo. A la vista de los resultados, no hay un aumento significativo de la resistencia al aplastamiento en función de la velocidad. Si se aprecia una curva más constante a partir de los 2 mm de desplazamiento para la velocidad más baja.

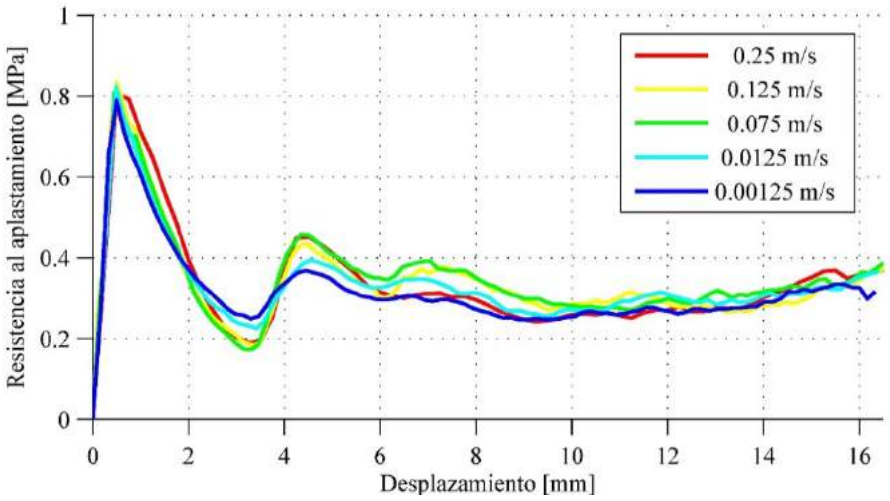


Figura 4: Resistencia al aplastamiento para varias velocidades.

3.2. Influencia del paso de integración

A continuación se muestra la resistencia al aplastamiento para distintos pasos de integración mínimo. El análisis se ha realizado para dos velocidades de aplastamiento distintas. El paso de integración más bajo se utiliza como referencia para comparar el resto ya que es inferior al valor crítico y no requiere mass scaling. El valor medio de resistencia entre los 6 mm y los 16,5 mm no se aprecia una influencia significativa del paso de integración en ninguno de los casos. Por el contrario, el valor del pico inicial sí se ve influido aumentando al aumentar el timestep mínimo para la velocidad de 0,125 m/s. Este pico inicial tiene un peso despreciable en la absorción de energía total de una barrera deformable [4], sin embargo la masa adicionada a los elementos que forman el honeycomb si pueden influir en los resultados de un ensayo dinámico.

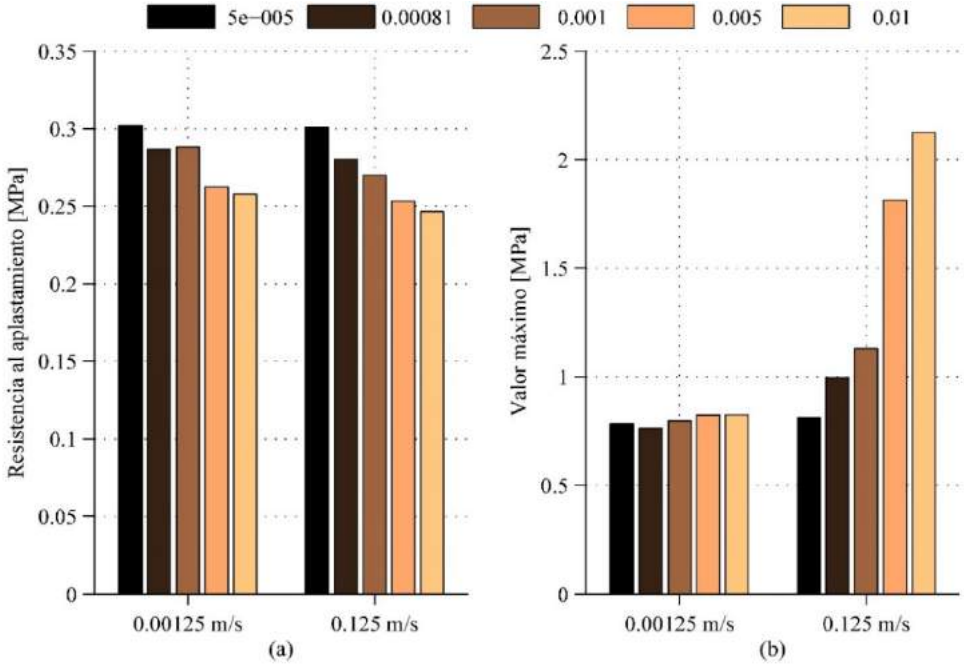


Figura 5: Resistencia al aplastamiento en función del paso de integración mínimo. (a) Velocidad de aplastamiento 0,00125 m/s. (b) Velocidad de aplastamiento 0,125 m/s.

3.3. Influencia del control del houglasing

La energía de houglasing se mantiene para todos los pasos de integración por debajo del 10% de la energía total. Sin embargo, con el objetivo de reducirla y de estudiar su efecto se han realizado simulaciones con distintos métodos de control. En la figura 6 se muestra, en los primeros tres grupos de barras, las resistencias al aplastamiento para distintos timestep utilizando, de izquierda a derecha, la formulación Belytschko-Tsay (B-S) sin control de hourglassing, formulación B-S con control estándar de LS-DYNA, y formulación B-S con control Flanagan- Belytschko viscosa.

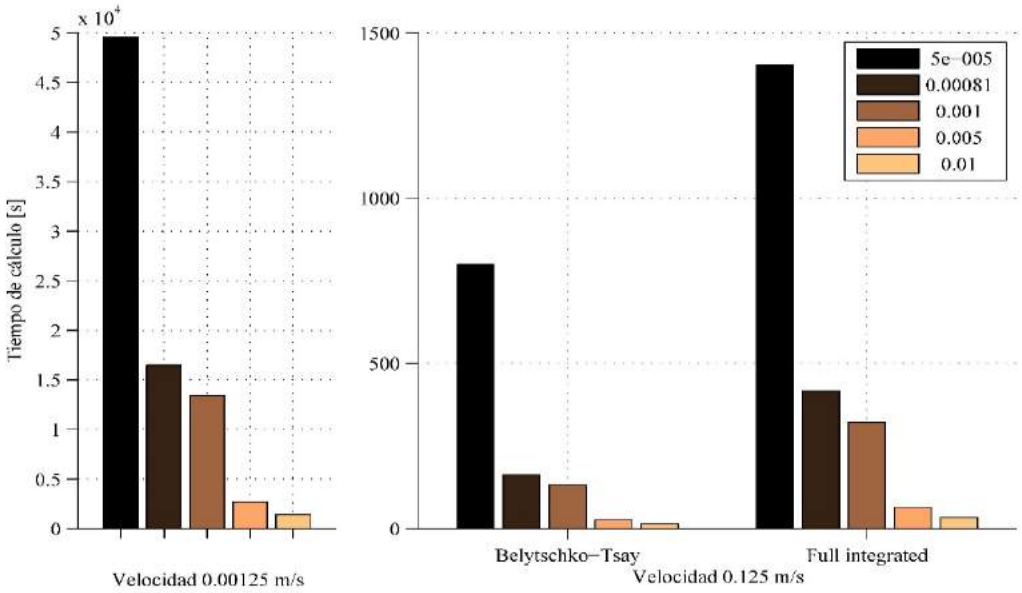


Figura 6: Tiempo de cálculo para distintos tipos de elementos y distintos timestep.

En el cuarto grupo se muestran los resultados para el tipo de elemento shell con integración completa. Para todos los casos con formulación B-S no se aprecia una tendencia clara. Sí se aprecia un aumento de rigidez del modelo al utilizar la integración completa. Esto puede deberse a que en cierta medida, el elemento B-S tiene en su formulación las tensiones de membrana y de flexión desacopladas, por lo que al aumentar el ángulo de alabeo (*warped angle*) se subestima la rigidez del elemento.

En la figura 7 se muestra el tiempo consumido en ejecutar las simulaciones. Como era de esperar el uso de elementos shell con integración completa aumenta el coste computacional. Para el modelo utilizado para la comparación este aumento ha sido de entre el 75% y el 150%, en función del timestep.

3.4. Influencia del tamaño de malla

El estudio de la influencia del tamaño de malla en la resistencia al aplastamiento del bloque del honeycomb muestra un aumento de la resistencia al aumentar la longitud aplastada para mallados groseros. El efecto es más acusado cuanto más grueso es el mallado, impidiendo incluso hablar de un valor medio de resistencia al aplastamiento. El resto de parámetros de la simulación han sido fijados en esta ocasión a: un timestep de $5 \cdot 10^{-4}$ ms y una velocidad de aplastamiento de 0.0125 m/s. En la figura siguiente puede observarse los resultados para los bloques de la figura 3. El tiempo necesario para el cálculo ha sido de 2088 s para el modelo más pequeño (1285 nodos), 3243 s para el mediano (2100 nodos) y 6268 s para el modelo de mayor tamaño (3544 nodos).

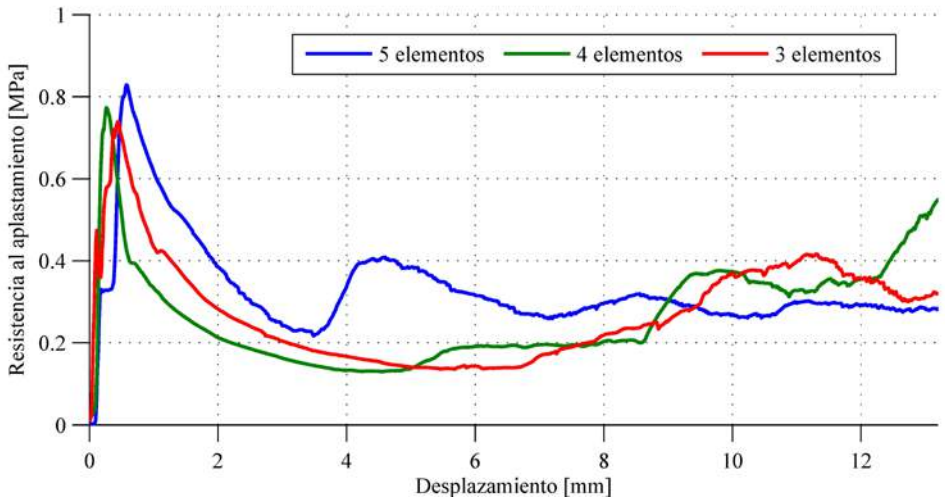


Figura 7: Curva tensión desplazamiento para un bloque de honeycomb con distinto tamaño de elemento.

4. Conclusiones y líneas futuras

En este trabajo se presenta el estudio de la influencia de varios parámetros de un modelo de elementos finitos de una estructura tipo honeycomb de aluminio basado en elementos shell. Se ha visto que existe un amplio rango de velocidades para las cuales la resistencia al aplastamiento no varía significativamente. Esto indica que se pueden utilizar velocidades superiores a las definidas por el protocolo de ensayo FMVSS TP214D para el ajuste de los modelos cuasiestáticos y así reducir los tiempo de cálculo sin recurrir a solvers implícitos.

Con el estudio de la influencia del paso de integración se ha visto que la tensión de aplastamiento media no se ve afectada a diferencia del pico inicial de tensión. No es recomendable aumentar el paso de integración en este tipo de modelos cuando se apliquen a cargas dinámicas o de impacto ya que la masa ficticia introducida podría desvirtuar los resultados. Respecto al tamaño de malla, se concluye que las mallas demasiado groseras, con menos de 5 elementos en cada arista de cada hexágono, no son capaces de reproducir correctamente el mecanismo de colapso de la estructura de honeycomb.

Los modelos de honeycomb de aluminio desarrollados deberán ser ajustados mediante la variación del espesor de los elementos shell hasta conseguir la resistencia al aplastamiento deseada. Tras ello, deberá verificarse validarse ante cargas de compresión uniaxial, cagas combinadas y cargas de impacto contrastando los resultados con datos experimentales.

Finalmente estos modelos shell podrán ser utilizados en la creación de barreras deformables utilizadas en los ensayo de impacto de vehículos. El estudio de la influencia de los parámetros del modelo como el presentado en este trabajo permitirá reducir los tiempo de simulación manteniendo un resultado lo más realista posible.

5. Referencias

[1] Comisión Europea. Reglamento nº 94 de la Comisión Económica para Europa (CEPE) de las Naciones Unidas — Prescripciones uniformes sobre la homologación de los vehículos en lo relativo a la protección de sus ocupantes en caso de colisión frontal.

[2] Comisión Europea. Reglamento nº 95 de la Comisión Económica para Europa (CEPE) de las Naciones Unidas - Prescripciones uniformes sobre la homologación de los vehículos en lo relativo a la protección de sus ocupantes en caso de colisión lateral

[3] M. Asadi, B. Walker, H. Shirvani, An Investigation to compare the application of shell and solid Element Honeycomb Model in ODB, 7th European LS-DYNA Conference, Salzburg, Austria,(2009).

[4] Q. Zhou, R.R. Mayer, Characterization of Aluminum Honeycomb Material Failure in Large Deformation Compression, Shear, and Tearing. J. Eng. Mater. Technol ,124, 412-420, (2002)

[5] L. J. Gibson, M. F. Ashby, G. S. Schajer, C. I. Robertson, The Mechanics of Two-Dimensional Cellular Materials. Procedings of the royal society a mathematical, physical and engineering sciences, 382,(1982).

[6] Livermore Software Technology Corporation, LS-DYNA Theory Manual, Mayo (2006).

[7] S. Kojima, T. Yasuki, Application of Shell Honeycomb Model to IIHS MDB model, 6th European LS-DYNA Conference, Gothenburg, Suecia, (2006).

[8] Shkolnikov, M.B.,"Honeycomb Modeling for Side Impact Moving Deformable Barrier". 7th International LS-DYNA User Conference, Detroit, EE.UU.,(2002).

[9] Kolima S., Yasuki, T., Takatsudo T.,"A Study on Yielding Function Of Aluminum Honeycomb". 5th European LS-DYNA User Conference, Birmingham, Reino Unido, (2005).

[10] Asadi, M. Tattersall, P. Walker B. Shirvani,H."Advanced Finite Element Model for AE-MDB Side Impact Barrier". 6th European LS-DYNA User Conference, Gothenburg, Suecia, (2006).

[11] Asadi, M. Walker B. Shirvani,H."New finite element model for NHTSA Impact Barrier". 10th International LS-DYNA User Conference. , Detroit, EE.UU.,(2008).

[12] M. Sánchez, D. Abellán, Development of new deformable barriers for testing vehicle performance in different crash configurations. International Journal of Crashworthiness, 20, 4, (2015).

Optimización estructural considerando costes y emisiones asociados al proceso de corte por chorro de agua

S. Corbera Caraballo[1], R. Álvarez Fernández[2], J.A. Lozano Ruiz[3], J. Martín Beato[4], M. De Castilla Hernández[5]

[1] Escuela Politécnica Superior y de Arquitectura. Universidad Nebrija. scorbera@nebrija.es
[2] Escuela Politécnica Superior y de Arquitectura. Universidad Nebrija. ralvarez@nebrija.es
[3] Dpto. de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial. ETS de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. joseantonio.lozano@upm.es
[4] Dpto. de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial. ETS de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. j.martinb@alumnos.upm.es
[5] Dpto. de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial. ETS de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. md.castilla@alumnos.upm.es

¿Realmente la optimización estructural mejora el proceso de desarrollo de un producto?. Un gran número de estudios han sido llevados a cabo en las últimas décadas con el objetivo de desarrollar técnicas y métodos que permitan mejorar la eficiencia de componentes estructurales. Si bien no cabe duda del potencial de estas técnicas para la mejora estructural, sí que han dado lugar a discusión sobre si realmente producen una mejora en el proceso global de desarrollo del producto. Aspectos como el proceso de fabricación a emplear, los costes asociados e incluso la cantidad de emisiones de CO_2 asociadas al proceso no han sido tenidos en cuenta en la fase de optimización estructural. Es conocido que los productos resultantes de un proceso de optimización estructural, principalmente de tipo topológico, presentan geometrías complejas e incluso cavidades que complican su fabricación, dando lugar a un aumento de costes y emisiones. El presente artículo propone la integración de los aspectos relacionados con la fabricación por corte con chorro de agua y sus emisiones en el proceso de optimización estructural.

1. Introducción

El continuo crecimiento de la competencia global, las exigencias en términos de calidad y rendimiento por parte de los clientes junto con la sensibilización con el medio ambiente plantean un nuevo escenario en la industria actual. Frente a esta circunstancia, las empresas están invirtiendo grandes cantidades de dinero y esfuerzo en la investigación de nuevas metodologías para el desarrollo de sus productos, siendo objetivos prioritarios la reducción de costes, el aumento de la flexibilidad y capacidad de respuesta, así como la reducción de emisiones de CO_2 para conseguir productos más sostenibles [1]. Numerosos métodos de simulación y nuevas disciplinas han aparecido en los últimos años con el objetivo de incrementar el valor añadido de los productos, reducir los costes y aumentar la eficiencia de todos los procesos que intervienen en el ciclo de vida del producto.

Dentro de este contexto, el presente artículo se enmarca en la mejora del proceso de desarrollo de productos que cumplen una función estructural en la industria. Importantes investigaciones se han realizado en esta línea, siendo las más relevantes las orientadas al desarrollo de algoritmos para lo que se conoce como optimización estructural (topológica y paramétrica) [2,3]. Estos nuevos métodos han dado lugar a importante avances en el desarrollo de piezas más eficientes desde un punto de vista estructural, permitiendo una reducción del peso con las mismas prestaciones, aspecto muy importante en sectores tan exigentes como el aeronáutico o la automoción. Si bien la mejora del proceso de desarrollo del producto desde un punto de vista estructural es indiscutible, no lo es tanto desde el punto de vista del proceso de fabricación y emisiones de CO_2. Las piezas resultantes de un proceso de optimización topológico, por lo general, presentan dificultades en su fabricación, obligando muchas veces a incurrir en mayores gastos para un mismo proceso (incremento del número de horas de máquina), o incluso, a recurrir a nuevos procesos como la fabricación aditiva, cuyo coste a día de hoy es muy elevado en el caso de materiales metálicos. Esta circunstancia hace que el aumento de eficiencia en la vertiente estructural se produzca a costa de penalizar los tiempos/costes de fabricación, y en consecuencia, la cantidad de emisiones de CO_2.

El resultado por tanto no es una mejora global en el proceso de desarrollo del producto, sino sólo una mejora local en una determinada fase.

Este artículo presenta una nueva metodología que permite generar el diseño óptimo de un determinado producto teniendo en cuenta en una misma fase aspectos estructurales, costes de fabricación y emisiones de CO_2. La metodología desarrollada está orientada a la optimización de todas aquellas piezas fabricadas mediante procesos de corte como puede ser el chorro de agua. Se ha desarrollado un nuevo algoritmo que permite relacionar las tres vertientes anteriores. El artículo termina con un análisis de resultados, conclusiones y líneas futuras.

2. Estado del arte

El principal objetivo de la optimización estructural es establecer el valor de las variables que definen geométricamente un componente, de forma que se minimice o maximice una función objetivo que cuantifique su comportamiento estructural, de acuerdo a una serie de restricciones de distinta naturaleza. Dependiendo de la naturaleza de las variables de diseño, dentro del campo de la optimización estructural se habla principalmente de optimización de forma y optimización topológica.

Diferentes trabajos de investigación se han llevado a cabo en las últimas décadas con el objetivo de desarrollar y potenciar ambos tipos de optimización. Es importante remarcar el trabajo llevado a cabo por Zolésio [4] quien estableció las bases teóricas de la optimización de forma. Bendsoe [2] y Suzuki y Kikuchi [5] propusieron métodos basados en homogenización para optimización topológica. Más adelante, Yang y Chuang [6] propusieron la idea de usar material artificial y programación matemática para la optimización topológica.

Los primeros intentos de integración de aspectos de fabricación en la optimización estructural fueron llevados a cabo por Chang y Tang [7], quienes configuraron el problema de optimización con el objetivo de reducir masa y costes asociados al proceso de fabricación por moldes. Park [8], llevo a cabo la optimización de estructuras de materiales compuestos considerando aspectos mecánicos y de fabricación. En este trabajo, los aspectos de fabricación se integran en una optimización de tipo paramétrico, en el que la forma de la pieza ya viene definida, a diferencia de lo que se plantea en este artículo. De igual forma, más adelante, Martínez y Curran [9] llevaron a cabo la optimización de componentes estructurales teniendo en cuenta su fabricación.

3. Optimización topológica

Dentro de la optimización estructural, la optimización topológica se ha posicionado como una herramienta de gran potencial para el diseño óptimo de componentes estructurales. El potencial que ofrece la optimización topológica para el diseño de piezas ha motivado interés investigador en este campo y un notable progreso en la aplicación de estas técnicas.

El principal objetivo de una optimización de tipo topológico radica en conseguir la distribución óptima de material atendiendo a unas condiciones de contorno y unos estados de carga determinados dentro de una región de diseño específica.

Formulación del problema de optimización topológica

La energía de deformación *Udef* de un sistema estructural viene definida de acuerdo a la expresión (1) donde, *U* es el vector de desplazamientos nodales, *K* es la matriz de rigidez de la estructura y *F* es el vector de fuerzas nodales que además contiene el conjunto de cargas que actúan sobre la estructura.

$$\boldsymbol{U_{def}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2}} \cdot \boldsymbol{U^T} \cdot \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{F} \tag{1}$$

Para resolver el cálculo de la energía de deformación de una estructura se utiliza generalmente un software de simulación que realiza una aproximación mediante la discretización del sistema usando el método de elementos finitos. La expresión del problema de elementos finitos a resolver para realizar el cálculo de la energía de deformación se indica en la ecuación (2).

$$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{U} \tag{2}$$

La matriz de rigidez global de la estructura depende de la rigidez de cada uno de los elementos e_i del sistema discreto, por lo que *K* se puede escribir como se indica en la expresión (3):

$$\boldsymbol{K} = \sum_{e=1}^{N} \boldsymbol{K_{ei}} \tag{3}$$

siendo N el número de elementos totales del sistema discreto y K_{ei} la matriz de rigidez de cada elemento.

De acuerdo a la formulación anterior, el problema de optimización topológico en términos de distribución de material, puede ser expresado en su forma genérica de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} &\text{Minimizar:} && \boldsymbol{U_{def}} = \frac{1}{2} \cdot \boldsymbol{U^T} \cdot \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{F} \\ &\text{sujeto a :} && \boldsymbol{V_f} \leq \boldsymbol{V_0} \cdot \boldsymbol{f} \\ & && \boldsymbol{F=K \cdot U} \end{aligned} \tag{4}$$

En la que V_f es el volumen final de la estructura después del proceso de optimización, el cuál debe ser igual o menor a una fracción de volumen, f, del volumen inicial V_0. La distribución de densidades en la estructura será la que defina V_f en cada iteración. Como se puede observar, el problema de optimización topológica se reduce a la determinación de la distribución óptima de material isótropo en un espacio de diseño dado, es decir, apoyándose en el método de los elementos finitos, establecer qué elementos deben estar llenos de material y cuales estar vacíos.

Dentro de las numerosas técnicas desarrolladas desde el inicio de la optimización topológica, el llamado método SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) se ha posicionado como una alternativa eficiente para lograr estructuras óptimas [3]. El SIMP está basado en un sistema de penalizaciones asignadas al material mediante un parámetro *p*, que afecta a cada uno de los elementos de la malla. El problema de optimización aplicando el método SIMP se puede reformular como:

$$\begin{aligned} &\text{Minimizar:} && \boldsymbol{U_{def}} = \frac{1}{2} \cdot \boldsymbol{U^T} \cdot \boldsymbol{K} \cdot \boldsymbol{F} = \sum_{e=1}^{N} (\boldsymbol{x_e})^{\boldsymbol{p}} \boldsymbol{u_e^T k_e u_e} \\ &\text{sujeto a :} && \boldsymbol{V_f(x)} \leq \boldsymbol{V_0} * \boldsymbol{f} \\ & && \boldsymbol{F=K \cdot U} \\ & && \boldsymbol{0 < x_{min} \leq x \leq 1} \end{aligned} \tag{5}$$

Donde $\boldsymbol{u_e}$ y $\boldsymbol{k_e}$ son los vectores de desplazamiento y rigidez del elemento respectivamente, mientras que *x* es el vector de las densidades o pesos de cada elemento, y por tanto constituye el vector de las variables de diseño. El parámetro p es la potencia de penalización . $\boldsymbol{V_f(x)}$ y $\boldsymbol{V_0}$ representan el volumen de material en cada iteración, que será función de la distribución de densidades, y el volumen del dominio de diseño (volumen inicial) respectivamente.

4. Proceso de corte por chorro de agua

Para el presente artículo se ha establecido el corte por chorro de agua como proceso de fabricación cuyas consideraciones van a ser incluidas en el proceso de optimización topológica. Si bien los costes asociados a este proceso dependen de muchos factores como tipo de material, propiedades, espesor, longitud de corte, precisión requerida etc. Para su integración en la fase de optimización topológica únicamente se consideran aquellos factores inherentes a la topología de la pieza: longitud de corte y volumen de material desechado.

El cálculo del coste asociado al proceso de corte por chorro de agua viene dado por la siguiente expresión:

$$\boldsymbol{C_f} = \frac{\boldsymbol{C_h}}{\boldsymbol{v_f}} \tag{6}$$

Donde $\boldsymbol{C_f}$ es el coste del proceso en función de la longitud de corte, $\boldsymbol{C_h}$ es el conjunto de costes asociados a la máquina por hora y $\boldsymbol{v_f}$ es la velocidad de corte. El cálculo de la $\boldsymbol{v_f}$ lineal puede ser llevado a cabo de acuerdo al modelo de predicción establecido por Zeng y Kim [10]:

$$\boldsymbol{v_f} = \left(\frac{\boldsymbol{f_a \cdot N_m \cdot P_w^{1.594} \cdot d_0^{1.374} \cdot M_a^{0.343}}}{\boldsymbol{C \cdot q \cdot h \cdot d_m^{0.618}}} \right)^{\boldsymbol{1.15}} \tag{7}$$

Dado que en un proceso de corte por chorro de agua es común encontrar curvaturas y radios de acuerdo, a la ecuación anterior se le aplica un factor corrector *q*, tomando la expresión (8) la siguiente forma:

$$\boldsymbol{q} = \frac{\boldsymbol{0.182 \cdot h}}{\boldsymbol{(R+E)^2 - R^2}} \tag{8}$$

$$v_f = \left(\frac{f_a \cdot N_m \cdot P_w^{1.594} \cdot d_0^{1.374} \cdot M_a^{0.343}}{C \cdot q \cdot h \cdot d_m^{0.618}} \cdot \frac{1}{q}\right)^{1.15} \quad (9)$$

Por tanto, para una determinada pieza, se puede estimar el coste total asociado al proceso de corte por chorro de agua mediante la expresión (10):

$$C_f = C_h \cdot \left(\sum_{i=1}^{m} \left(\frac{L_i}{v_j}\right)\right) \quad (10)$$

siendo L_i y **m** la longitud y número de los contornos cerrados que forman la pieza respectivamente. v_j es la velocidad de corte para cada uno de ellos.

5. Emisiones de gases de efecto invernadero

Las emisiones de gases de efecto invernadero correspondientes al proceso de corte por chorro de agua están asociadas principalmente al consumo eléctrico de la máquina en cuestión. La relación entre el consumo de energía eléctrica y la cantidad de emisiones viene dada por el factor de emisiones EF_{mix} que relaciona las diferentes fuentes de generación de energía eléctrica en cada país. El cálculo del factor de emisión en un país determinado se basa en la expresión (11) [11]:

$$EF_{mix} = \sum_{i=1}^{i=n} EF_i \cdot \left(\frac{C_i}{\sum_{i=1}^{i=n} C_i}\right) \quad (11)$$

donde EF_i es el factor de emisión asociado a cada una de las fuentes de energía y C_i es el valor de energía generada por cada una de las fuentes a nivel de central, sin tener en cuenta las pérdidas por transporte y distribución. En el caso de España, el factor de emisión eléctrico desde el año 2008 hasta el 2015 es el que se muestra en la Tabla 1 [12].

Tabla 1: Mix de generación de energía eléctrica en España ($kgCO_{2eq}$/kWh)

2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015
0.310	0.297	0.206	0.267	0.300	0.248	0.267	0.302

6. Metodología de integración

La metodología que se propone en este artículo está orientada a la integración de los aspectos asociados al proceso de corte por chorro de agua y sus emisiones de CO_2 en la fase de optimización topológica. Los autores consideran que para conseguir óptimos globales que mejoren el proceso de desarrollo del producto, es necesario su integración en la misma fase, y no de forma consecutiva, como se lleva a cabo actualmente. Se establece por lo tanto un planteamiento multi-objetivo para conseguir dicha integración.

A continuación se describe de forma breve la metodología planteada:

1. Definir el problema de diseño que se quiere abordar. Dominio, características de la malla, restricciones, condiciones de carga, fracción de volumen objetivo, características de la máquina de corte por chorro de agua y restricciones medio ambientales deben ser correctamente definidas.
2. Asignar pesos a cada uno de los elementos de la malla de forma que exista conexión entre los elementos en los que se aplican las cargas y en los que se encuentran las condiciones de contorno.
3. Llevar a cabo la resolución del problema de elementos finitos y obtener el vector de desplazamientos global $\boldsymbol{U}$, la matriz de rigidez global de la estructura $\boldsymbol{K}$ y la correspondiente a cada uno de los elementos $\boldsymbol{k_e}$.
4. Cálculo de la sensibilidad de cada elemento.
5. Aplicar el filtro de sensibilidad.
6. Actualizar las densidades de cada uno de los elementos de la malla.
7. Establecer el grupo de elementos cuya densidad asignada es 1.0 y refinar el tamaño de la malla como se indica en la Figura 2.

8. Llevar a cabo la resolución del problema de optimización multi-objetivo que minimice la energía de deformación, la longitud de corte y por tanto los costes asociados al proceso de fabricación y las emisiones:
    a. Establecer el número de curvas cerradas para la distribución de densidades obtenida
    b. Evaluación de los objetivos establecidos
    c. Modificación de los puntos de control que definen el perímetro de corte en base a la formulación de una B-Spline de acuerdo a las expresiones (12) (13) respectivamente:

$$\boldsymbol{P}(\boldsymbol{u}) = \sum_{i=0}^{n} \boldsymbol{P_i} \cdot \boldsymbol{N_{i,k}}(\boldsymbol{u}) \quad (12)$$

$$\boldsymbol{P_i} = (\boldsymbol{x_i}, \boldsymbol{y_i}) \quad (13)$$

    d. Repetir el proceso desde el punto b hasta el d hasta que el problema haya convergido
    e. Nueva distribución de densidades
9. Obtener la nueva distribución de densidades e introducirla en el problema de optimización topológica
10. Calcular el criterio de convergencia ε_i para la iteración *i*. Para este artículo, de acuerdo con los valores típicos tomados en la bibliografía, se ha establecido un valor de 0.001 para ε_i.
11. Repetir el proceso descrito desde el paso 3 al 9 hasta que se alcance el volumen objetivo y el problema haya convergido.

En la Figura 1 se muestra el diagrama de flujo para la metodología propuesta.

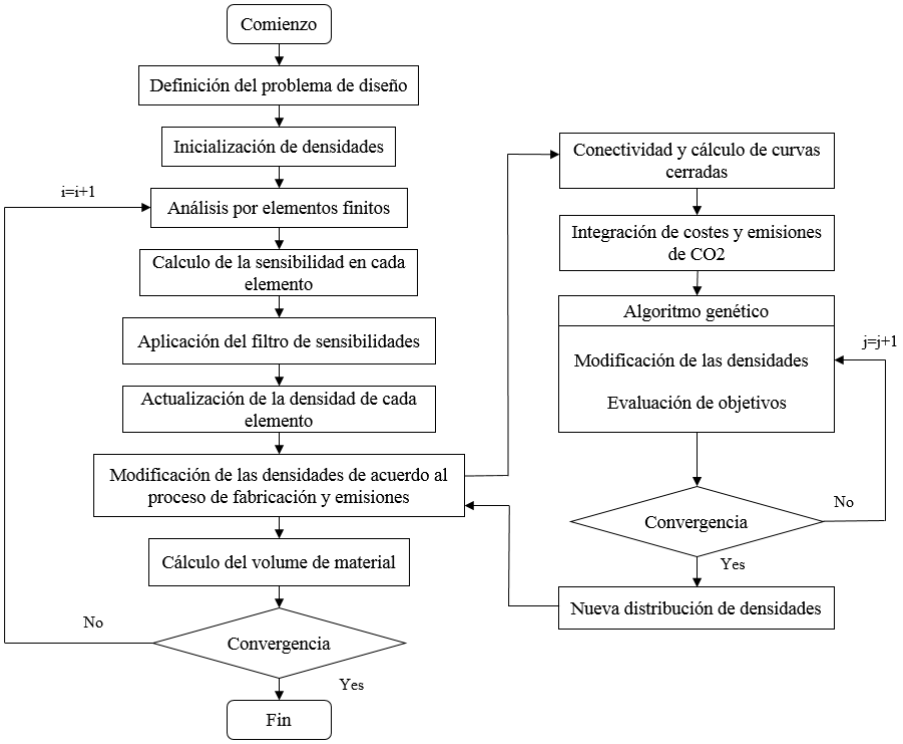


Figura 1: Diagrama de flujo para la integración del proceso de corte y sus emisiones en la optimización estructural

Del diagrama de flujo mostrado, se deduce que la integración de los aspectos relativos a fabricación y emisiones se lleva a cabo mediante la resolución de un problema de optimización multi-objetivo dentro cada una de las iteraciones del problema de optimización topológica.

Definición del problema de optimización multi-objetivo

El problema de optimización a resolver cuando se integran los aspectos asociados al proceso de fabricación y sus emisiones puede expresarse desde un punto de vista matemático como:

$$\text{Minimizar:} \qquad \boldsymbol{U_{def} = \frac{1}{2} \cdot U^T \cdot K \cdot F = \sum_{e=1}^{N} (x_e)^p u_e^T k_e u_e}$$

$$\boldsymbol{C_f = C_h \cdot \left(\sum_{i=1}^{m} \left(\frac{L_i}{v_j} \right) \right)}$$

$$\text{sujeto a :} \qquad \boldsymbol{V_f(x) \leq V_0 * f} \qquad (14)$$

$$\boldsymbol{F=K \cdot U}$$

$$\boldsymbol{0 < x_{min} \leq x \leq 1}$$

$$\boldsymbol{P \epsilon \Omega}$$

Donde $\boldsymbol{P}$ representa el vector de puntos de control $\boldsymbol{[P_1, P_2, \ldots, P_n]}$, siendo $\boldsymbol{n}$ el número de puntos de control utilizados para definir la B-Spline. Estos puntos de control vienen definidos por los nodos y centroides de la malla que pertenecen al conjunto de elementos cuya densidad asignada en el proceso iterativo de optimización topológica es igual a 1.0. Estos elementos definirán el espacio de diseño $\boldsymbol{\Omega}$ al que deben pertenecer los puntos de control.

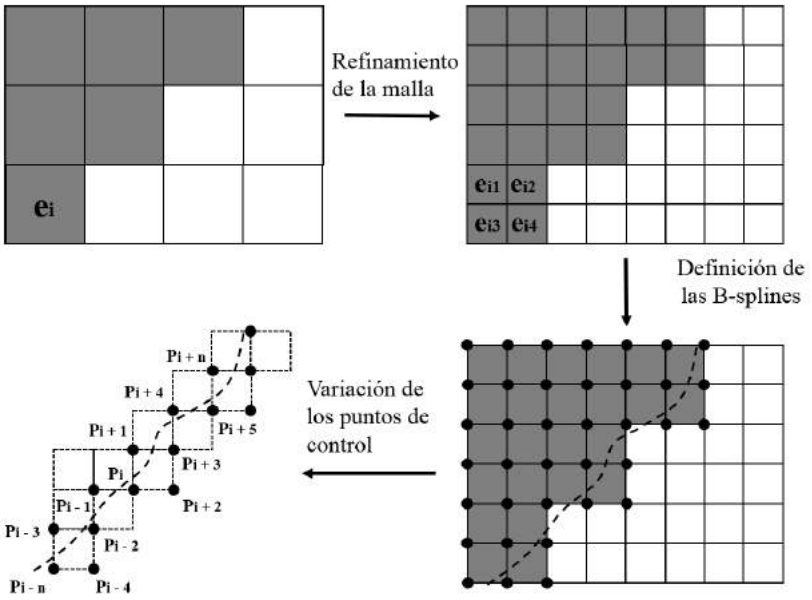


Figura 2: Proceso de refinado de la malla, creación de la B-Spline y optimización de su longitud

Una vez resuelto el problema de optimización multi-objetivo, se obtendrá una distribución de densidades nueva en la que los nodos de los elementos con densidad 1.0 definen una B-spline cuyas características geométricas son tales que la energía de deformación, el coste asociado al proceso de fabricación y las emisiones son mínimas. Esta nueva distribución de densidades es incorporada en el problema de optimización topológica para continuar con la siguiente iteración del proceso.

7. Caso de estudio: Viga en voladizo

Con el objetivo de validar la integración de aspectos estructurales, de fabricación y medio ambientales en la misma fase del proceso de diseño, se presenta su aplicación a una estructura sencilla que se emplea con gran frecuencia para la validación de nuevos métodos y algoritmos de optimización estructural.

Viga en voladizo con carga en el extremo

Se considera el espacio de diseño mostrado en la Figura 3, con forma rectangular, de dimensiones 60x30 mm subdividido en elementos finitos cuadrados de tamaño 1x1mm. Se bloquean todos los grados de libertad de los elementos situados en uno de los lados menores del rectángulo y se aplica en el centro del

lado opuesto una carga unitaria (1N). El material empleado tiene un módulo de Young E=210 GPa y coeficiente de Poisson v= 0.33. Se ha configurado una fracción de volumen *f*, inicialmente igual a 0.4.

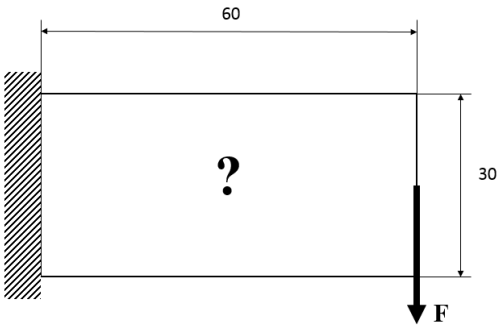


Figura 3: Viga en voladizo con carga central en uno de los extremos (mm)

En la Figura 4 se puede observar una comparativa entre las topologías obtenidas aplicando únicamente optimización topológica y cuando se integran también aspectos relativos al proceso de corte y sus emisiones. Las figuras ponen de manifiesto la modificación en la distribución de densidades de la pieza final cuando se evalúan los tres objetivos citados.

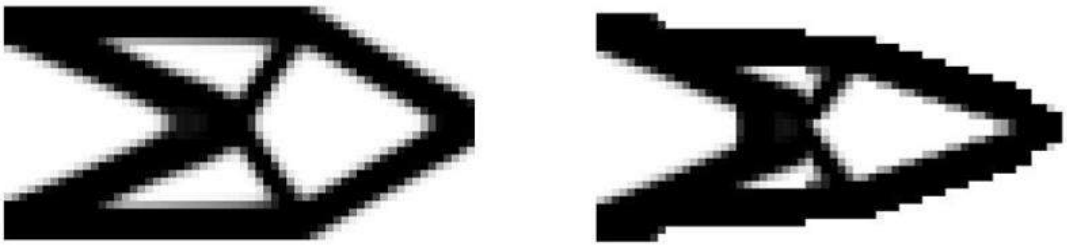


Figura 4: Comparativa viga en voladizo

A modo de resumen, la tabla Tabla 2 muestra la comparativa entre las dos metodologías.

Tabla 2: Comparativa de resultados obtenidos

	K_T(N/mm)	L_{TOTAL} (mm)	$\sum_{i=1}^{m}\left(\frac{L_i}{v_j}\right)$ (s)	C_f (€)	CO_2 (kgCO_{2eq})
Optimización topológica	30030.03	351.6	133.00	1.10	0.011
Metodología propuesta	28089.88	298.2	89.37	0.74	0.007

A la vista de los resultados y, aplicando las mismas condiciones de fabricación, se obtendría una reducción del 33% en coste de fabricación unitario y emisiones de CO_2.

8. Conclusiones

Para finalizar, se pueden extraer las siguientes conclusiones del trabajo presentado en este artículo:

- La metodología de integración de aspectos de fabricación y medioambientales presentada en este trabajo pone de manifiesto la eficiencia y potencial de integrar distintos objetivos del proceso de desarrollo de un producto en la misma fase.
- Es en este planteamiento donde radica la principal diferencia de la metodología descrita, ya que hasta ahora la optimización estructural y la de costes de fabricación y emisiones se llevaban a cabo en fases consecutivas y no de forma simultánea.
- Se ha elegido un proceso de fácil implementación como es el de corte por chorro de agua, pero no cabe duda que es necesario extender esta metodología a otros procesos de fabricación más complejos como puedan ser los basados en arranque de viruta.

- Los resultados ponen de manifiesto como al incluir los objetivos asociados al corte por chorro de agua y emisiones se produce una redistribución de densidades respecto a las obtenidas con la optimización topológica dentro del dominio de diseño.
- Como se puede observar en la Tabla 2 la rigidez de la estructura con la metodología propuesta es menor que en la optimización topológica, sin embargo se disminuye su perímetro y tiempo de corte, lo que demuestra que es óptima desde un punto de vista que va más allá de los aspectos estructurales.
- Los resultados obtenidos animan a continuar investigando en esta metodología y a centrar los trabajos futuros en hacerla más robusta para poder ser aplicada en estructuras más complejas.

9. Referencias

[1] S. Aguado, R. Alvarez, R. Domingo, R. Model of efficient and sustainable improvements in a lean production system through processes of environmental innovation. Journal of Cleaner Production, 47, (2013), 141-148.

[2] M.P. Bendsøe. Methods for the optimization of structural topology, shape and material. 1995. Springer.

[3] Sigmund O. Design of Materials Structures Using Topology Optimization. 1994. Department of Solid Mechanics, Technical University of Denmark.

[4] Zolésio, J. P.: "Multicriteria truss optimization". In: *Optimization of Distributed Parameter Structures*, Sijhoff & Noordhof, The Netherlands 1981

[5] K. Suzuki, N. Kikuchi. A homogenization method for shape and topology optimization Computer methods in applied mechanics and engineering 3, (1991), 291-318.

[6] R. J. Yang, C. Chuang C. H. Optimal topology design using linear programming, Computers & structures, 2, (1994), 265-75.

[7] K. H. Chang, P. S. Tang. Integration of design and manufacturing for structural shape optimization. Advances in Engineering Software. 32, (2001), 555-567.

[8] C. H. Park, W. I. Lee, W. S. Han, A. Vautrin. Simultaneous optimization of composite structures considering mechanical performance and manufacturing cost. Composite. Structures, 65, (2004), 117-127

[9] M.P. Martinez, A. Messac, M. Rais-Rohani. Manufacturing Based Optimization of Aircraft Structures Using Physical Programming. AIAA journal, 39.3, (2001), 517-525.

[10] J. Zeng, T. Kim. Parameter Prediction and Cost Analysis in Abrasive Waterjet Cutting Operations, Proceedings of the 7th American Water Jet Conference, Seattle, U.S.A., (1993), 175-189.

[11] R. Álvarez, S. Zubelzu, G. Díaz, A. López. Analysis of low carbon super credit policy efficiency in European Union greenhouse gas emissions, Energy, 82, (2015), 996-1010.

[12] OCCC. Oficina Catalana del Cambio Climático. Nota informativa sobre la metodología de estimación del mix eléctrico por parte de la Oficina Catalana del Cambio Climático. (2016) d.o.i.http://canviclimatic.gencat.cat/web/.content/home/redueix_emissions/factors_emissio_associats_energia/150213_Nota-metodologica-mix_cast.pdf.

BLOQUE XII

MECÁNICA DE FRACTURA Y FATIGA

Estudio de la relajación de tensiones residuales con cargas de fatiga en acero de temple y revenido sometido a shot peening

J. Albizuri Irigoyen[1], A. Avilés Ajuria[2], Aitor Larrañaga Varga[3], Luis Pallarés Santasmartas[4], R. Avilés González[5]

[1] Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. joseba.albizuri@ehu.es

[2] Dpto. de Análisis y Diseño Avanzado. Ingeniería IDOM. alexander.aviles@idom.com

[3] Servicios Generales de Investigación (SGIker), Servicio General de Rayos X. Universidad del País Vasco. aitor.larranaga@ehu.es

[4] Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. lpallares001@ikasle.ehu.eus

5Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. rafael.aviles@ehu.es

Las tensiones residuales presentes en las piezas como consecuencia de los procesos de fabricación pueden condicionar el comportamiento de la misma frente al fallo por fatiga. Estas tensiones pueden ser una consecuencia indeseada pero inevitable de algunos procesos de fabricación, pero en otras ocasiones se busca intencionadamente producir un estado de tensiones residuales para mejorar la resistencia. Sin embargo, estas tensiones no pueden ser tratadas como unas simples tensiones medias constantes que se superponen linealmente a las tensiones aplicadas, ya que la multiaxialidad, gradiente y relajación en el tiempo hacen que su influencia en la resistencia a la fatiga sea más complicada. El shot-peening (o SP) es un proceso de trabajo en frío que consiste en el bombardeo de la superficie de una pieza metálica con granalla a alta velocidad; es por tanto un tipo de granallado. Por su efecto en la superficie puede clasificarse como un tratamiento superficial cuyo objetivo es aumentar la vida a fatiga de los componentes tratados. Esto se consigue induciendo tensiones residuales de compresión prácticamente isótropas en la superficie de la pieza, así como aumentando su dureza, impidiendo o retrasando la formación y propagación de grietas superficiales aunque por el contrario produce un acabado superficial con elevada rugosidad. En este trabajo se presentan un estudio sobre la relajación de las tensiones residuales y cómo tenerla en cuenta en el diseño a fatiga mediante el concepto de "tensión media eficaz equivalente. Se han analizado las tensiones residuales estabilizadas en superficie de 48 probetas de acero 34CrNiMo6 sometidas a shot peening, ensayadas en flexión rotatoria para diferentes valores de amplitud y también se han obtenido las curvas de relajación de dos de éstas para diferentes cargas y para varios números de ciclos.

1. Introducción

Los fallos por fatiga y stress corrosion se originan en la mayoría de los casos en la superficie de las piezas, donde los granos pueden deformarse plásticamente con menos tensión que los interiores ya que están sujetos a menos restricciones. Adicionalmente, los defectos superficiales tienden a actuar como iniciadores de grietas [1]. Un denominador común en prácticamente todos los casos de iniciación y propagación de grieta es la presencia de tensiones de tracción que provocan la aparición y propagación de esta.Por ello el uso de métodos que reduzcan o anulen completamente las tensiones de tracción superficiales generando tensiones de compresión ha sido y sigue siendo objeto de investigación. Diversos procesos han sido desarrollados a lo largo del tiempo, uno de los más usados es el granallado (shot-peening o SP) aunque también hay que destacar el bruñido con bola, bruñido de baja plasticidad (low plasticity burnishing o LPB), el laser peening, etc.

El shot-peening (o SP) es un proceso de trabajo en frío que consiste en el bombardeo de la superficie de una pieza metálica con granalla a alta velocidad; es por tanto un tipo de granallado. Por su efecto en la superficie puede clasificarse como un tratamiento superficial cuyo objetivo es aumentar la vida a fatiga, fatiga por corrosión y stress corrosion [2] de los componentes tratados. Esto se consigue induciendo tensiones residuales de compresión en la superficie de la pieza, así como aumentando su dureza, impidiendo o retrasando la formación y propagación de grietas superficiales [3].

2. Propiedades del material, proceso de shot peening e integridad superficial

El acero DIN 34CrNiMo6 es de contenido en carbono medio, de baja aleación, especialmente indicado para temple (en aceite) y revenido y que se caracteriza por tener una elevada tenacidad, ductilidad y resistencia estática y a fatiga, conservando buenas propiedades mecánicas hasta unos 400º C [4] [5] [6] y con temperaturas de servicio de hasta 270ºC a 650ºC [7]. Se utiliza en piezas con niveles altos de tensión que tienen que trabajar en condiciones severas. Entra en la denominación de "grado aeronáutico", cumpliendo la norma AMS2301 [8] En concreto se han obtenido probetas de barras de acero 34CrNiMo6 suministradas por la empresa ThyssenKrupp Materials Ibérica. Se adquirieron barras de bruto de laminación de 30 mm de diámetro sometidas a temple y revenido. La composición química, según los Certificados de Inspección de ThyssenKrupp es la de la tabla 1.

Tabla 1: Composición química según el certificado del acero 34CrNiMo6 de ThyssenKrupp, en %.

Acero	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Fe
34CrNiMo6	0,345	0,275	0,710	0,0075	0,003	1,565	0,237	1,505	balance

Según ese mismo certificado su resistencia al 0,2% de deformación, tomada como tensión de fluencia σyp, es de 1.064 MPa y la de rotura σut de 1.188 MPa, con una estricción del 56,8% y alargamiento del 13,5%, obtenidos a partir de probetas de 12,5 mm de diámetro ($\sigma_{ut}/\sigma_{yp} = 1{,}117$).

La resistencia a la fatiga de un componente es muy dependiente del estado de su superficie, pues es allí donde se inician generalmente las grietas de fatiga. Las razones para esto son diversas [1] [9] [10], entre otras que las intrusiones y extrusiones y deformación plástica se facilitan en la superficie, las concentraciones de tensiones micro (granos de la superficie), meso (rugosidad superficial) y macroscópicas (radios de acuerdo, etc.), interacción con otras piezas adyacentes y puntos de aplicación de cargas, corrosión, combustión de elementos de aleación a altas temperaturas y que las tensiones son mayores en la superficie de las piezas para formas de trabajo como flexión o torsión. Los parámetros superficiales y sub-superficiales que tienen más influencia son la rugosidad y las propiedades relacionadas con la estructura metalúrgica y sus variaciones con la profundidad.

2.1 Análisis de la textura y rugosidad superficial de las probetas para ensayos de fatiga de flexión rotatoria.

La fabricación de las probetas normalizadas DIN 50113 [11], para los ensayos de flexión rotatoria del acero 34CrNiMo6 en la máquina Zwick/Roell modelo UBM 200tc del Departamento de Ingeniería Mecánica en la ETS de Ingeniería de Bilbao (UPV/EHU), fueron encargadas a la empresa Ronay[1], con larga experiencia en la construcción de probetas. Se tornearon las barras de 30mm suministradas por ThyssenKrupp, por lo que las probetas se extraen de la parte del núcleo. Para el mecanizado de ellas se utilizan las recomendaciones de la norma ASTM E466-07 [12] y posteriormente han sido sometidas al proceso de shot-peening (SP) en la empresa Ipar Blast[2], especializada en este tipo de tratamiento mecánico, de acuerdo con las especificaciones y parámetros que se detallan en la tabla 2. Existen diferentes opiniones respecto a la conveniencia o no de utilizar una alta cobertura (grado de recubrimiento) en procesos de shot-peening, algunas de las cuales [13] [14] apuntan a que una cobertura por encima del 80% puede ser perjudicial para el comportamiento a fatiga. Sin embargo otros autores [15], [16] documentan un importante incremento de la resistencia a la fatiga en aceros 4340 utilizando coberturas de un 200%, que es la que se ha utilizado en este trabajo a fin de poder comparar los resultados obtenidos con los documentados en la bibliografía. Los resultados de los ensayos realizados muestran que también en el acero 34CrNiMo6 utilizado en este trabajo se produce una mejoría considerable. Las razones de estas opiniones discrepantes son varias; por un lado está la dispersión estadística de los resultados de los ensayos de fatiga, que es mayor cuando los grados de recubrimiento son menores, y por otra parte la influencia del resto de los múltiples parámetros de shot-peening.

Tabla 2: Parámetros de shot-peening

Shot-peening	
Intensidad	0,008 A
Caudal	3 Kg/min
Velocidad	250 mm/min
Distancia	200 mm
Rotación	30 rpm

[1] Ronay, www. Ronay.net, Polígono Ugaldeguren, 1, parc. 4, 48160 Derio (Bizkaia).
[2] Ipar Blast S.L. (Norblast Group), www.Ipar-blast.com, Polígono Industrial Ibur-Erreka, 40, bajo 1, 20600 Eibar (Gipuzkoa)

Tamaño de perdigón	S230 (~ 0,7 mm)
Recubrimiento	200%

De las topografías en 3D y los perfiles de rugosidad obtenidos de las probetas sometidas a shot-peening y de las pulidas se ha observado que en la probeta pulida, se ha eliminados completamente los patrones de los procesos anteriores (patrón helicoidal característico del torneado y patrón de pulido cruzado típico de operaciones de pulido o lijado de ida y vuelta). La rugosidad superficial mejora respecto a la probeta sin tratar y pasa a tener un R_a de 0,03 µm y un R_z de 0,18 µm. En las probetas sometidas a shot-peening se obtiene un acabado superficial muy rugoso, de tipo "martelado" (figura 2), con un patrón visual uniforme e isótropo, el valor de R_a es 1,41 µm y un R_z de 7,79 µm. Esta rugosidad tan elevada resulta en un coeficiente modificativo de acabado superficial para el límite de fatiga en la ecuación de Marin [17] [1] según Johnson [18] de 0,8.

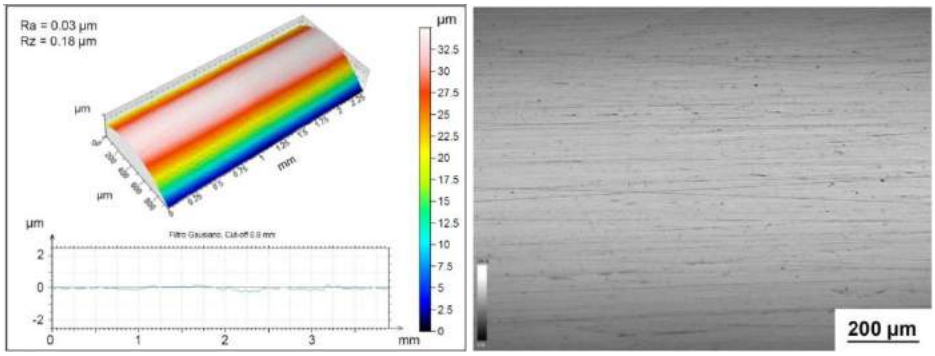


Figura 1: Textura superficial de probetas pulidas: topografía 3D, perfil 2D e imagen fotográfica.

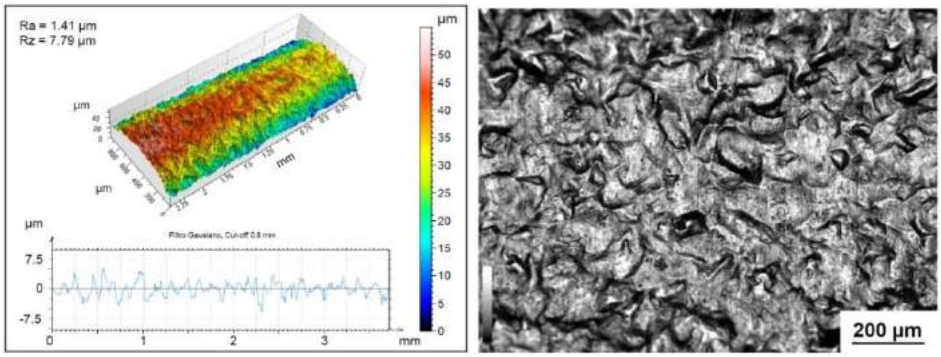


Figura 2: Textura superficial de probeta sometida a shot-peening: topografía 3D, perfil 2D e imagen fotográfica.

Consideraciones sobre las tensiones residuales.

Según ENSPED: "*European Network of Surface and Prestress Engineering and Design*" [19] las tensiones residuales se definen como "las que permanecen en componentes mecánicos que no están sometidos a tensiones externas" y existen en prácticamente todos los materiales, metálicos o no. Son una consecuencia de interacciones entre tiempo, temperatura, deformación y microestructura. Todos los procesos de fabricación causan modificación de la estructura interna del material, en el caso de los metales cambiando la organización de los granos que lo componen, como consecuencia de lo cual aparecen deformaciones y tensiones a nivel cristalino que se manifiestan a nivel macroscópico. También se pueden producir tensiones residuales durante los procesos de montaje y a lo largo del comportamiento en servicio por efecto de cargas y temperaturas de funcionamiento. Debido a que existen en ausencia de solicitaciones exteriores, están auto-equilibradas (*self-equilibrating stresses*) existiendo zonas en las que son de tracción y otras de compresión, por lo que tienen gradiente a lo largo de la pieza y además habitualmente son multiaxiales. En muchos casos las tensiones residuales macroscópicas son pequeñas, por lo que no producen efectos significativos y se puede prescindir de ellas en la práctica de ingeniería. Sin embargo a veces alcanzan valores muy altos, por lo que es preciso conocerlas y tenerlas en cuenta, ya que tienen una influencia considerable en el comportamiento resistente de los componentes. Esas tensiones pueden ser una consecuencia indeseada pero inevitable de algunos procesos de fabricación, pero en otras ocasiones se busca intencionadamente producir un estado de tensiones residuales para mejorar la resistencia. En general, en el caso de solicitaciones variables con el tiempo, aquellos procesos que produzcan tensiones residuales de compresión en la superficie de las piezas producen un incremento de la resistencia a la fatiga, mientras que las de tracción la perjudican. De todos modos esto debe matizarse, ya que la multiaxialidad y

la posibilidad de aparición de grietas que se inicien sub-superficialmente han de ser también tenidas en cuenta. Por otra parte, las tensiones residuales pueden tener problemas de estabilidad, reduciéndose o llegando a desaparecer con el tiempo debido al fenómeno conocido como "relajación", cuya principal causa es la deformación plástica y que está ocasionado por las cargas externas y por temperaturas elevadas. Por lo tanto, las tensiones residuales no deben ser tratadas como unas simples tensiones medias constantes que se superponen linealmente a las tensiones aplicadas, ya que la multiaxialidad, gradiente y relajación hacen que su influencia en la resistencia a la fatiga sea más complicada. Debido a la complejidad de su medida en diferentes zonas de una pieza, a diferentes profundidades y a la estimación de su variación en el tiempo, en muchas ocasiones se prescinde su efecto en la hipótesis de que no alcancen valores muy altos y de que su efecto desconocido quede cubierto por el coeficiente de seguridad. Cuando se conocen, al menos en parte, en la práctica es frecuente prescindir del efecto de gradiente y de relajación, incluyéndolas en los cálculos como una tensión media adicional [9], lo que puede ser conservador o no dependiendo del signo de la componente multiaxial de las tensiones residuales considerada y del de las tensiones debidas a las cargas. Cuando existen datos de la relajación, otros autores proponen utilizar las "tensiones residuales estabilizadas" (*stabilized residual stresses*) [20] [21] [22] en lugar de las medidas en la pieza nueva, es decir antes de ser sometida a carga. El grupo de trabajo en el que ha desarrollado este trabajo propone una tensión media equivalente [1] [23] [24] [25]: constante en el tiempo, uniaxial y uniforme, que incluye la multiaxialidad, gradiente y relajación y es a su vez equivalente a un coeficiente modificativo para la fórmula de Marin [17].

Relajación de tensiones residuales

El estudio experimental de la evolución de las tensiones residuales bajo carga a lo largo del tiempo, es decir de la relajación, requieren de repetidas medidas de las tensiones residuales en la superficie para diferentes números de ciclos y niveles de tensión. Por ello se ha optado por utilizar para este fin el servicio SGIker[3] de la UPV/EHU. Las probetas sometidas a SP tienen originalmente unas tensiones residuales que son prácticamente isótropas, sin embargo tras ser sometidas a tensión alterna a niveles cercanos al límite de fatiga la magnitud de la componente longitudinal (axial) sólo se reduce ligeramente mientras que la transversal (tangencial) lo hace considerablemente.

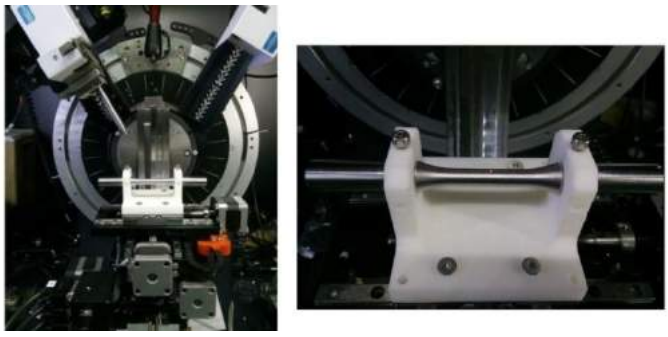


Figura 3: Máquina Bruker[4] de los servicios Sgiker-RX midiendo las tensiones residuales en la superficie.

En la figura 4 se han representado las tensiones residuales medidas en probetas ensayadas a flexión rotatoria para diferentes amplitudes de tensión. Se observa que existe relajación de tensiones incluso por debajo del límite de fatiga. Para valores cercanos al límite de fatiga, la tensión transversal decrece un 14% mientras que la longitudinal lo hace un 36%; por su parte la tensión principal 1 decrece un 17% y la 2 un 37%. Redondeando estos valores, se puede decir que la componente transversal se relaja alrededor de un 15% entre una tensión cero y el límite de fatiga, mientras que la longitudinal lo hace en un 35% (ver figura 4).

Para relacionar la relajación de tensiones residuales con la fluencia, se utiliza habitualmente el criterio de von Mises para definir la superficie de fluencia por tratarse de un material dúctil, aunque este acero 34CrNiMo6 en particular no se ajusta tan bien como otros similares a la teoría de von Mises. Las tensiones de von Mises se obtienen a partir de los valores de las tensiones principales medidas mediante difractometría y son las indicadas en la Tabla 3. Hay que señalar que según los criterios de signo a utilizar en fatiga multiaxial con la teoría de von Mises en este caso se trata de tensiones con signo negativo es decir de compresión, aunque esto no es importante para el presente estudio.

[3] SGIker, Servicio General de Rayos X de la UPV/EHU: Unidad de Moléculas y Materiales, Leioa (Bizkaia)

[4] https://www.bruker.com/products/x-ray-diffraction-and-elemental-analysis/x-ray-diffraction/d8-advance/overview.html

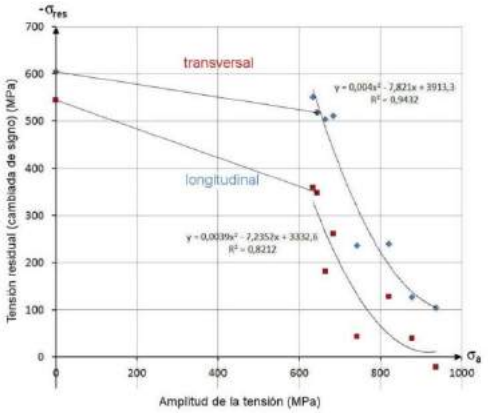


Figura 4: Relajación de las tensiones residuales en las probetas SP.

Tabla 3: Tensiones residuales estabilizadas de von Mises (en MPa).

σ_a	σ_{res1}	σ_{res2}	σ_{res3}	$\sigma_{res}^{vM}(1,2)$	$\sigma_{res}^{vM}(1,2,3)$
0	-711,0	-451,0	11,9	-623,11	-634,33
634	-594,0	-325,4	8,0	-515,20	-522,35
644	-591,3	-284,8	9,5	-512,20	-520,34
664	-522,7	-167,2	4,2	-462,36	-465,5
683	-538,8	-244,0	9,8	-467,31	-475,54
742	-266,4	-34,9	21,8	-250,78	-264,45
820	-270,0	-115,9	19,6	-234,61	-250,97
878	-137,6	-34,4	6,4	-124,03	-128,55
937	-109,0	25,0	0,8	-123,41	-123,69

En la Fig. 5 se comprueba cómo una primera hipótesis de ajuste sencilla consiste en suponer que la relajación se produce cuando se alcanza la tensión de fluencia σ_{yp} del material, que en este caso es 1.084 MPa tomada como la resistencia $Rp_{0,2}$ (0,2% de deformación). Según Stephens y Fatemi [9] no está claro si la relajación tiene relación con la tensión de fluencia monotónica o con la cíclica[5], pero a la vista de los resultados representados en la Fig. 5 y utilizando la tensión residual estabilizada de von Mises, es la tensión de fluencia de la curva monotónica σ_{yp} quien define mejor la relajación para este acero en concreto. Si se adoptara la hipótesis de que la tensión de fluencia cíclica es coincidente con el límite de fatiga R_{-1} [26], [27], [28], es decir aproximadamente con $\sigma'_{-1sp} = 646$ MPa en este caso, apoyaría aún más el que sea la tensión de fluencia monotónica σ_{yp} quien controla la relajación.

La tensión residual estabilizada de von Mises σ_{est}^{vM} se puede obtener aproximadamente a partir de la tensión de fluencia monotónica del material σ_{yp}, de la tensión residual inicial de von Mises $\sigma_{res}^{vM}(0)$ y de la amplitud de la tensión aplicada (uniaxial en este caso) σ_a. Obsérvese que puede existir relajación de tensiones por debajo del límite de fatiga:

$$\left.\begin{array}{l} \sigma_{res}^{vM}(0) + \sigma_a > \sigma_{yp} \Longrightarrow \sigma_{est}^{vM} \approx \sigma_{yp} - \sigma_a \\ \sigma_{res}^{vM}(0) + \sigma_a < \sigma_{yp} \Longrightarrow \sigma_{est}^{vM} \approx \sigma_{res}^{vM}(0) \end{array}\right\} \quad (1)$$

Las relaciones de (1) contienen un cierto error ya que se está sumando una tensión equivalente de von Mises a una tensión uniaxial aplicada de dirección longitudinal. Una aproximación más rigurosa, consiste en sumar los tensores de tensiones residuales $[\sigma_{res}(\sigma_a, N)]$ con los de tensiones aplicadas $[\sigma_a]$. Las ecuaciones de (1) indican que sólo se produce relajación de las tensiones residuales cuando la amplitud de la tensión aplicada σ_a sumada a la tensión residual de von Mises $\sigma_{res}^{vM}(0)$ es superior a la tensión de fluencia del material σ_{yp}. Este criterio está de acuerdo con la bibliografía actual [1], [29], [30], [9], pero la tensión residual estabilizada no es de utilidad directa para el estudio del comportamiento a fatiga de componentes ya que es una tensión estática constante, que no tiene en cuenta el tiempo transcurrido para pasar desde $\sigma_{res}^{vM}(0)$ hasta σ_{est}^{vM}. El criterio de la tensión eficaz

[5] "*... The residual stress persist as long as the sum of residual stress and applied stress does not exceed the pertinent yield strenght, S_y or S'_y, of the material*…" página 257 de la referencia [9].

media sin embargo permite utilizar una tensión media constante que incluye dentro de sí tanto los efectos de multiaxialidad de las tensiones residuales como de su relajación en el tiempo [23], [24] y [25].

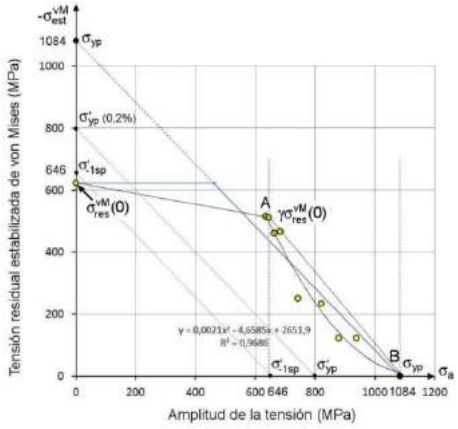


Figura 5: Tensiones residuales estabilizadas de von Mises.

Se indicará mediante γ el coeficiente que relaciona la tensión residual inicial $\sigma_{res}^{vM}(0)$ con la tensión estabilizada σ_{est}^{vM} para una tensión aplicada igual al límite de fatiga σ'_{-1sp}, es decir:

$$\left.\begin{array}{c}\gamma = \dfrac{\sigma_{est}^{vM}(\sigma'_{-1sp})}{\sigma_{res}^{vM}(0)} \\ 0 < \gamma \leq 1\end{array}\right\} \tag{2}$$

En el caso de las probetas SP aquí ensayadas y estudiadas resulta:

$$\gamma = \frac{\sigma_{est}^{vM}(\sigma'_{-1sp})}{\sigma_{res}^{vM}(0)} = \frac{515{,}2}{623{,}1} = 0{,}83 \tag{3}$$

Si se acepta la hipótesis simple de que la reducción de la tensión residual en la zona del límite de fatiga es lineal y directamente debida a la plastificación, para un material elastoplástico perfecto se cumple:

$$\left.\begin{array}{c}\gamma\sigma_{res}^{vM}(0) = \sigma_{res}^{vM}(0) - \left(\left(\sigma_{res}^{vM}(0) + \sigma'_{-1sp}\right) - \sigma_{yp}\right) = \sigma_{yp} - \sigma'_{-1sp} \\ cuando\ \left(\sigma_{res}^{vM}(0) + \sigma'_{-1sp}\right) > \sigma_{yp} \\ \gamma = 1\ cuando\ \left(\sigma_{res}^{vM}(0) + \sigma'_{-1sp}\right) \leq \sigma_{yp}\end{array}\right\} \tag{4}$$

de donde:

$$\gamma = \frac{\sigma_{yp} - \sigma'_{-1sp}}{\sigma_{res}^{vM}(0)} \tag{5}$$

que en este caso particular resulta:

$$\gamma = \frac{\sigma_{yp} - \sigma'_{-1sp}}{\sigma_{res}^{vM}(0)} = \frac{1084-646}{623{,}1} = 0{,}70 \tag{6}$$

La diferencia del 13% entre el resultado obtenido a partir de las medidas experimentales en la ecuación (3) y el teórico de (6) es debida a la dispersión de las tensiones residuales y de las medidas, a la suma de tensiones de von Mises con tensiones σ_a en (1), a la hipótesis lineal de la figura 5, a que el material no es elastoplástico perfecto y se ha utilizado $R_{p0,2}$ como límite de fluencia, además de que la hipótesis de utilizar tensiones de von Mises en este material es también sólo aproximada.

Haciendo la representación de los resultados de la figura 5 en un diagrama semilogarítmico ($log\sigma_a - \sigma_{est}^{vM}$) se observa que los puntos se ajustan bien mediante una recta que pasa aproximadamente por los puntos $\left(\sigma'_{-1sp}, \gamma\sigma_{res}^{vM}(0)\right)$ y $\left(\sigma_{yp}, 0\right)$. Se comprueba también que un diagrama ($log\sigma_a - log\sigma_{est}^{vM}$) o uno ($\sigma_a - log\sigma_{est}^{vM}$) no corresponden con una aproximación lineal. También es sencillo ver que una recta en el diagrama lineal de la figura 5 desde el punto A al B aproxima peor los resultados que la línea a 45º desde σ_{yp}.

La ecuación de la recta en este caso es:

$$\sigma_{est}^{vM} = a + b \cdot log\sigma_a \tag{7}$$

que particularizada para los dos extremos del segmento indicado en la figura 6:

$$\left.\begin{array}{c} 0 = a + b \cdot \log\sigma_{yp} \\ \gamma\sigma_{res}^{vM}(0) = a + b \cdot \log\sigma'_{-1sp} \end{array}\right\} \quad (8)$$

y se obtiene:

$$\sigma_{est}^{vM} = \frac{\gamma\sigma_{res}^{vM}(0)}{log\left(\frac{\sigma_{yp}}{\sigma'_{-1sp}}\right)} \cdot log\left(\frac{\sigma_{yp}}{\sigma_a}\right) \quad (9)$$

Esta ecuación permite obtener el valor de la tensión estabilizada σ_{est}^{vM} para cualquier tensión aplicada $\sigma_a$cuando se conoce el límite de fatiga σ_{yp}, la tensión estabilizada a esa tensión $\sigma_{est}^{vM}(\sigma'_{-1sp})$ y la tensión de fluencia monotónica del material σ_{yp}. Una aproximación parabólica, con eje principal vertical, pasando por el punto A y tiene su vértice en el B demuestra proporcionar mejores resultados, tal y como se puede ver en la figura 6. La ecuación es:

$$\sigma_{est}^{vM} = \frac{\gamma\sigma_{res}^{vM}(0)}{\left(\sigma_{yp} - \sigma'_{-1sp}\right)^2} \cdot \left(\sigma_{yp} - \sigma_a\right)^2 \quad (10)$$

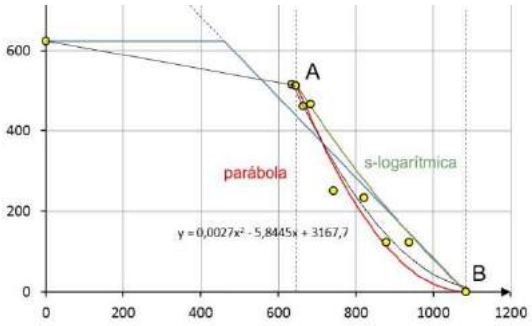


Figura 6: Aproximación cuadrática, parabólica, con vértice en $(\sigma_{yp}, 0)$y logarítmica

Conclusiones

En este trabajo, se han analizado las tensiones residuales estabilizadas en superficie de probetas de acero 34CrNiMo6 sometidas a shot peening, ensayadas en flexión rotatoria para diferentes valores de amplitud y se han obtenido las curvas de ajuste de las medidas experimentales. Aunque siempre se pueden buscar aproximaciones más ajustadas a los datos, por ejemplo tal y como se representa en la figura 5 en la que se puede ver también una curva cuadrática junto con su ecuación y correlación R^2 (Excel) muy cercana a 1.0, pero no se adivina una relación de sus parámetros con las propiedades del material, lo que sí hacen las aproximaciones de la figura 7. De todos modos, hay que reconocer que se puede profundizar más en este campo, siendo una posible tarea futura a desarrollar, pero la aproximación parabólica de la ecuación 10 es suficiente. Se ha comprobado que la relajación de tensiones en el caso R-1 de flexión para el acero 34CrNiMo6 con temple y revenido está relacionada con la tensión de fluencia monotónica y no tanto con la cíclica.

Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación obtenida para la realización de esta investigación de los proyectos MINECOG13/P87, MINECOR13/P58 y UPV/EHU UFI 11/29.

Referencias

[1] R. Avilés, Métodos de Cálculo de Fatiga para Ingeniería, Madrid: Paraninfo, 2015.

[2] Y. F. Al-Obaid, «The effect of shot peening on stress corrosion cracking behaviour of 2205-duplex stainless steel,» *Engineering Fracture Mechanics, vol 51,* 1995.

[3] M. Kobayashi, T. Matsui y Y. Murakami, «Mechanism of creation of compressive residual stress by shot peening,» *International Journal of Fatigue,* 1998.

[4] J. R. Davis, ASM Specialty Handbook: Tool Materials, Materials Park (Ohio): ASM International, 1995.

[5] F. S. Silva, «Effect of temperature on fatigue crack behaviour in different alloys,» *Anales de Mecánica de la Fractura,* vol. 20, pp. 231-236, 2003.

[6] Granta, M. I., «CES Edupack,» 2014. [En línea]. Available:

http://www.grantadesign.com/education/edupack/. [Último acceso: 30 11 2014].

[7] Gruppo Lucefin, «Gruppo Lucefin,» 2014. [En línea]. Available: http://www.lucefin.com/wp-content/files_mf/34crnimo6_eng.pdf. [Último acceso: 29 11 2014].

[8] SAE, «Steel Cleanliness, Aircraft Quality Magnetic Particle Inspection Procedure,» Ams E Carbon And Low Alloy Steels Committee, SAE International, Warrendale, 2010.

[9] R. I. Stephens, A. Fatemi, R. R. Stephens y H. O. Fuchs, Metal Fatigue in Engineering (2nd Ed), New York: John Wiley & Sons, 2001.

[10] A. Javidi, U. Rieger y W. Eichlseder, «The effect of machining on the surface integrity and fatigue life,» *International Journal of Fatigue,* vol. 30, pp. 2050-2055, 2008.

[11] DIN, «DIN 50113: Testing of Metals; Rotating Bar Bending Fatigue Test,» DIN, Berlin, 1982.

[12] ASTM, «ASTM E466-07: Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials,» ASTM International, West Conshohocken, 2002.

[13] P. S. Prévey y J. T. Cammett, «The effect of shot peening coverage on residual stress, cold work and fatigue in a Ni-Cr-Mo low alloy steel,» 2002.

[14] A. Tange y H. Okada, «Shot peening and coverage,» 2002.

[15] M. B. C. N. M. V. H. Torres, «Analysis of the Influence of Shot Peening on the Fatigue Life of a Hard Chromium Electroplated AISI 4340 Steel Underplate,» de *Conf Proc: ICSP-9*, Paris, 2005.

[16] H. V. M.A.S Torres, «An evaluation of shot peening, residual stress and stress relaxation on the fatigue life of AISI 4340 steel,» *International Journal of Fatigue,* vol. 24, nº 8, pp. 877-886, 2002.

[17] J. Marin, Mechanical Behavior of Engineering Materials, New Jersey: Prentice-Hall, 1962.

[18] R. C. Johnson, «Specifying a surface finish that won't fail in fatigue,» *Machine Design,* vol. 45, nº 11, pp. 108-109, 1973.

[19] EEC Network Ensped, «European Network of Surface and Prestress Engineering and Design,» Third Brite Euram Research Program EEC (http://www-ensped.utt.fr/), Troyes, 2014.

[20] L. Mordfin, Mechanical Relaxation of Residual Stresses, ASTM STP993, West Conshohocken: ASTM, 1998.

[21] K. Funatani, «Heat Treating, Proceedings of the 20th Conference - Volume 1,» Materials Park, 2000.

[22] Q. Ashton-Acton, Alloys-Advances in Research and Application, 2013 ed., Atlanta: SholarlyEditions, 2013.

[23] R. Avilés, J. Albizuri, E. Lamikiz A Ukar y A. Avilés, «Influence of laser polishing on the high cycle fatigue strength of medium carbon AISI 1045 steel,» *International Journal of Fatigue,* vol. 33, pp. 1477-1489, 2011.

[24] R. Avilés, J. Albizuri, A. Rodríguez y L. N. López de Lacalle, «Influence of low-plasticity ball-burnishing on the high-cycle fatigue strength of medium carbon AISI 1045 Steel,» *International Journal of Fatigue,* vol. 55, pp. 230-244, 2013.

[25] R. Avilés, J. Albizuri, E. Lamikiz A Ukar y A. Avilés, «Influence of laser polishing in an inert atmosphere on the high cycle fatigue strength of AISI 1045 steel,» *International Journal of Fatigue,* vol. 68, pp. 67-79, 2014.

[26] H. C. O'Connor y J. L. M. Morrison, «The effect of mean stress on the push-pull fatigue properties of an alloy steel,» de *Proceedings of the International Conference on Fatigue of Metals. Institution of Mechanical Engineers*, London & New York, 1956, pp. 102-109.

[27] P. N. Thielen y M. E. Fine, «Cyclic stress relations and strain-controlled faigue of 4140 steel,» *Acta Metallurgica,* vol. 24, nº 1, pp. 1-10, 1976.

[28] M. T. Weng, «Some aspects of fatigue relative to cyclic yield stress,» *International Journal of Fatigue,* vol. 3, nº 4, pp. 197-193, 1981.

[29] D. Löhe, K. H. Lang y O. Vöhringer, «Residual stresses and fatigue behavior,» de *Handbook of Residual Stress and Deformation of Steels*, G. Totten, M. Howes y T. Inoue, Edits., Materials Park (Ohio), ASM International, 2002, pp. 27-53.

[30] D. Löhe y O. Vöhringer, «Stability of residual stresses,» de *Handbook of Residual Stress and Deformation of Steels*, G. Totten, M. Howes y T. Inoue, Edits., Materials Park (Ohio), ASM International, 2002, pp. 54-69.

Determinación del estado tensional de una biela de bicicleta frente a las cargas de trabajo

J.A. Calvo Ramos[1], C. Álvarez Caldas[2], J.L. San Román García[3], A. Quesada[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. jacalvo@ing.uc3m.es*

[2]*Dpto de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. calvarez@ing.uc3m.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. jlsanro@ing.uc3m.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. alejandro@ing.uc3m.es*

Los avances tecnológicos en el sector de la bicicleta han sido enormes en las dos últimas décadas. El mercado exige a los fabricantes el mínimo peso y la máxima rigidez, y por ello se deben utilizar materiales y diseños cada vez más sofisticados.

Por tanto, la utilización de materiales como la fibra de carbono o el aluminio de alta resistencia además del análisis por elementos finitos (FEA) está muy extendida en el diseño de la mayoría de los componentes que forman parte de una bicicleta para conseguir el mejor compromiso peso/rigidez.

Sin embargo, no se puede perder de vista la seguridad para el usuario. La rotura inesperada de algunos componentes como la potencia, el manillar, las bielas, etc., pueden producir graves lesiones en los ciclistas.

Para asegurar que estos componentes cumplen con unos mínimos requisitos de resistencia y durabilidad el CEN (Comité Europeo para la Normalización) publicó la norma EN 14781:2006 [1] donde se establecen los requisitos de seguridad y prestaciones que deben tener las bicicletas y sus componentes desde el punto de vista de resistencia a la fatiga.

En este trabajo se van a analizar de forma experimental las tensiones que aparecen en los puntos críticos de un conjunto de bielas de bicicleta sometido a las cargas y en las condiciones que se indican en la norma de referencia.

A partir de estos datos, se van a proponer modificaciones de las condiciones de la norma con objeto de analizar la sensibilidad del componente a variaciones en las especificaciones del ensayo, y determinar las tolerancias admisibles en la realización de dichos ensayos.

Con esta información se propondrán modificaciones en las condiciones de ensayo así como los valores de tolerancia en la carga aplicada ya que la norma no lo establece de forma concreta.

Como resultado, se establecen unos nuevos parámetros de ensayo que, mejoran de forma notable la reproducibilidad de los resultados y la estabilidad de los mismos, además de garantizar la fiabilidad de los componentes ensayados.

1. Ensayo de resistencia a la fatiga

Para el caso concreto de las bielas de bicicleta, la norma establece en su apartado 4.12.7, un ensayo de resistencia a la fatiga.

En este ensayo se debe fijar el conjunto incluido el plato y el eje de pedalier colocado con sus rodamientos correspondientes en un útil que represente el cuadro de la bicicleta. Se fija la biela a 45 grados respecto de la horizontal y se bloquea el conjunto mediante la cadena para impedir el giro de la biela. A continuación se aplica una carga vertical en un punto colocado a 65 mm de la cara de la biela sobre el eje del pedal. La carga tendrá forma sinusoidal entre 0 y 1800 N con una frecuencia máxima de 25 Hz. En la Figura 1 se puede observar como se ha reproducido el montaje para este ensayo.

El componente se considera apto si supera 100.000 ciclos de carga sin que aparezcan defectos durante todo el ensayo. En la norma no se establecen valores de tolerancia para la carga ni para la posición de la biela, por lo que los resultados de los ensayos pueden diferir de un laboratorio a otro en función de los criterios que se apliquen para estos dos valores.

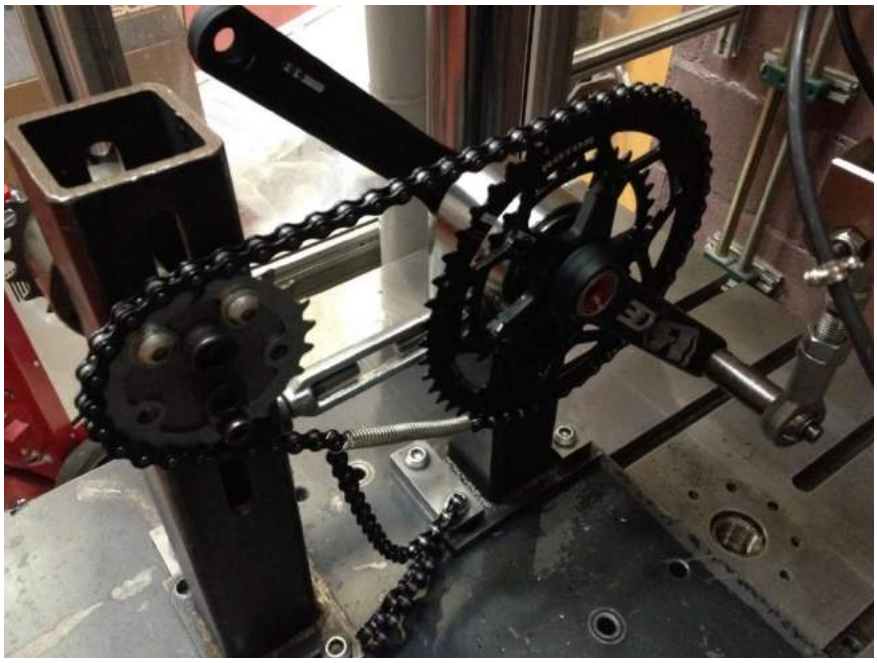


Figura 1: Colocación de las bielas en el ensayo a 45 º

2. Medida de Tensiones

En las condiciones anteriores se han medido experimentalmente las tensiones en puntos muy concretos del brazo de la biela. Para ello se han utilizado galgas extensométricas triaxiales a 45 º de 2 mm de longitud, referencia FRA-2-23-1L (Tokyo Sokki).

Para la colocación de las galgas se han seleccionado los puntos críticos donde han aparecido grietas en el histórico de los ensayos de fatiga realizados anteriormente. En la figura 2 se muestran algunos ejemplos de grietas aparecidas durante el ensayo de fatiga.



Figura 2: Detalle de grietas aparecidas en los ensayos

De acuerdo a esta información, se han seleccionado tres puntos de medida donde se han colocado las galgas extensométricas. En la figura 3 se muestra el detalle de la colocación de las rosetas.



Roseta 1 (R1) Roseta 2 (R2) Roseta 3 (R3)

Figura 3: Detalle de la posición de las rosetas

De acuerdo con el tipo de roseta extensométrica utilizado y la posición de las galgas que se refleja en la figura 4, las expresiones que permiten obtener las deformaciones principales y las tensiones son las siguientes.

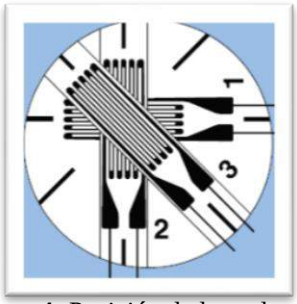


Figura 4: Posición de las galgas en la roseta

Para las expresiones de las deformaciones máximas y mínima en la roseta, se utilizarán las expresiones de las ecuaciones 1 y 2:

$$_{max} = \frac{1}{2} \cdot \left[\varepsilon_1 + \ _2 + \sqrt{2 \cdot |(\ _1 - \ _3)^2 + (\varepsilon_2 - \ _3)^2|}\right] \quad (1)$$

$$_{in} = \frac{1}{2} \cdot \left[\varepsilon_1 + \ _2 - \sqrt{2 \cdot |(\ _1 - \ _3)^2 + (\varepsilon_2 - \ _3)^2|}\right] \quad (2)$$

La deformación angular máxima y el ángulo que marca la dirección principal vendrán dados por las expresiones 3 y 4.

$$\gamma_{max} = \sqrt{2 \cdot |(\ _1 - \ _3)^2 + (\varepsilon_2 - \ _3)^2|} \quad (3)$$

$$\emptyset_{max} = \frac{1}{2} \cdot tan^{-1} \cdot \left|\frac{2 \cdot \ _3 - (\varepsilon_1 + \ _2)}{\ _1 - \ _2}\right| \quad (4)$$

De la misma forma para el cálculo de las tensiones máximas y nmínimas se utilizarán las expresiones 5 y 6

$$\sigma_{max} = \frac{E}{2} \cdot \left(\frac{_1 + _2}{1-\nu} + \frac{1}{1+\nu} \cdot \sqrt{2 \cdot |(_1 - _3)^2 + (\varepsilon_2 - _3)^2|} \right) \quad (5)$$

$$\sigma_{min} = \frac{E}{2} \cdot \left(\frac{_1 + _2}{1-\nu} - \frac{1}{1+\nu} \cdot \sqrt{2 \cdot |(_1 - _3)^2 + (\varepsilon_2 - _3)^2|} \right) \quad (6)$$

Para la tensión tangencial máxima se utiliza la expresión de la ecuación 7.

$$\tau_{max} = \frac{E}{2 \cdot (1+\nu)} \cdot \sqrt{2 \cdot |(_1 - _3)^2 + (\varepsilon_2 - _3)^2|} \quad (7)$$

Por último, para las tensiones equivalentes de Von Misses, se utilizará la ecuación 8

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \sigma_{min}^2 - (\sigma_{max} * \sigma_{min})} \quad (8)$$

Cada una de las galgas se ha acondicionado mediante un puente de Wheatstone en configuración a ¼ de puente conectando cada galga a un amplificador NEC SAN-EI AS2101. Las señales han sido adquiridas y almacenadas mediante un equipo de adquisición de datos IMC CRONOS conectado a un PC. La carga es aplicada por un cilindro hidráulico que tiene instalada una célula de carga y un sensor de desplazamiento para el control del ensayo. Tanto la carga aplicada por el cilindro al eje del pedal como el desplazamiento del cilindro son también registrados por el sistema de adquisición.

3. Carga de Trabajo sobre las Bielas

La distribución de tensiones en una biela de bicicleta es muy compleja ya que a aplicar la carga en el pedal se producen sobre el brazo de la biela cargas combinadas de torsión más flexión en dos planos tal y como se muestra en la figura 5.

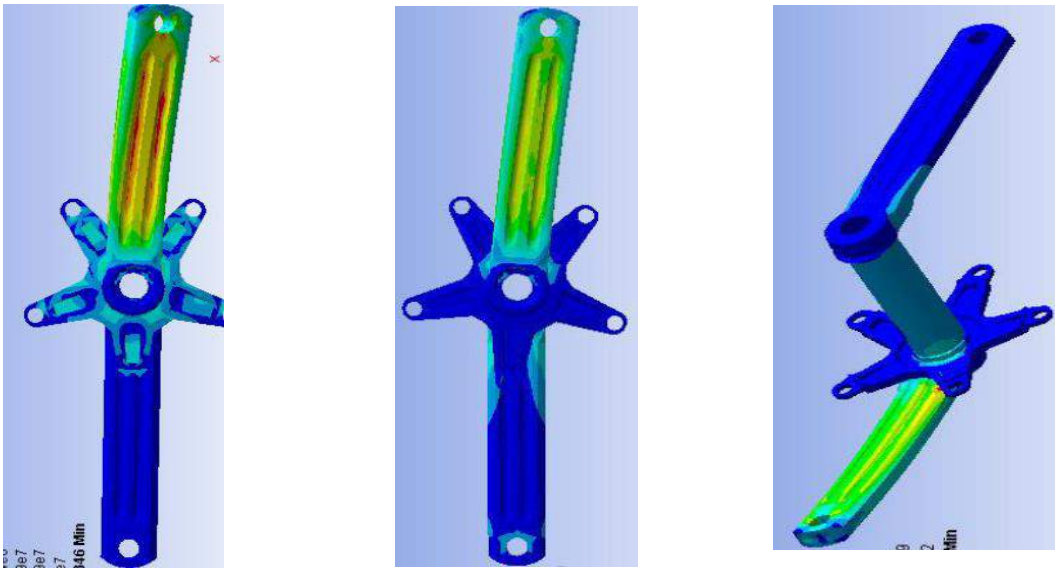


Figura 5: Deformaciones de la biela bajo carga

A medida que la biela evoluciona en el ciclo de trabajo desde la parte alta del ciclo (+90 º) de trabajo hasta su parte inferior (-90º), la distribución de cargas va cambiando, modificándose la proporción entre la torsión y las flexiones en los dos planos, lo que hace que la distribución de tensiones se modifique de una forma compleja.

Por tanto, desde el punto de vista de valorar la resistencia a la fatiga del componente es necesario encontrar cuál es la posición que produce una distribución de tensiones más nociva para la biela con objeto de realizar el ciclado en la posición donde se producen las máximas tensiones en las zonas críticas.

Por otro lado, hay que tener en cuenta la biomecánica del pedaleo, ya que no en todo el recorrido de trabajo de la biela el ciclista es capaz de aplicar la misma cantidad de fuerza sobre el pedal.

De acuerdo con los estudios realizados por Kautz & Hull, 1993 [2] sobre una muestra de ciclistas profesionales, la distribución de fuerza a lo largo del ciclo de pedalada, se distribuye tal y como se muestra en la figura 6.

En esta figura se puede observar como el área donde se aplica más fuerza sobre el pedal sitúa en un ángulo entre +30 y -45 grados respecto de la vertical.

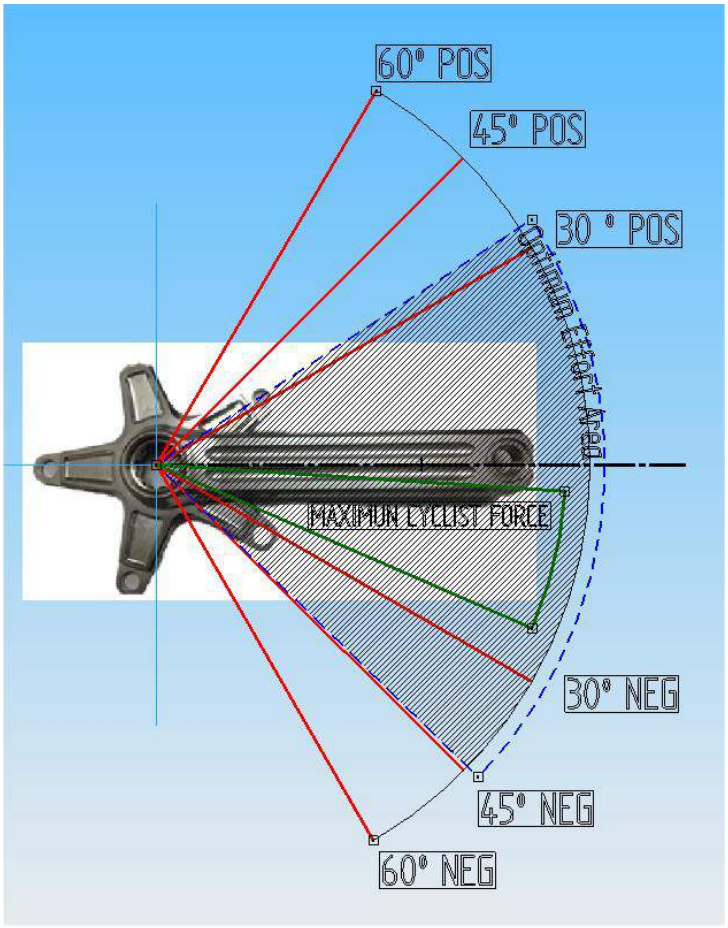


Figura 6.- Detalle de la evolución de la Fuerza de pedaleo

El pico máximo de fuerza aplicado contra el pedal depende de la técnica individual utilizada por el ciclista, aunque se puede decir que está comprendida entre los -10 y -15 grados del ciclo de pedaleo (Davis & Hull, 1981 [3]; Bolourchi & Hull, 1985 [4]). La intensidad de la fuerza es diferente según la posición adoptada por el ciclista, los trabajos de Soden & Adeyefa (1979)[5] ponen de manifiesto que, sentado sobre el sillín, la fuerza efectiva es de 0.8 el peso corporal a 90 rpm de cadencia y 434 W de potencia, mientras que cuando la potencia se incrementa, la fuerza se aproxima al peso corporal y, cuando se pedalea de pie, ascendiendo una pendiente, la fuerza puede llegar a 2,5 veces el peso del ciclista.

De acuerdo con estas referencias, se van a analizar la distribución de tensiones en los puntos correspondientes a: 0, +30, +45, +60, -30, -45, -60 grados del ciclo de trabajo de la biela de acuerdo con el esquema de la figura 7 que toma como referencia la horizontal y sentido positivo antihorario.

El material más utilizado para la construcción de las bielas de bicicleta es aluminio de la serie 7075-T6. Las propiedades mecánicas se resumen en la tabla 1.

Tabla 1: Propiedades del Aluminio 7075 T6

Propiedades	Valor	Unidades
Densidad	2810	Kg/m^3
Tensión de Rotura	480 – 528	MPa
Límite elástico	420 – 450	MPa
Máxima Elongación	10	%
Módulo de Young	72	GPa
Coeficiente de Poisson	0,33	

4. Resultados

Se va a analizar la relación entre las tensiones medidas en cada una de las rosetas y la carga aplicada verticalmente en el pedal y para las distintas posiciones de la biela en el círculo de trabajo. El objetivo es encontrar la posición más crítica y la sensibilidad a modificar las condiciones indicadas en la norma.

En la figura 7 se muestran los resultados de la tensión máxima registrada en cada una de las rosetas frente a la carga vertical para los diferentes posiciones de medida que barren todo el ciclo de carga de la biela. Como era de esperar, existe una relación lineal entre la carga vertical aplicada y las tensiones aparecidas en el componente.

En el caso de la roseta 1 (R1), las posiciones por encima de la vertical cuentan con la tensión máxima de compresión, a partir de los 30 grados positivos la tensión pasa a ser de tracción, siendo máxima la correspondiente con la posición de 60 grados negativos, si bien hay poca diferencia entre las posiciones -30, -45 y -60, lo cual indica que variaciones en la posición de ensayo dentro de este rango no afecta significativamente a las tensiones en esta zona.

En el caso de la Roseta 2 (R2) todas las posiciones generan tensiones de tracción, siendo las mayores las correspondientes a la posición horizontal. La posición -30 grados tiene un valor muy próximo al máximo, disminuyendo en el resto de las posiciones sensiblemente.

Para el caso de la rosera 3 (R3) los valores de tensión máxima son del orden de 10 veces menores que en las rosetas 1 y 2. También se pasa de compresión para las pociones positivas a tracción en las negativas y como en el caso de la roseta R1, los valores máximos se corresponden con la posición -60, siendo muy similares las posiciones -30 y -45.

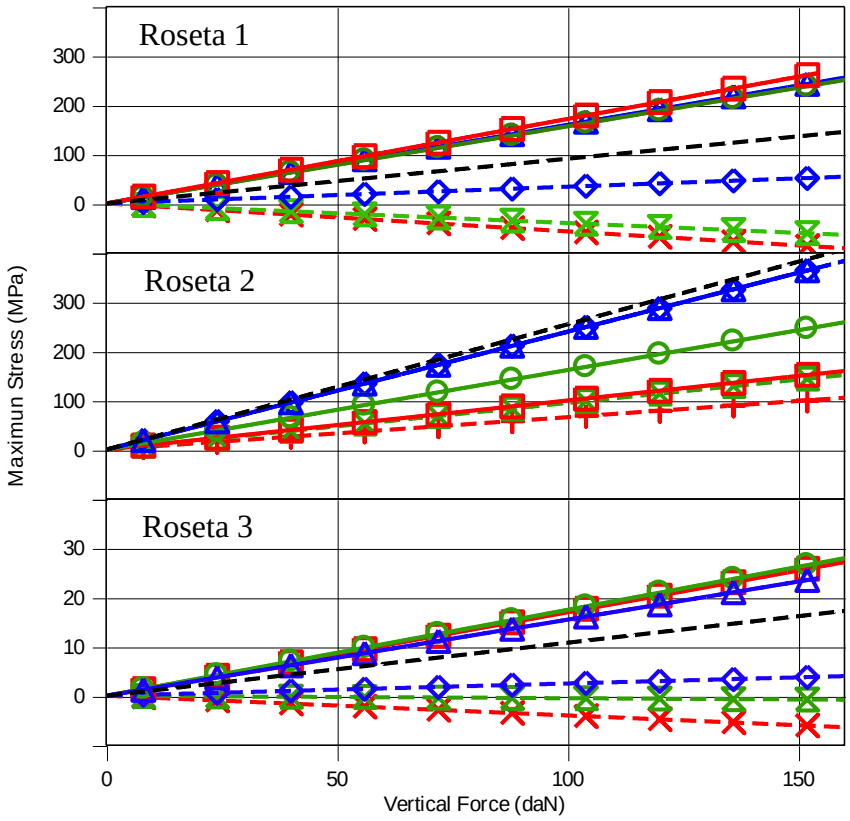
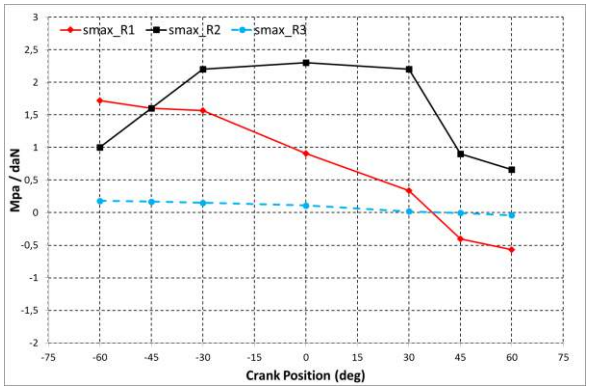
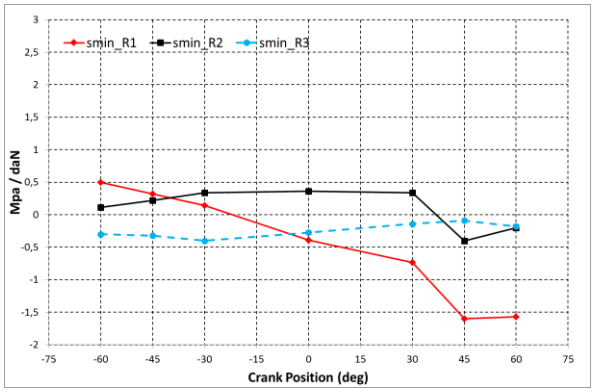


Figura 7: Variación de la Tensión máxima con la carga vertical en distintas posiciones de la biela
□ 60º NEG ⊙45º NEG △ 30º NEG ◇ 30º POS ⋈45º POS X 60º POS

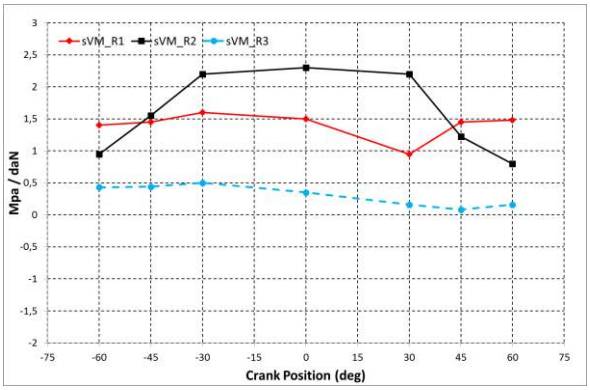
En la figura 8 se puede observar como varía la pendiente de la relación: "Tensión / Carga Vertical", cuando se modifica la posición de la biela. Figura 8(a) Tensión Máxima, Figura 8(b) Tensión Mínima, Figura 8(c) Tensión de Von Misses.



(a)



(b)



(c)

Figura 8: Pendiente de la relación: "Tensión / Carga Vertical" frente a la posición de la biela

5. Conclusiones

A la vista de los resultados se puede concluir que:

- Los valores de tensión equivalente de Von Misses obtenidos para la carga nominal de ensayo están por debajo de los límites admisibles para este material.
- La máxima tensión equivalente de Von Misses se encuentra en la Roseta R2 y tiene un valor de 396 Mpa para 180 daN de fuerza vertical. La mínima tensión admisible del material es de 440 Mpa.
- Las tensiones medidas en todas las rosetas son proporcionales a la carga vertical aplicada.
- La posición que produce mayores tensiones en todos los puntos de la biela analizados corresponde con -30 grados.
- Esta posición se corresponde también con la zona de mayor carga aplicada por el ciclista sobre la biela.
- En esta posición, la sensibilidad a la variación angular es muy baja, por lo que errores en la colocación de la biela en el banco de ensayos no produciría variaciones significativas en los resultados.
- La zona más cargada se corresponde con la roseta R3 (brazo de la biela)
- Por todo lo anterior se recomienda modificar la norma de ensayo de forma que la posición de la biela sea de -30 grados en lugar de los -45 grados actuales, ya que esto reduce la sensibilidad de la posición y aumentan las tensiones sobre el componente además de reproducir las condiciones de trabajo reales del ciclista sobre las bielas.
- Dado que la tensión equivalente de Von Misess máxima encontrada es un 10 % menor que la tensión máxima admisible, se recomienda una tolerancia en la carga aplicada de + 5 % / -0% de la nominal.

6. Bibliografía y referencias

[1] EN 14781:2005. Racing bicycles. Safety requirements and test methods, European Committee for Standardization, (2005)

[2] Kautz, S.A. & Hull, M.L. A theorical basis for interpreting the force applied to the pedal in cycling, Journal of biomechanics, 26, 2, (1993), 155-165.

[3] Davis, R.R. & Hull, M. L. Measurement of pedal loading in bicycling: II Analysis and results, Journal of biomechanics, 14, (1981), 857-872.

[4] Bolourchi, F. & Hull, M.L. Measurement of rider induced loads during simulated bicycling, International Journal Sport Biomechanics. 1, (1985), 308-329.

[5] Soden, P.D. & Adeyefa, B.A. Forces applied to a bicycle during normal cycling, Journal of Biomechanics. 12, (1979), 527-541.

Estudio del comportamiento a fatiga en compensadores para tubos cuadrados

J. Collazo Rodríguez[1], M. López Lago[2], J.A. Vilán Vilán[3], A. Segade Robleda[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Vigo. joaquincollazo@uvigo.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Vigo. mllago@uvigo.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Vigo. jvilan@uvigo.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Vigo. asegade@uvigo.es*

Las juntas de expansión son elementos que dan flexibilidad en sistemas de conductos absorbiendo las variaciones dimensionales debidas a las dilataciones térmicas que se producen en tuberías o conductos. Debido a las contracciones y expansiones repetidas, la fatiga cobra una importancia vital en el diseño de estos elementos. El método de esfuerzo vida es el que tradicionalmente se ha empleado para el diseño de piezas a fatiga, pero en estos casos, como se supera el límite elástico del material, parece que será conveniente utilizar el método de deformación-vida para comparar los resultados de vida estimada obtenidos.

La compresión y expansión del fuelle se estudiarán con un análisis de elementos finitos en el que las condiciones de contorno vienen dadas por la deformación esperada del conducto. Un punto crítico de diseño serán las esquinas, en las que se produce concentración de tensiones. Se estudiarán algunos tipos de esquinas propuestas por la Expansion Joint Manufacturers Association para evaluar cuál tendrá mejor comportamiento.

1. Introducción

La dilatación debida a variaciones de temperatura en tuberías, conductos y depósitos por los que circulan fluidos a distintos rangos de temperatura, pero que sufren variaciones de la misma, es un problema habitual en instalaciones industriales. Tan pronto como la temperatura del fluido aumenta o disminuye, eso acarrea una variación de la longitud de la conducción o del depósito que hace que se contraiga o dilate causando alteraciones que pueden incidir en el buen funcionamiento de la instalación. Además de las fuerzas debidas a la dilatación de los conductos, las vibraciones debidas a compresores, motores, bombas u otros elementos convierten a las tuberías en elementos transmisores debido a su rigidez. Esto favorece la propagación de efectos molestos a través de las instalaciones [1].

Para minimizar estos efectos en las dimensiones de las tuberías, que pueden llegar a hacer que aparezcan grandes esfuerzos, se suelen instalar compensadores de dilatación. Existen en el mercado distintos dispositivos diseñados para este fin. Es habitual que en algunas instalaciones se utilicen liras o lazos en forma de hélice en las conducciones como las que se muestran en la Figura 1. Estos elementos añaden libertad a la conducción de forma que se limitan los esfuerzos que aparecen debido a las deformaciones térmicas. Estas soluciones tienen la ventaja de que son de fácil ejecución, pero tienen desventajas desde un punto de vista del espacio y, dependiendo de la sección de la tubería, también llegan a presentar desventajas económicas.



(a) (b)

Figura 1. Compensadores de dilatación (a) lira (b) lazo

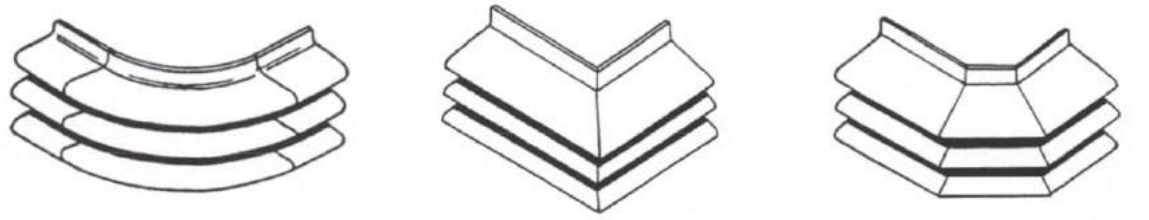
Otra alternativa a los compensadores que se han mostrado, son las juntas de expansión formadas por fuelles metálicos. En este caso, las diferencias de tamaño son absorbidas gracias a la compresión del fuelle. Normalmente, en la medida de lo posible se suele optar por estas soluciones siempre que es posible, ya que requieren menos espacio y permiten absorber más tipos de desplazamientos con un mantenimiento menor. Dependiendo de la sección del tubo, los compensadores pueden ser redondos o cuadrados (Figura 2). Los redondos presentan en general mejor comportamiento a fatiga que los cuadrados debido a la concentración de esfuerzos que sucede en las esquinas de estos últimos.



(a) (b)

Figura 2. Juntas de dilatación de fuelles (a) sección redonda (b) sección cuadrada

En este trabajo se pretende evaluar el comportamiento a fatiga de diversos modelos de fuelles de dilatación para conductos de sección cuadrada, que se diferencian por la forma en que están resueltas las esquinas. Los fabricantes suelen trabajar con tres modelos distintos que se muestran a continuación: esquina redondeada, esquina a inglete y esquina a doble inglete [1]. Se van a evaluar y comparar el comportamiento a fatiga de estos modelos de esquinas para fuelles de sección cuadrada.



(a) (b) (c)

Figura 3. Esquinas para compensadores de sección rectangular. (a) redondeada (b) inglete (c) doble inglete

2. Modelado

Como se ha mencionado anteriormente, se van a estudiar el comportamiento a fatiga de las esquinas mostradas. Los fuelles son para un tubo de sección cuadrada de 400 [mm] de lado (Figura 4). La sección del fuelle [2] se ha diseñado siguiendo las recomendaciones de la EJMA y se muestra en la Figura 5. Las dimensiones de las esquinas se muestran en la Figura 6. Todos los redondeos en las uniones se han hecho de 2.5 [mm].

Para la simulación, se ha hecho un modelo de superficie en el que el espesor de la chapa que conforma el fuelle se ha tratado como un parámetro y se han calculado tres espesores distintos para comparar. Estos espesores son 1.00, 1.50 y 2.00 [mm]. La presión del fluido en el conducto determina la resistencia que ha de tener el fuelle y con ello se determinará el espesor de la chapa del fuelle. Se trata de determinar si la variación en el espesor tiene un efecto acusado en la vida a fatiga del compensador.

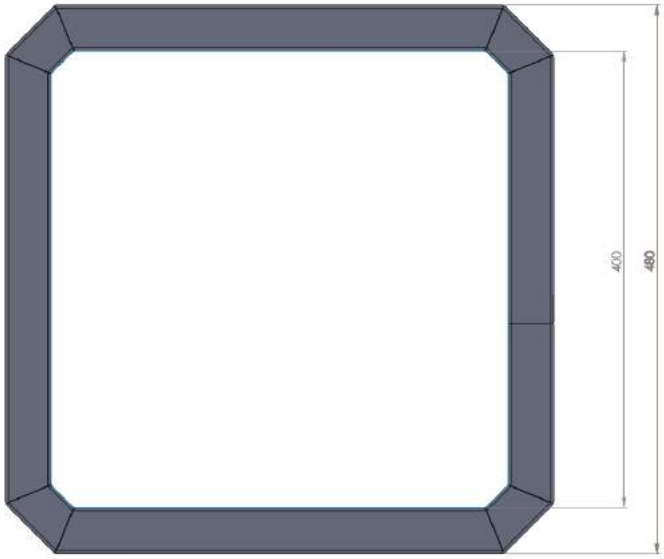


Figura 4. Dimensiones principales del fuelle

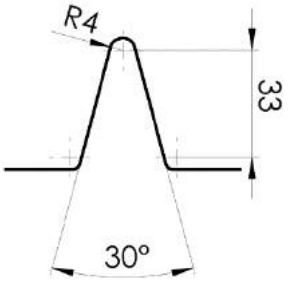
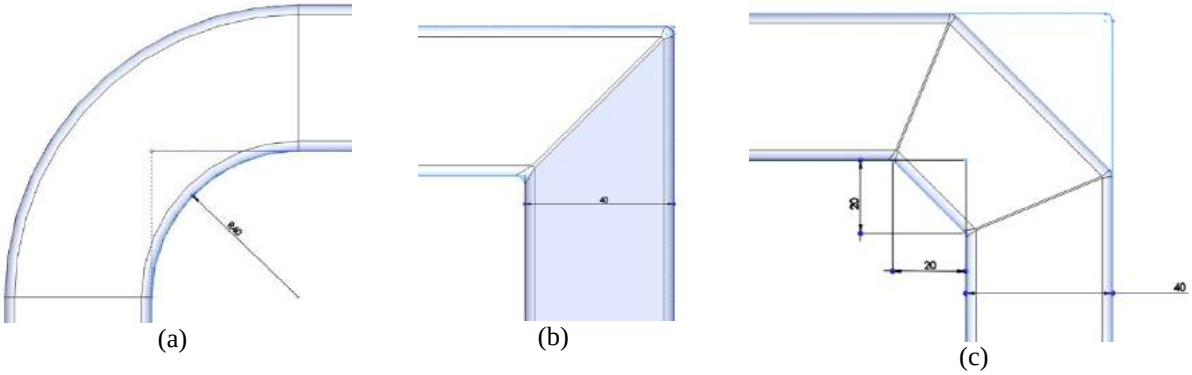


Figura 5. Sección transversal del fuelle



(a) (b) (c)

Figura 6. Esquinas de los modelos (a) redondeada (b) inglete (c) doble inglete

Los compensadores se fabrican habitualmente en acero inoxidable austenítico, las aleaciones como AISI 310 ó AISI 321 son las que se suelen utilizar para la fabricación de estos equipos. Para la simulación se han tomado las propiedades del acero AISI 304 recocido, ya que su comportamiento a fatiga es análogo al de los aceros antes mencionados a los que se le han aplicado el mismo tratamiento térmico. Las principales propiedades se enumeran a continuación:

Tabla 1. Propiedades para el AISI 304 Recocido [3]

Propiedades del material	Unidades	Notación	Valor
Resistencia a tracción	[MPa]	$_u$	572
Módulo de Young	[GPa]	E	190
Límite de fluencia	[MPa]	$_y$	276
Coeficiente de resistencia cíclica	[MPa]	K'	2275
Exponente de endurecimiento por deformación cíclica	[-]	n'	0.334
Coeficiente de ductilidad a la fatiga	[-]	ε_f'	0.174
Coeficiente de resistencia a la fatiga	[MPa]	σ_f'	1267
Exponente de resistencia a la fatiga	[-]	b	-0.139
Exponente de ductilidad a la fatiga	[-]	c	-0.415

Los efectos de la compresión y expansión del fuelle se estudian mediante un análisis de elementos finitos (FEM). Las piezas se han discretizado de forma que los resultados son independientes del mallado, lo que se conoce como independencia de malla. Para la simulación se ha establecido como fija una de las aristas del fuelle y a la otra se le ha aplicado una condición de desplazamiento. Para estudiar la variación de la duración en función del desplazamiento se han hecho simulaciones con desplazamientos entre 3 y 5 [mm] en condiciones cuasiestáticas. En realidad, esto coincide con lo que sucede en la práctica, ya que las dilataciones y contracciones debidas al funcionamiento normal de las instalaciones suceden de forma gradual [4].

Para los cálculos de fatiga, se considera que se parte de reposo y que cuando se aplica la carga se alcanza la tensión máxima, de forma que la tensión mínima es nula. La vida de los compensadores se suele estimar en unos 10000 ciclos, que está entre lo que se suele denominar fatiga de bajos ciclos y fatiga de altos ciclos. Esto, unido a que en algunos casos de los que se estudian la pieza alcanza valores de tensiones cercanos al límite de fluencia [5], hace que se utilice un modelo de fatiga deformación-vida, ya que se estima que es el más adecuado en este caso [6].

Siguiendo este modelo, las deformaciones son las causas básicas de la fatiga, y en algunos puntos de la pieza se alcanza régimen plástico. El método de deformación vida considera el efecto de la plasticidad. La ecuación 1 relaciona la deformación total con los ciclos de vida de la pieza según el modelo planteado [7].

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_f'}{E}\left(2\,N_f\right)^b + \varepsilon_f'\left(2\,N_f\right)^c \tag{1}$$

En esta ecuación, el primer término representa la parte elástica mientras que el segundo término es en el que se tienen en cuenta las deformaciones plásticas. Matemáticamente, esta curva se puede describir sumando las curvas de Basquin y de Coffin-Manson. En el ensayo estático, la plasticidad no se considera, por lo que el efecto de la plasticidad en los cálculos de fatiga se tiene en cuenta con la relación de Ramberg-Osgood (Ecuación 2)

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'}\right)^{\frac{1}{n'}} \tag{2}$$

3. Resultados

En esta parte se presentarán los resultados obtenidos en la simulación. Se analizarán en primer lugar los resultados de tensiones obtenidos para los casos de espesor 1 [mm] y desplazamiento 3 [mm] para los tres modelos de esquinas. Las tensiones se muestran en las Figura 7, Figura 8 y Figura 9. Las tensiones están expresadas en [Pa]. Como es evidente, las tensiones máximas se obtienen en las esquinas del fuelle. En el caso de los fuelles cortados a inglete y doble inglete, como era de prever, las tensiones son mayores que en el diseño en redondo y aparecen tensiones en torno a 225 [MPa], mientras que en caso redondo se quedan en 210 [MPa].

En este estudio sólo se ha tenido en cuenta un tipo de sección de fuelle, que, según las normas de la EJMA, es la sección que peor se comporta a fatiga. Esto hace que también se alcancen altos valores de tensión en la cresta de la sección transversal del fuelle debido al desplazamiento que se ha impuesto. Estos perfiles de tensiones se procesarán para evaluar la vida a fatiga de los fuelles.

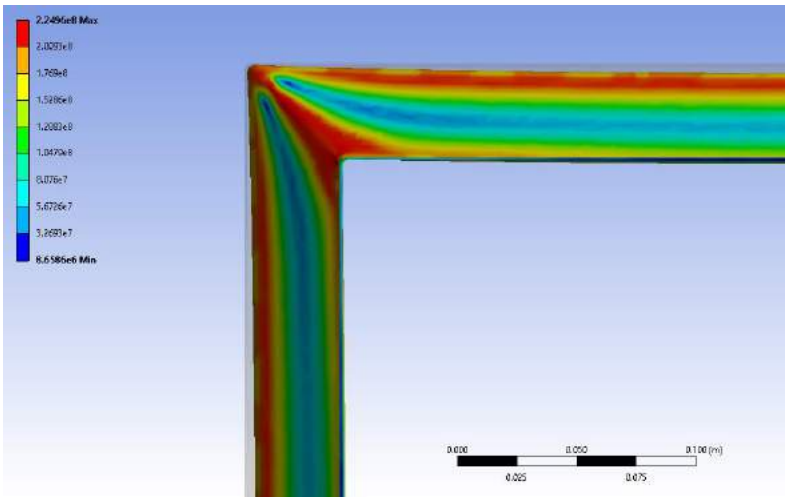


Figura 7. Tensión equivalente [Pa] para esquina a inglete

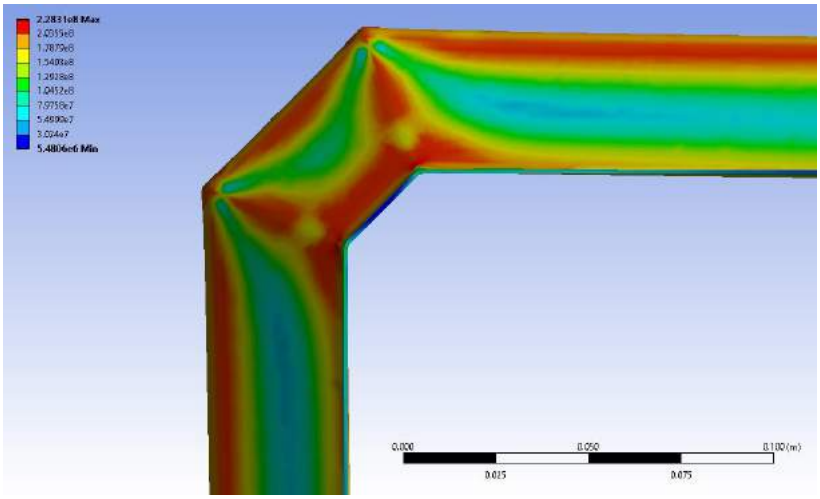


Figura 8. Tensión equivalente [Pa] para esquina a doble inglete

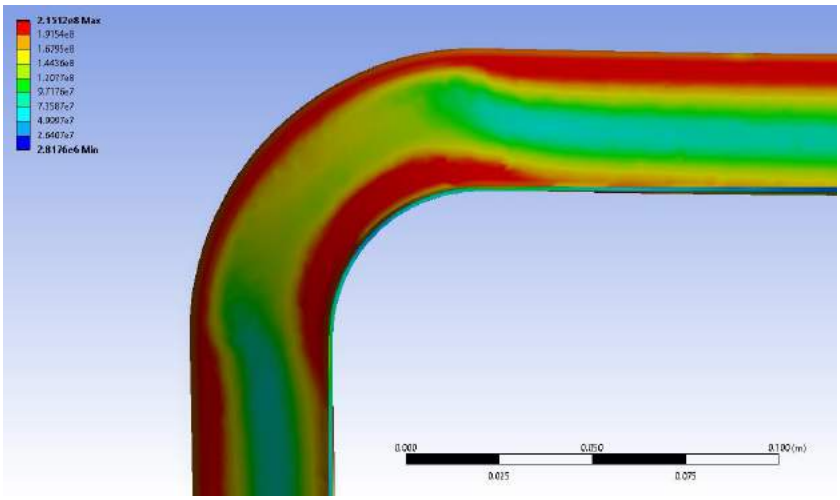


Figura 9. Tensión equivalente [Pa] para esquina redondeada

Una vez que se analizan los tres estados tensionales, se presentarán los resultados relativos al cálculo basado en el modelo deformación-vida que se ha llevado a cabo. En la Figura 10 se puede ver cómo varía la vida de los distintos modelos de esquinas con distintos espesores en función de la deformación a la que se va a someter. Se puede ver que el fuelle de esquinas redondas y espesor 1 [mm] es, con diferencia, el que más ciclos soporta. En este caso se alcanzan 135000 ciclos.

Hay que tener en cuenta para analizar estos resultados que en la mayor parte de las instalaciones se diseñan para 10000 ciclos debido a que su funcionamiento es continuo y las tensiones debidas a las deformaciones térmicas aparecen cuando la conducción va aumentando su temperatura hasta alcanzar la temperatura de régimen. Una vez alcanzada la temperatura, no suele haber variaciones significativas en un intervalo de tiempo considerable, como si sucede con otros elementos mecánicos.

La esquina de inglete y la de doble inglete presentan un comportamiento muy similar, aunque la de doble inglete, por ser más rígida es un poco peor en todos los casos. Si se analiza el espesor de un milímetro, se quedan en el entorno de 15000 ciclos, que es un orden de magnitud menos que la esquina redonda. Con respecto al espesor, se puede observar que al aumentar el espesor medio milímetro, la vida del elemento baja a un poco menos de la mitad de vida en el caso de las esquinas redondas y un comportamiento análogo se observa en las de inglete y doble inglete. En la Figura 11 se muestra el comportamiento cíclico del fuelle. En este caso se presentan los puntos en los que las tensiones son más desfavorables.

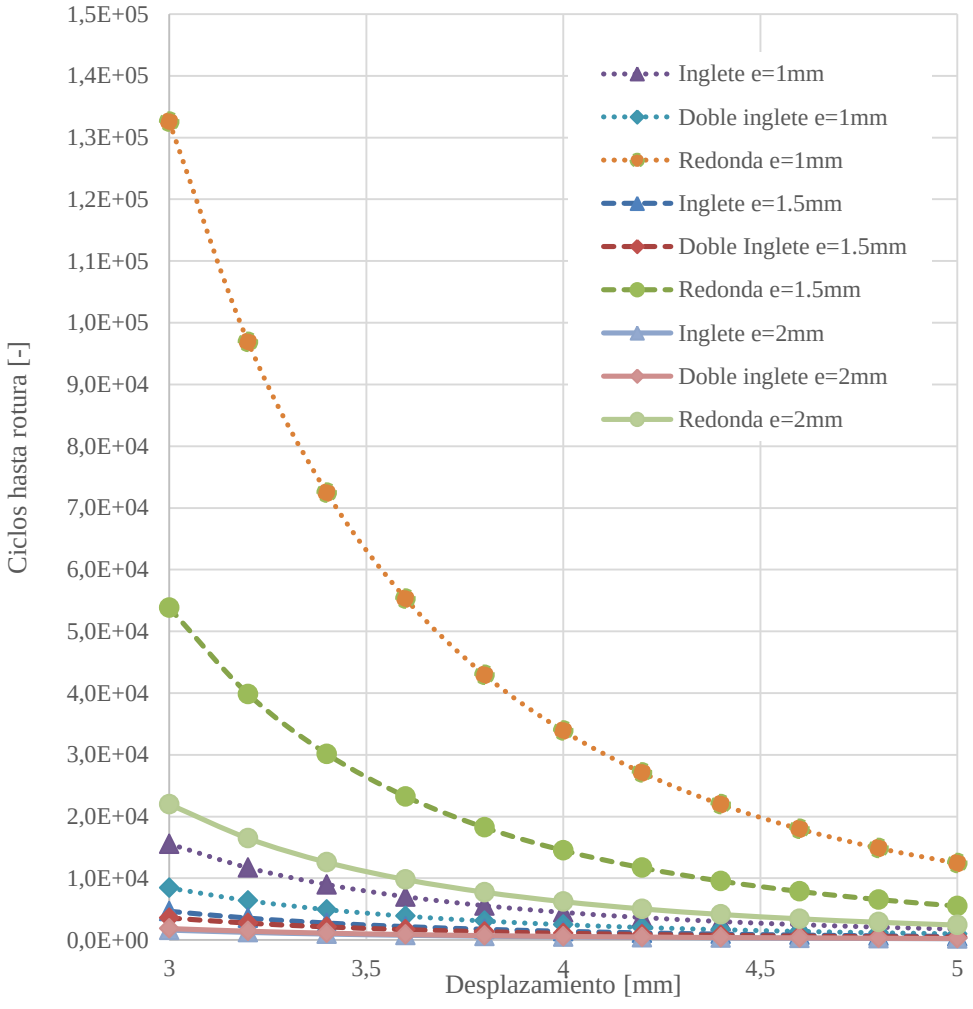


Figura 10. Vida de los distintos modelos de esquinas en función del desplazamiento

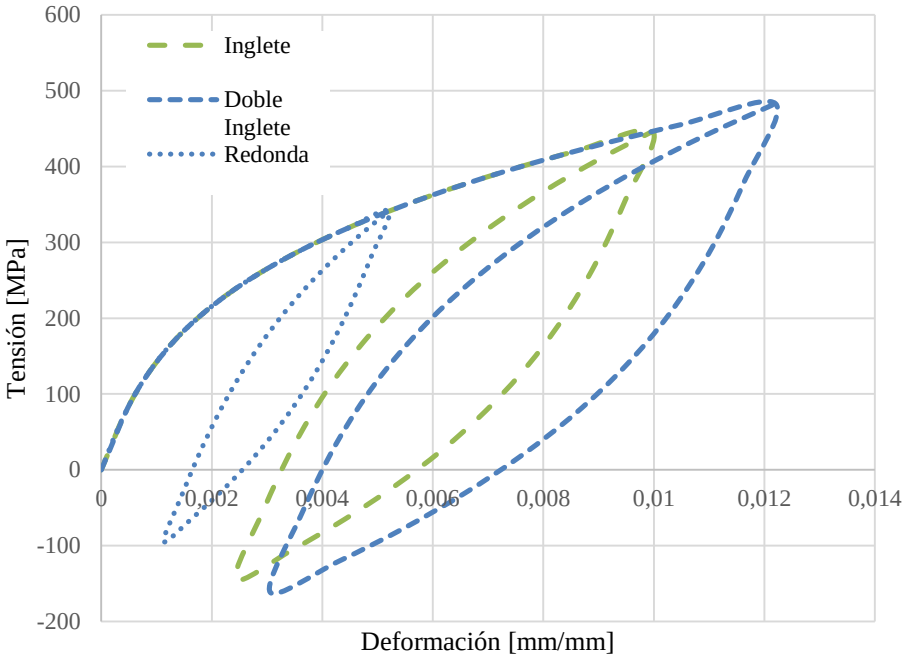


Figura 11. Comportamiento cíclico de tensión-deformación

4. Conclusiones

Una vez que se han analizado los resultados obtenidos se pueden destacar algunas conclusiones a las que se ha llegado con este trabajo:

- Se deben tomar los resultados de vida con cautela. Hay autores que aseguran que los resultados se encuentran en un factor de 2 [8].
- Los compensadores con esquinas redondeadas tienen un comportamiento mucho mejor que los de esquinas cortadas a inglete. Aun así, las esquinas a inglete también tienen una vida aceptable que, si hay una diferencia de costes apreciable, lleve a su instalación.
- El espesor hace que la pieza sea más rígida y el comportamiento a fatiga de los elementos empeora considerablemente. Esto lleva a pensar que, si los fuelles no van a estar sometidos a presiones interiores demasiado elevadas, es mejor fabricar los fuelles con chapa más fina

En futuros trabajos se tratarán de estudiar otros parámetros como las distintas secciones de fuelles o cómo varía el comportamiento en función de los radios de redondeo.

5. Referencias

[1] Expansion Joint Manufacturers Association, INC, Standards of the Expansion Joint Manufacturers Association, INC, Tarrytown (NY), 2015.

[2] S. Lee, «Study on the forming parameters of the metal bellows,» *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 130, nº 131, p. 47–53, 2002.

[3] SAE, Low Cycle Fatigue Properties, Ferrous and Non Ferrous Materials, vol. SAE J1099, SAE, 1998.

[4] M. R. Eslami, Finite Elements Methods in Mechanics, Tehran: Springer, 2014.

[5] C. Becht IV, «Fatigue of bellows, a new design approach,» *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* vol. 77, pp. 843-850, 2000.

[6] R. Avilés, Métodos de cálculo de fatiga para ingeniería, Madrid: Paraninfo, 2015.

[7] D. Radaj y M. Vormwald, Advanced Methods of Fatigue Assessment, Berlin: Springer, 2013.

[8] N. Bishop y F. Sherratt, Finite Element Based Fatigue Calculations, Farnham: NAFEMS, 2000.

Metodología experimental para la estimación del tamaño y la forma de la zona plástica en el vértice de grieta

J.M. Vasco Olmo[1], F.A. Díaz Garrido[2], M.N. James[3], C.J. Christopher[4], E.A. Patterson[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. jvasco@ujaen.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. fdiaz@ujaen.es*

[3]*School of Marine Science & Engineering. University of Plymouth. M.James@plymouth.ac.uk*

[4]*School of Marine Science & Engineering. University of Plymouth. C.Christopher@plymouth.ac.uk*

[5]*School of Engineering. University of Liverpool. Eann.Patterson@liverpool.ac.uk*

En el presente trabajo se presenta una novedosa metodología para la estimación experimental de la zona plástica durante ensayos de fatiga. Esta metodología se basa en la aplicación de un criterio de plastificación para estimar el tamaño y la forma de la zona plástica en las inmediaciones del vértice de una grieta. Los criterios que se han empleado en este trabajo son el de von Mises y Tresca. La metodología emplea los mapas de deformaciones calculados a partir de los campos de desplazamientos horizontal y vertical obtenidos mediante la técnica de correlación digital de imágenes (DIC). Posteriormente, se obtienen los mapas de tensiones a partir de la aplicación de los criterios de plastificación. Una probeta compact-tension (CT) fabricada en titanio comercialmente puro fue ensayada a un R-ratio de 0.6. Además de la metodología anteriormente indicada, se exploró la capacidad de tres modelos analíticos de caracterización de los campos de tensiones y desplazamientos en las inmediaciones del vértice de grieta para predecir tanto la forma como el tamaño de la zona plástica. De dicho análisis se estableció que el modelo CJP era el que proporcionaba mejores predicciones del tamaño y la forma de la zona plástica con respecto a los resultados experimentales obtenidos a partir de la metodología indicada con anterioridad.

1. Introducción

Desde hace décadas, dentro de la comunidad científica dedicada al estudio de la mecánica de la fractura, se ha reconocido que la estimación y/o predicción de la forma y el tamaño de la zona plástica y su posible influencia en el crecimiento de grieta a fatiga es un tema cuyo análisis y evaluación presenta gran complejidad, ya sea abordado de forma numérica como experimental. En lo que respecta a las simulaciones numéricas, las predicciones normalmente se han basado en modelos teóricos puramente elásticos de los campos de tensiones en el vértice de grieta. Experimentalmente, la determinación de la región deformada plásticamente en las inmediaciones de una grieta creciendo a fatiga se ha perseguido mediante el empleo de una gran variedad de técnicas que consigan estimar las dimensiones de la zona plástica en el vértice de la grieta. Uğuz and Martin [1] proporcionaron una útil revisión del trabajo experimental más tempranero sobre la caracterización de la zona plástica en el vértice de grieta; esta revisión incluye técnicas basadas en medidas de microdureza, grabado químico, interferencia óptica, galgas extensiométricas y microscopio electrónico. Técnicas modernas de modelado numérico y técnicas avanzadas experimentales como difracción de rayos X y tomografía **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, correlación digital de imágenes (DIC) **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, termografía (TSA) [3], y difracción de electrones por retrodispersión (EBSD) [4] han puesto de manifiesto el potencial de las técnicas experimentales de campo completo para la determinación de los factores de intensidad de tensiones, las tensiones y deformaciones residuales y, por tanto, el potencial para la estimación de las dimensiones de la zona plástica.

La mayoría de los trabajos reportados para predecir el tamaño y la forma de la zona plástica en el vértice de grieta han empleado enfoques basados en la Mecánica de la Fractura Elástico-Lineal (LEFM), como son las estimaciones de Irwin [5] o Dugdale [6], y el modelo basado en las ecuaciones de Westergaard [7], entre otros. Sin embargo, se tratan de enfoques simplistas y, por tanto, hay un claro campo de aplicación consistente en la combinación de técnicas de medición de campo completo con un modelo que mejore la definición del campo de tensiones en las inmediaciones del vértice de grieta que trate de incorporar de una forma más exacta los efectos

de la plasticidad que se genera durante el crecimiento de grieta a fatiga sobre el campo de tensiones elástico circundante.

El objetivo de este trabajo es la determinación experimental del tamaño y la forma de la zona plástica empleando DIC en una probeta de titanio. Así mismo, se pretende evaluar la capacidad de tres modelos de caracterización de los campos de tensiones y desplazamientos en el vértice de grieta para predecir el tamaño y la forma de la zona plástica. Los tres modelos considerados son el basado en las ecuaciones de Westergaard, el fundamentado en las series de expansión de Williams y el recientemente desarrollado modelo CJP.

2. Descripción de los modelos para la caracterización de los campos de tensiones y desplazamientos

En esta sección se describen los modelos empleados en este trabajo para la caracterización de los campos de tensiones y desplazamientos en las inmediaciones del vértice de una grieta.

2.1. Modelo basado en las ecuaciones de Westergaard

De acuerdo con las ecuaciones de Westergaard, los campos de tensiones [8] en las inmediaciones del vértice de grieta se describen a través de los factores de intensidad de tensiones (SIFs) K_I y K_{II}, el T-stress T y un sistema de coordenadas polares con su origen en el vértice de grieta. De esta forma, los campos de tensiones se definen como sigue:

$$\begin{Bmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \sigma_{xy}\end{Bmatrix}=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}}\cos\frac{\theta}{2}\begin{Bmatrix}1-\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3\theta}{2}\\ 1+\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3\theta}{2}\\ \sin\frac{\theta}{2}\cos\frac{3\theta}{2}\end{Bmatrix}+\frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi r}}\begin{Bmatrix}-\sin\frac{\theta}{2}\left(2+\cos\frac{\theta}{2}\cos\frac{3\theta}{2}\right)\\ \sin\frac{\theta}{2}\cos\frac{\theta}{2}\sin\frac{3\theta}{2}\\ \cos\frac{\theta}{2}\left(1-\sin\frac{\theta}{2}\sin\frac{3\theta}{2}\right)\end{Bmatrix}+\begin{Bmatrix}T\\ 0\\ 0\end{Bmatrix} \tag{1}$$

De manera similar, los campos de desplazamientos [8] en el vértice de grieta se definen como:

$$\begin{Bmatrix}u\\ v\end{Bmatrix}=\frac{K_I}{2G}\sqrt{\frac{r}{2\pi}}\begin{Bmatrix}\cos\frac{\theta}{2}\left(\kappa-1+2\sin^2\frac{\theta}{2}\right)\\ \sin\frac{\theta}{2}\left(\kappa+1-2\cos^2\frac{\theta}{2}\right)\end{Bmatrix}+\frac{K_{II}}{2G}\sqrt{\frac{r}{2\pi}}\begin{Bmatrix}\sin\frac{\theta}{2}\left(\kappa+1+2\cos^2\frac{\theta}{2}\right)\\ \cos\frac{\theta}{2}\left(\kappa-1-2\sin^2\frac{\theta}{2}\right)\end{Bmatrix}+\frac{T}{8G}r\begin{Bmatrix}(\kappa+1)\cos\theta\\ (\kappa-3)\sin\theta\end{Bmatrix} \tag{2}$$

Donde $G=E/2(1+\nu)$ es el módulo de elasticidad transversal del material, mientras que E y ν son el módulo de Young y el coeficiente de Poisson del material, respectivamente. Además, $\kappa=(3-\nu)/(1+\nu)$ para tensión plana o $\kappa=3-4\nu$ para deformación plana.

2.2. Modelo basado en las series de expansión de Williams

De acuerdo con las series de expansión de Williams [9], los campos de tensiones se expresan en función del número de términos en las series, los coeficientes de las mismas y un sistema de referencia polar con origen en el vértice de la grieta:

$$\begin{aligned}\begin{Bmatrix}\sigma_x\\ \sigma_y\\ \sigma_{xy}\end{Bmatrix}=&\sum_{n=1}^{\infty}\frac{n}{2}A_{In}r^{\frac{n-2}{2}}\begin{Bmatrix}\left[2+(-1)^n+\frac{n}{2}\right]\cos\left(\frac{n}{2}-1\right)\theta-\left(\frac{n}{2}-1\right)\cos\left(\frac{n}{2}-3\right)\theta\\ \left[2-(-1)^n-\frac{n}{2}\right]\cos\left(\frac{n}{2}-1\right)\theta+\left(\frac{n}{2}-1\right)\cos\left(\frac{n}{2}-3\right)\theta\\ -\left[(-1)^n+\frac{n}{2}\right]\sin\left(\frac{n}{2}-1\right)\theta+\left(\frac{n}{2}-1\right)\sin\left(\frac{n}{2}-3\right)\theta\end{Bmatrix}\\ &-\sum_{n=1}^{\infty}\frac{n}{2}A_{IIn}r^{\frac{n-2}{2}}\begin{Bmatrix}\left[2-(-1)^n+\frac{n}{2}\right]\sin\left(\frac{n}{2}-1\right)\theta-\left(\frac{n}{2}-1\right)\sin\left(\frac{n}{2}-3\right)\theta\\ \left[2+(-1)^n-\frac{n}{2}\right]\sin\left(\frac{n}{2}-1\right)\theta+\left(\frac{n}{2}-1\right)\sin\left(\frac{n}{2}-3\right)\theta\\ -\left[(-1)^n-\frac{n}{2}\right]\cos\left(\frac{n}{2}-1\right)\theta-\left(\frac{n}{2}-1\right)\cos\left(\frac{n}{2}-3\right)\theta\end{Bmatrix}\end{aligned} \tag{3}$$

Donde $A_{I1}=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi}}$, $A_{II1}=-\frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi}}$ y $A_{I2}=-\frac{T}{4}$.

De igual forma, los campos de desplazamientos [10] vienen definidos como:

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix}=\sum_{n=1}^{\infty}\frac{r^{n/2}}{2G}a_n\begin{Bmatrix}\left[\kappa+\frac{n}{2}+(-1)^n\right]\cos\frac{n\theta}{2}-\frac{n}{2}\cos\frac{(n-4)\theta}{2}\\ \left[\kappa-\frac{n}{2}-(-1)^n\right]\sin\frac{n\theta}{2}+\frac{n}{2}\sin\frac{(n-4)\theta}{2}\end{Bmatrix}+\sum_{n=1}^{\infty}\frac{r^{n/2}}{2G}b_n\begin{Bmatrix}-\left[\kappa+\frac{n}{2}-(-1)^n\right]\sin\frac{n\theta}{2}-\frac{n}{2}\sin\frac{(n-4)\theta}{2}\\ \left[\kappa-\frac{n}{2}+(-1)^n\right]\cos\frac{n\theta}{2}+\frac{n}{2}\cos\frac{(n-4)\theta}{2}\end{Bmatrix} \tag{4}$$

Donde $a_1=\frac{K_I}{\sqrt{2\pi}}$, $b_1=-\frac{K_{II}}{\sqrt{2\pi}}$ y $a_2=-\frac{T}{4}$.

2.3. Modelo CJP

El modelo CJP es un novedoso modelo matemático desarrollado por Christopher, James y Patterson [11] basado en los potenciales complejos de Muskhelishvili [12]. Los autores postularon que el resto plástico que se genera alrededor del vértice y de los flancos de una grieta protegerá a la misma de la influencia del campo de tensiones elástico circundante. Así, este fenómeno protector (recogido en la literatura como 'shielding') comprende el efecto de las fuerzas de contacto entre las caras de la grieta (tradicionalmente conocido como cierre de grieta) así como una tensión cortante interfacial inducida por compatibilidad en el contorno elasto-plástico. En la formulación original del modelo, los campos de tensiones [11] en las inmediaciones del vértice de grieta fueron caracterizados como sigue:

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= -\frac{1}{2}(A+4B+8F)r^{-\frac{1}{2}}\cos\frac{\theta}{2}-\frac{1}{2}Br^{-\frac{1}{2}}\cos\frac{5\theta}{2}-C\\
&\quad -\frac{1}{2}Fr^{-\frac{1}{2}}\left[\ln(r)\left(\cos\frac{5\theta}{2}+3\cos\frac{\theta}{2}\right)+\theta\left(\sin\frac{5\theta}{2}+3\sin\frac{\theta}{2}\right)\right]+O\left(r^{\frac{1}{2}}\right)\\
\sigma_y &= \frac{1}{2}(A-4B-8F)r^{-\frac{1}{2}}\cos\frac{\theta}{2}+\frac{1}{2}Br^{-\frac{1}{2}}\cos\frac{5\theta}{2}+H\\
&\quad +\frac{1}{2}Fr^{-\frac{1}{2}}\left[\ln(r)\left(\cos\frac{5\theta}{2}-5\cos\frac{\theta}{2}\right)+\theta\left(\sin\frac{5\theta}{2}-5\sin\frac{\theta}{2}\right)\right]+O\left(r^{\frac{1}{2}}\right)\\
\sigma_{xy} &= -\frac{1}{2}r^{-\frac{1}{2}}\left(A\sin\frac{\theta}{2}+B\sin\frac{5\theta}{2}\right)\\
&\quad -Fr^{-\frac{1}{2}}\sin\theta\left[\ln(r)\cos\frac{3\theta}{2}+\theta\sin\frac{3\theta}{2}\right]+O\left(r^{\frac{1}{2}}\right)
\end{aligned} \tag{5}$$

Mientras que los campos de desplazamientos [11] fueron caracterizados según la expresión (6). En el análisis matemático, la suposición $D+F=0$ debe establecerse con el fin de dar un apropiado comportamiento asintótico de las tensiones a lo largo de las caras de la grieta. Por tanto, según esta suposición, tanto los campos de tensiones como los de desplazamientos son caracterizados a partir de cinco coeficientes (A, B, C, F y H).

$$\begin{aligned}
2G(u+iv) &= \kappa\left[-2(B+2F)z^{\frac{1}{2}}+4Fz^{\frac{1}{2}}-2Fz^{\frac{1}{2}}\ln(z)-\frac{C-H}{4}z\right]-z\left[-(B+2F)\bar{z}^{-\frac{1}{2}}-F\bar{z}^{-\frac{1}{2}}\overline{\ln(z)}-\frac{C-H}{4}\right]\\
&\quad -\left[A\bar{z}^{\frac{1}{2}}+D\bar{z}^{\frac{1}{2}}\overline{\ln(z)}-2D\bar{z}^{\frac{1}{2}}+\frac{C+H}{2}\bar{z}\right]
\end{aligned} \tag{6}$$

El modelo CJP define tres factores de intensidad de tensiones para caracterizar los campos de tensiones y desplazamientos alrededor del vértice de grieta: un factor de intensidad de tensiones de apertura K_F, un factor de intensidad de tensiones de retardo K_R y un factor de intensidad de tensiones cortante K_S. A estos SIFs hay que sumarle el T-stress.

El factor de intensidad de tensiones de apertura K_F se define a partir de la carga remota aplicada, tradicionalmente caracterizada por K_I, pero es modificado por las componentes de la fuerza derivadas de las tensiones que actúan a lo largo del contorno elasto-plástico y que, por tanto, influyen en las fuerzas que gobiernan el crecimiento de grieta. Según lo indicado, K_F se define al evaluar la tensión normal perpendicular (σ_y) al plano de la grieta:

$$K_F = \lim_{r\to 0}\left[\sqrt{2\pi r}\left(\sigma_y + 2Fr^{-1/2}\ln r\right)\right] = \sqrt{\frac{\pi}{2}}\left(A - 3B - 8F\right) \tag{7}$$

El factor de intensidad de tensiones de retardo K_R caracteriza las fuerzas aplicadas en el plano de la grieta, las cuales proporcionan un efecto de retardo en el crecimiento de grieta a fatiga. Por tanto, K_R se define a partir de la tensión normal paralela (σ_x) al plano de la grita.

$$K_R = \lim_{r\to 0}\left[\sqrt{2\pi r}\,\sigma_x\right] = -(2\pi)^{3/2}F \tag{8}$$

Además de los dos SIFs anteriores, el modelo CJP propone que un término cortante surge a partir de los requerimientos de compatibilidad de los desplazamientos entre el volumen de la región elástica y el de la zona plástica. Por tanto, este factor de intensidad de tensiones cortante K_S caracteriza la tensión cortante inducida por compatibilidad a lo largo del contorno entre el resto plástico y el campo elástico circundante. Según esto, K_S será definido a partir de la tensión cortante (σ_{xy}):

$$K_S = \lim_{r\to 0}\left[\sqrt{2\pi r}\,\sigma_{xy}\right] = \sqrt{\frac{\pi}{2}}\left(A + B\right) \tag{9}$$

Por último, el T-stress se define a partir de sus componentes a lo largo de las direcciones *x* e *y*:

$$T_x = -C; \quad T_y = -H \tag{10}$$

3. Trabajo experimental

Una probeta CT (dimensiones mostradas en la figura 1a) fue fabricada a partir de una hoja de titanio comercialmente puro de 1 mm de espesor. Dicha probeta se ensayó a fatiga aplicando un ciclo de carga de amplitud constante a un *R*-ratio de 0.6 ($P_{mín}$ = 450 N, $P_{máx}$ = 750 N).



Figura 1: (a) Dimensiones (mm) de la probeta empleada para realizar el ensayo a fatiga. (b) Montaje experimental empleado para la implementación de la técnica de DIC y el seguimiento del vértoce de la grieta.

Las dos caras de la probeta se prepararon de forma distinta para la correcta observación experimental. La superficie empleada para su análisis mediante DIC se pintó aplicando un moteado negro sobre un fondo blanco con el fin de generar el speckle necesario para su correcta implementación. La superficie opuesta fue pulida para un correcto seguimiento del vértice de la grieta.

El ensayo a fatiga se realizó en una máquina eléctrica ElectroPuls E3000 (figura 1b) empleando una frecuencia de 10 Hz. A cada lado de la probeta se dispuso perpendicularmente una cámara CCD equipada con una lente zoom (MLH-10X EO) para incrementar la resolución espacial en las inmediaciones del vértice de la grieta. Durante la realización de los ensayos, periódicamente se pausó el ciclado para permitir la adquisición de una secuencia de imágenes a incrementos uniformes a lo largo de un ciclo de carga completo. El campo de visión obtenido en la superficie empleada para la implementación de DIC fue de 17.3 x 13 mm (resolución de 13.5 µm/pix), con la trayectoria de la grieta localizada en el centro de la imagen. Para la iluminación de la superficie se empleó un anillo de fibra óptica colocado alrededor de la lente zoom (mostrado en la figura 1b).

4. Metodología experimental

En esta sección se describen las dos metodologías desarrolladas para evaluar el tamaño y la forma de la zona plástica. La primera metodología es un método directo en el que la zona plástica se estima a partir de los campos de desplazamientos medidos experimentalmente mediante DIC; mientras que la segunda metodología consiste en

un método indirecto en el que los datos experimentales se emplean en los modelos para determinar sus predicciones del tamaño y la forma de la zona plástica.

4.1. Método directo para la estimación de la zona plástica

Este método se basa en la aplicación de un criterio de plastificación y consiste en identificar los campos de deformación plástica a través de la diferenciación de los campos de desplazamientos experimentales. En este trabajo se ha empleado DIC-2D para medir los desplazamientos. El procedimiento seguido para la implementación de este método se describe en los siguientes párrafos.

El primer paso en la metodología consiste en obtener los campos de desplazamientos horizontal y vertical alrededor del vértice de la grieta. En la figura 2 se muestra un ejemplo típico de campos de desplazamientos obtenidos para una longitud de grieta de 9.40 mm a una carga de 750 N. El proceso desarrollado se ilustrará empleando estos mapas de desplazamientos.

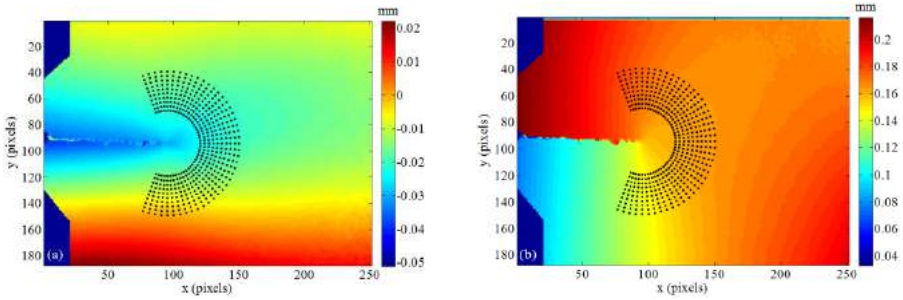


Figura 2: Campos de desplazamientos horizontal (a) y vertical (b) medidos con DIC para una longitud de grieta de 9.40 mm y un nivel de carga de 750 N y colección de puntos empleada para el cálculo de los SIFs.

El siguiente paso en la metodología implica determinar los campos de deformaciones en el vértice de grieta por diferenciación de los campos de desplazamientos. Para este propósito, se ha empleado el tensor de deformaciones de Green-Lagrange [13] porque considera términos de segundo orden, siendo más exacto que los tensores que emplean únicamente términos de primer orden. Así, este tensor viene dado por las siguientes expresiones:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} \\ \dfrac{\partial v}{\partial y} \\ \dfrac{\partial u}{\partial y} + \dfrac{\partial v}{\partial x} \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \begin{pmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} & 0 & \dfrac{\partial v}{\partial y} & 0 \\ 0 & \dfrac{\partial u}{\partial y} & 0 & \dfrac{\partial v}{\partial y} \\ \dfrac{\partial u}{\partial y} & \dfrac{\partial u}{\partial x} & \dfrac{\partial v}{\partial y} & \dfrac{\partial v}{\partial x} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dfrac{\partial u}{\partial x} \\ \dfrac{\partial u}{\partial y} \\ \dfrac{\partial v}{\partial x} \\ \dfrac{\partial v}{\partial y} \end{pmatrix} \tag{11}$$

Una vez se han calculado los campos de deformaciones, el siguiente paso es determinar los campos de tensiones empleando la ley de Hooke. La tensión equivalente se calcula a partir del tensor de tensiones, bien empleando el criterio de von Mises o el de Tresca. De esta forma, la zona plástica puede estimarse a partir del mapa de la tensión equivalente hallando la región que excede el límite de fluencia del material. Para el titanio empleado en este trabajo, ensayos de caracterización de material arrojaron un límite de fluencia de 390 MPa. La figura 3 muestra la región de la tensión equivalente donde se excede el límite de fluencia del material tanto para el criterio de von Mises (3a) como para el de Tresca (3b). Así, la extensión de la zona plástica (área blanca) se puede identificar fácilmente respecto del campo de tensiones elástico circundante.

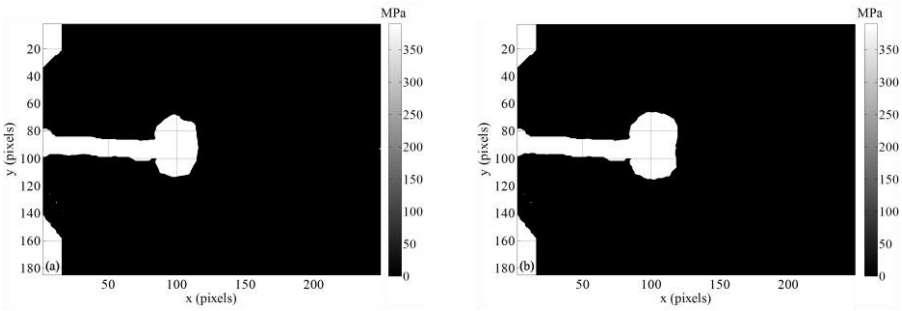


Figura 3: Mapas de la tensión equivalente excediendo el límite de fluencia del material aplicando el criterio de von Mises (a) y de Tresca (b) para una longitud de greta de 9.40 mm y un nivel de carga de 750 N.

En este trabajo el área de la zona plástica se ha considerado como variable que contiene información tanto del tamaño como de la forma de la zona plástica, y la cual por tanto, puede proporcionar una forma eficiente y de gran potencial para hacer mediciones cuantitativas. Una vez se ha identificado la zona plástica, el siguiente paso consiste en caracterizar su tamaño mediante la cuantificación del área. Inicialmente, se detectan los puntos que definen el contorno de la zona plástica (figura 4a). A continuación, se aplica una función de triangulación para definir el área encerrada por los puntos seleccionados anteriormente (figura 4b). Finalmente, el área de la zona plástica puede calcularse como la suma de las áreas de todos los triángulos previamente definidos en el proceso de triangulación.

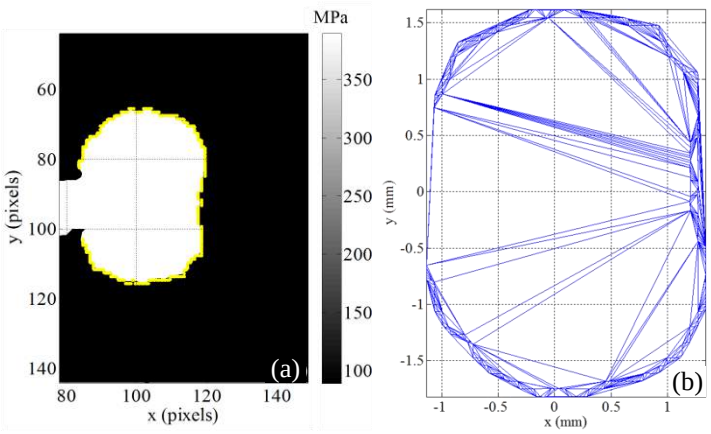


Figura 4: (a) Detección de los puntos que definen el contorno de la zona plástica. (b) Triangulación del área encerrada por los puntos seleccionados.

4.2. Método indirecto para la estimación de la zona plástica

La zona plástica estimada a partir de los datos experimentales se comparará con la predicha por modelos analíticos de definición de los campos de tensiones y desplazamientos para validar la metodología propuesta. En la literatura, los dos modelos más populares empleados para estimar el tamaño de la zona plástica son las aproximaciones de Irwin [6] y Dugdale [7]. Ambos procedimientos conducen a estimaciones del tamaño y la forma de la zona plástica simplistas basadas en soluciones elásticas. Según esto, es más útil estimar el tamaño y la forma de la zona plástica en todos los ángulos alrededor del vértice de la grieta aplicando un criterio de plastificación sobre un modelo analítico que describa los campos de tensiones en las inmediaciones del vértice de grieta. En este trabajo, los tres modelos descritos en la sección 2 se emplearán para encontrar la forma de la zona plástica.

El primer paso de la metodología consiste en determinar los factores de intensidad de tensiones definidos en cada modelo a partir del análisis de los campos de desplazamientos experimentales. El método 'multi-point over-deterministic' desarrollado por Sanford y Dally [14] forma la base de este proceso. Los modelos son válidos sólo para el campo elástico cercano a la singularidad del vértice de la grieta y, por tanto, es necesario identificar la zona próxima a dicho vértice donde se pueden obtener datos válidos. Así, una malla anular (figura 2) fue definida para establecer la zona a partir de la cual determinar los SIFs. Dos parámetros son fundamentales para la definición de la malla anular: los radios interno y externo. El radio interno se definió con la extensión suficiente para evitar la selección de datos en la deformación plástica generada en el vértice de la grieta, mientras que el radio externo se definió a partir de la región dominada por la singularidad generada en el vértice de la grieta.

Esta región de singularidad fue definida a partir de los mapas de desplazamientos verticales, estableciendo su extensión a través del cambio que se observa en la orientación de los contornos de los desplazamientos debido a la interacción entre la zona dominada por el vértice de la grieta y la dominada por el borde libre de la probeta.

Una vez que se han calculado los factores de intensidad de tensiones, éstos pueden emplearse para obtener los coeficientes que definen los campos de tensiones en el vértice de grieta. Así, dichos campos de tensiones pueden reconstruirse y emplear el mismo procedimiento que el indicado en la sección anterior para el método directo, obteniendo el mapa de la tensión equivalente y estimando la extensión y la forma de la zona plástica a partir de la tensión de fluencia del material. Por tanto, tanto el tamaño como la forma de la zona plástica determinada experimentalmente pueden compararse con la extensión y la forma predichas por los tres modelos considerados.

5. Resultados y discusión

La figura 5 muestra datos de la zona plástica obtenidos a máxima carga empleando el criterio de von Mises para dos longitudes de grieta diferentes (6.42 y 9.20 mm).

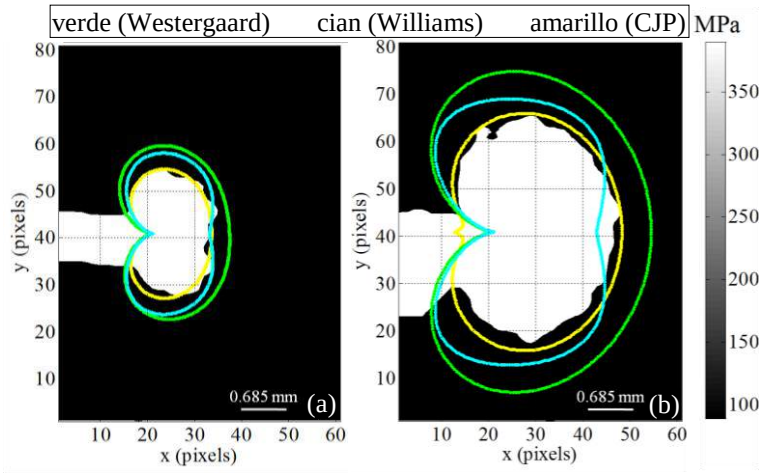


Figura 5: Comparación entre las formas de la zona plástica experimental y la predicha por los modelos empleando el criterio de von Mises para dos longitudes de grieta, (a) 6.42 y (b) 9.20 mm, a máxima carga.

El área blanca representa la zona plástica experimental estimada mediante el método directo, mientras que las líneas de contorno corresponden a la zona plástica predicha por los tres modelos a través de la implementación del método indirecto. Se puede observar claramente que la zona plástica predicha por el modelo CJP muestra un excelente ajuste con la estimada de forma experimental, mientras que los modelos de Westergaard y Williams predicen dimensiones mayores. Por tanto, desde un punto de vista cualitativo, el modelo CJP parece que presenta un gran potencial para predecir la zona plástica en el vértice de grieta.

Además de lo anteriormente establecido a partir de la observación de los contornos para la zona plástica predichos por los tres modelos considerados. Desde un punto de vista cuantitativo, como se indicó anteriormente, se analizará como variable el área de la zona plástica. La figura 6a muestra la evolución con la longitud de grieta de las áreas de la zona plástica estimada experimentalmente y de la predicha por los tres modelos empleando el criterio de von Mises. De nuevo, los resultados experimentales muestran un gran nivel de acuerdo con el área de la zona plástica calculada a partir del modelo CJP para todas las longitudes de grieta analizadas. Sin embargo, el área predicha por los modelos de Westergaard y Williams es mayor que la obtenida experimentalmente. Además, los valores obtenidos mediante el modelo de Westergaard muestran un error progresivamente mayor con el incremento de la longitud de grieta, mientras que los obtenidos mediante el modelo de Williams permanecen bastante constantes. Por tanto, se puede concluir que el modelo CJP proporciona una excelente predicción del tamaño y la forma de la zona plástica comparada con los modelos de Westergaard y Williams.

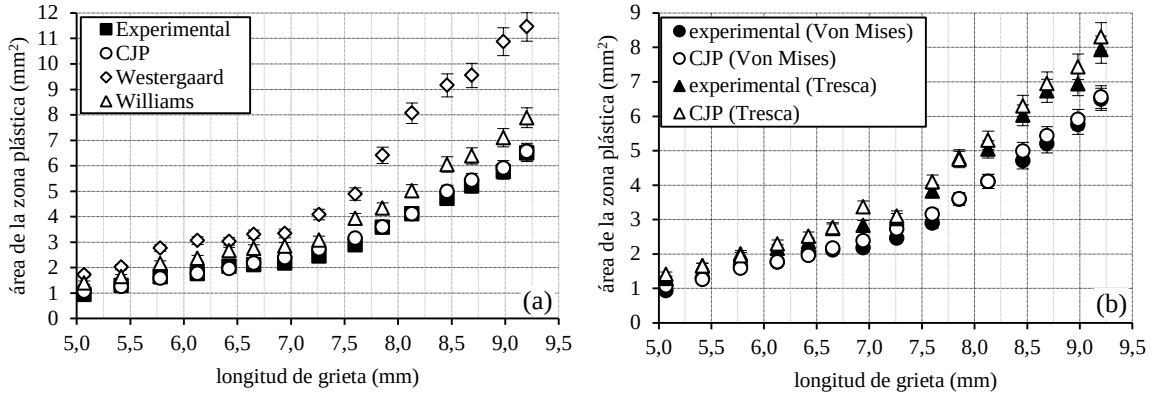


Figura 6: (a) Comparación entre las áreas de la zona plástica estimada experimentalmente y la predicha por los modelos en función de la longitud de grieta para máxima carga empleando el criterio de von Mises. (b) Comparación entre el área de la zona plástica estimada experimentalmente y la predicha por el modelo CJP a máxima carga empleando tanto el criterio de von Mises y el de Tresca.

La figura 6b ilustra cómo varía el área de la zona plástica en función del criterio de plastificación implementado. En este caso se han implementando los criterios de von Mises y Tresca, analizando cómo varía el área de la zona plástica estimada experimentalmente y la predicha por el modelo CJP. Como era de esperar, los tamaños obtenidos usando el criterio de Tresca son mayores, pero se sigue manteniendo la gran concordancia entre los resultados experimentales y las predicciones del modelo CJP.

6. Conclusiones

En el presente trabajo se ha propuesto una metodología experimental novedosa para la evaluación cuantitativa del tamaño de la zona plástica durante el crecimiento de grieta a fatiga. Esta metodología emplea la diferenciación de los campos de desplazamientos medidos experimentalmente para obtener los campos de deformaciones que pueden combinarse con un criterio de plastificación para estimar el tamaño y la forma de la zona plástica en el vértice de grieta. Estas estimaciones se han comparado con predicciones de la zona plástica obtenidas a partir de modelos analíticos que describen los campos de tensiones y desplazamientos en las inmediaciones del vértice de grieta. Este trabajo indica que el modelo CJP proporciona la mejor predicción tanto del tamaño como de la forma de la zona plástica. Se propone que esta concordancia soporta el hecho de que el modelo CJP, a través de sus suposiciones respecto de la influencia de la plasticidad en el campo de tensiones elástico, define de forma más exacta el tamaño real de la zona plástica.

7. Referencias

[1] A. Uğuz, J.W. Martin, Plastic zone size measurement techniques for metallic materials, Materials Characterization, 37 (1996), 105-118.

[2] A. Steuwer, L. Edwards, S. Pratihar, S. Ganguly, M. Peel, M.E. Fitzpatrick, T.J. Marrow, P.J. Withers, I. Sinclair, K.D. Singh, N. Gao, T. Buslaps, J.Y. Buffière, In situ analysis of cracks in structural materials using synchrotron X-ray tomography and diffraction, Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section B: Beam Interactions with Materials and Atoms 246 (2006), 217-225.

[3] D. Nowell, M.E. Kartal, P.F.P. de Matos, Digital image correlation measurement of near-tip fatigue crack displacement fields: constant amplitude loading and load history effects, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures 36(1) (2013), 3-13.

[4] F.A. Díaz, E.A. Patterson, J.R. Yates, Assessment of effective stress intensity factors using thermoelastic stress analysis, The Journal of Strain Analysis for Engineering Design 44 (2009), 621-631.

[5] S.I. Wright, M.M. Nowell, D.P. Field, A review of strain analysis using electron backscatter diffraction, Microscopy and Microanalysis 17 (2011), 316-329.

[6] G.R. Irwin, Analysis of stresses and strains near the end of a crack traversing a plate, Journal of Applied Mechanics 24 (1957), 361-364.

[7] D.S. Dugdale, Yielding in steel sheets containing slits, Journal of the Mechanics and Physics of Solids 8, (1960), 100-104.

[8] M. Janssen, J. Zuidema, R.J.H. Wanhill. Fracture Mechanics, Spon Press, (2006). ISBN 978-90-407-2221-9.

[9] K. Ramesh, S. Gupta, A.A. Kelkar, Evaluation of stress field parameters in fracture mechanics by photoelasticity–Revisited, Engineering Fracture Mechanics 56 (1997), 25-45.

[10] J.R. Yates, M. Zanganeh, Y.H. Tai, Quantifying crack tip displacement fields with DIC, Engineering Fracture Mechanics 77 (2010), 2063-2076.

[11] M.N. James, C.J. Christopher, Y. Lu, E.A. Patterson, Local crack plasticity and its influence on the global elastic field, International Journal of Fatigue 46 (2013), 4-15.

[12] N.I. Muskhelishvili, Some Basic Problems of the Mathematical Theory of Elasticity, Nordhoff International Publishing, (1977). ISBN 978-94-017-3034-1.

[13] A.K. Singh, Mechanics of Solids, Prentice-Hall of India Private Limited, (2010). ISBN 978-81-203-3190-7

[14] R.J. Sanford, J.W. Dally, A general method for determining mixed-mode stress intensity factors from isochromatic fringe patterns, Engineering Fracture Mechanics 11 (1979), 621-633.

Automatización y optimización de la determinación numérica del Factor de Intensiad de Tensiones en ejes fisurados

J.M. Luna Buendía[1], B. Muñoz-Abella[2], L. Rubio Ruiz de Aguirre[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. jluna@ing.uc3m.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mmunoz@ing.uc3m.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. lrubio@ing.uc3m.es*

La aparición y propagación de fisuras es uno de los problemas más graves a los que puede enfrentarse un componente mecánico. Defectos microestructurales del material, zonas con una acusada concentración de tensiones o entallas provocadas durante la vida en servicio del componente son algunos ejemplos de zonas preferentes de nucleación de fisuras. La capacidad de detectar estas fisuras así como anticipar su comportamiento y desarrollo, por tanto, se vuelve clave para garantizar la seguridad en servicio de estos componentes, permitiendo incrementar su vida útil y reducir al máximo costes -tanto económicos como personales- asociados a un posible fallo catastrófico de los mismos. Como paso previo al estudio de la propagación de las fisuras es necesario determinar el Factor de Intensidad de Tensiones (FIT), ya que es precisamente su variación la que determina la velocidad de crecimiento de las fisuras como se pone de manifiesto en la Ley de Paris. En este trabajo se presenta, en primer lugar, una herramienta flexible, fiable y automatizada para la determinación numérica del FIT a lo largo de todo el frente de una fisura semielíptica en ejes rotativos sometidos a flexión, y, en segundo lugar, a partir de los datos calculados mediante el modelo numérico, una expresión cerrada, que permite calcular el FIT en función de la posición del punto a lo largo del frente de fisura, teniendo en cuenta el tamaño y la forma elíptica de de la misma.

1. Introducción

La aparición y propagación de fisuras de fatiga es uno de los problemas más graves a los que puede enfrentarse un componente mecánico. En el caso de los elementos rotatorios hay que prestar especial atención a este tipo de defectos debido a que al girar están sometidos a esfuerzos de torsión y flexión que, en cada ciclo, provocan tensiones cíclicas alternativamente de tensión y compresión. Una vez que la fisura se ha originado, su crecimiento puede ser muy rápido y originar graves daños, tanto materiales como personales. Por lo tanto, se hace necesario desarrollar herramientas que permitan predecir el comportamiento de la fisura para establecer adecuados planes de mantenimiento.

Como paso previo al estudio de la propagación de las fisuras es necesario determinar el Factor de Intensidad de Tensiones (FIT), parámetro característico basado en la Mecánica de la Fractura, ya que es precisamente su variación la que determina la velocidad de crecimiento de las fisuras como se pone de manifiesto en la Ley de Paris. Como es conocido, el FIT depende, entre otras cosas, de la geometría del elemento [1], por lo que es imprescindible plantear el problema aproximándose lo mejor posible a la forma que adquiere la grieta a medida que propaga. En este sentido, en los elementos rotatorios, con frecuencia, el crecimiento de las fisuras sigue planos transversales a su eje longitudinal provocando frentes de fisura aproximadamente elípticos [2-4].

El principal objetivo del trabajo que se presenta es obtener una expresión cerrada para el cálculo del FIT válida para ejes fisurados sometidos a flexión, suponiendo fisura siempre abierta, en función de la posición del punto a lo largo del frente de fisura, teniendo en cuenta el tamaño y la forma elíptica de de la misma. Esta expresión se ha calculado a partir del ajuste polinómico de los datos obtenidos de un modelo numérico desarrollado mediante el Método de Elementos Finitos (MEF) con el código comercial *Abaqus* [5]. Es obvio que cuanto mayor sea el número de casos numéricos calculados más exacto será el ajuste polinómico posterior. La creación manual de los centenares de casos a estudiar supone un gran coste computacional, sin tener en cuenta, además, el asociado a posibles modificaciones necesarias posteriormente. Para evitar estos problemas, se ha desarrollado un código mediante el lenguaje de programación *Python* [6] que cubre el proceso de creación del modelo y el procesamiento de los resultados que permite agilizar enormemente el proceso y reducir el tiempo invertido, y

que se ha convertido en una herramienta flexible, fiable y automatizada para la determinación numérica del FIT para el caso que nos ocupa.

2. Planteamiento del problema

El elemento modelado es un eje de aluminio de longitud L=900 mm y diámetro D=20 mm, módulo de elasticidad E=72 GPa, coeficiente de Poisson ν=0.33 y densidad ρ=2800 kg/m^3, el cuál contiene una fisura transversal en su sección central. El eje se encuentra biapoyado y está sometido a dos cargas concentradas F=100 N, que se aplican a una distancia L/4 de los extremos del eje, de manera que, en la sección fisurada, se tiene un estado de flexión pura (ver figura 1).

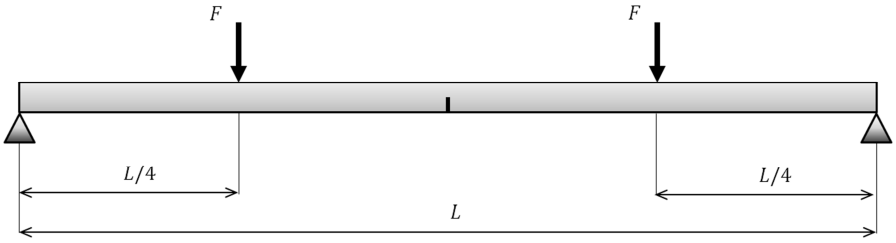


Figura 1: Esquema del eje fisurado analizado.

En cuanto a la geometría de la fisura (figura 2), se caracteriza por dos parámetros: α=a/D, profundidad adimensional de la fisura, y β=a/b, que caracteriza su forma. Para β=1 la fisura presenta frente circular mientras que para β=0 la fisura es de frente recto. Para determinar la posición relativa a lo largo del frente se utiliza el parámetro $\gamma=x/x_{max}$ que puede tomar valores entre -1 y 1.

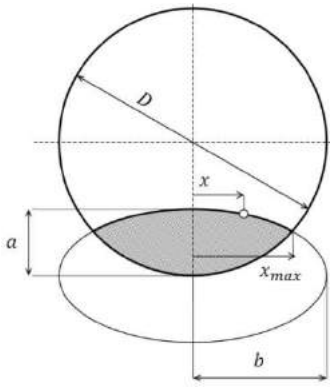


Figura 2: Parámetros que definen la geometría de la fisura.

En cuanto a la profundidad de la fisura, se han simulado distintos valores de α, que varían desde 0.05 hasta 0.5 en intervalos de 0.05, mientras que el factor de forma β varía entre 0.0 y 1.0 en intervalos de 0.1.

3. Modelo numérico

3.1. Modelo base

Aunque, como se ha explicado anteriormente, se ha desarrollado un código mediante el lenguaje de programación *Python* que permite automatizar el proceso de desarrollo y análisis de los modelos que se van a calcular, todos ellos tienen unas características comunes que se explican a continuación y que sirven de base para el desarrollo de este código.

El eje se ha modelado como dos semiejes iguales que se se encuentran en contacto por uno de sus extremos. Para configurar la sección fisurada, en primer lugar se define el área intacta uniendo las zonas corespondientes de ambas mitades impidiendo el movimiento relativo entre ellas, mientras que entre las zonas de ambas mitades correspondientes a la zona dañada se define un contacto que impida la penetración entre ambas caras en el caso de que la fisura se cerrase y ambas mitades entrasen en contacto, como ejemplo en la figura 3 se muestra un detalle de la zona fisurada de uno de los modelos MEF.

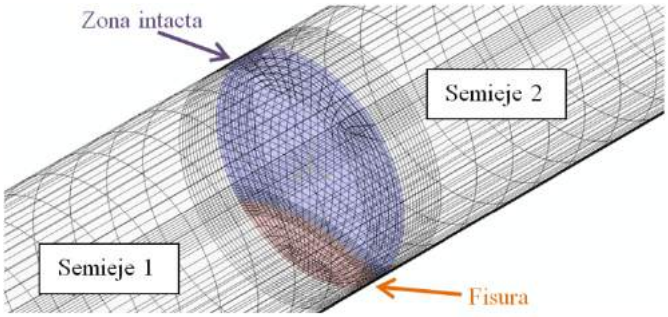


Figura 3: Detalle de la configuración de la sección fisurada.

En relación a la malla, se han utilizado elementos cuadráticos con integración completa (C3D20 en nomenclatura *Abaqus*), de forma que se ha realizado un mallado estructurado más fino en la zona cercana al frente de fisura tanto transversal como longitudinalmente (ver figura 4). Para determinar el nivel de refinamiento se ha realizado un análisis de convergencia cuyo resultado ha sido un modelo final de aproximadamente 48000 elementos.

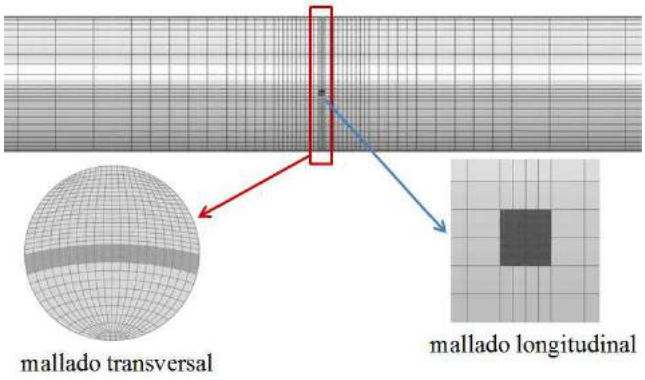


Figura 4: Detalle del refinamiento de la malla en el frente de fisura

Por último hay que comentar que, en todos los casos, se ha utilizado el módulo *Crack* de *Abaqus* para obtener como resultado el FIT en modo I (K_I) en 41 puntos equidistantes a lo largo del frente de fisura. A partir del valor de K_I se puede calcular F_I (FIT adimensional) según la expresión (1).

$$F_I = \frac{K_I}{\sigma\sqrt{\pi a}} \tag{1}$$

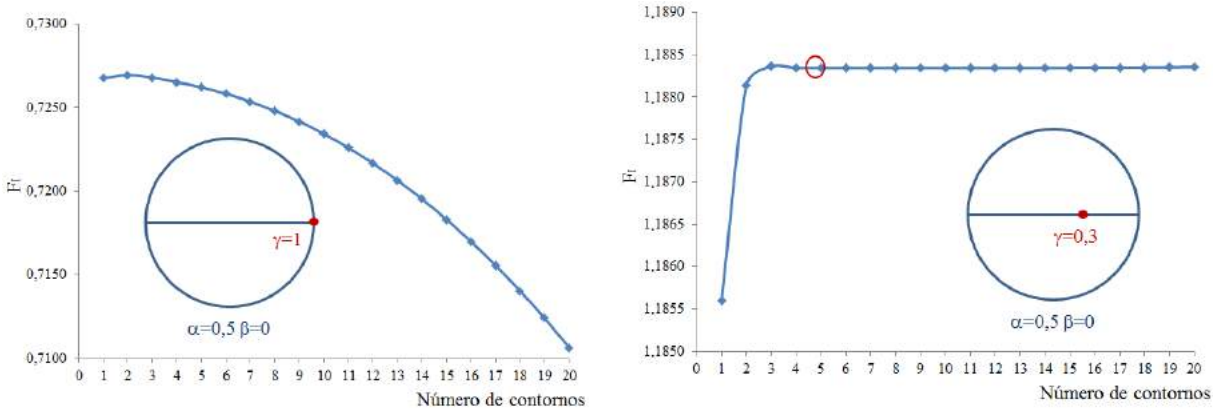
Donde σ es la máxima tensión por flexión en el eje intacto y a es la profundidad de la fisura.

El módulo *Crack* calcula el FIT a partir de la integral de contorno J. Por esta razón, es necesario definir previamente el número de contornos de integración. Para ello se ha realizado una análisis de convergencia de F_I en funión del número de contornos. En las figura 5 se pueden ver dos ejemplos de los análisis realizados: (a) caso de un punto en el extremo del frente (α=0.5, β=0, γ=1), (b) caso de un punto que no se encuentra en el extremo del frente (α=0.5, β=0, γ=0.3). Como se puede observar, en el caso (a) no se consigue alcanzar la convergencia, mientras que en el caso (b) el número de contornos para el que se encuentra convergencia es 5.

Esto es debido a que en los puntos extremos existen singularidades y los resultados ofrecidos por el código de elementos finitos suelen ser erróneos en estos casos. Debido a ello se ha optado por descartar los resultados ofrecidos directamente por *Abaqus* para γ>0.85 y γ<-0.85.

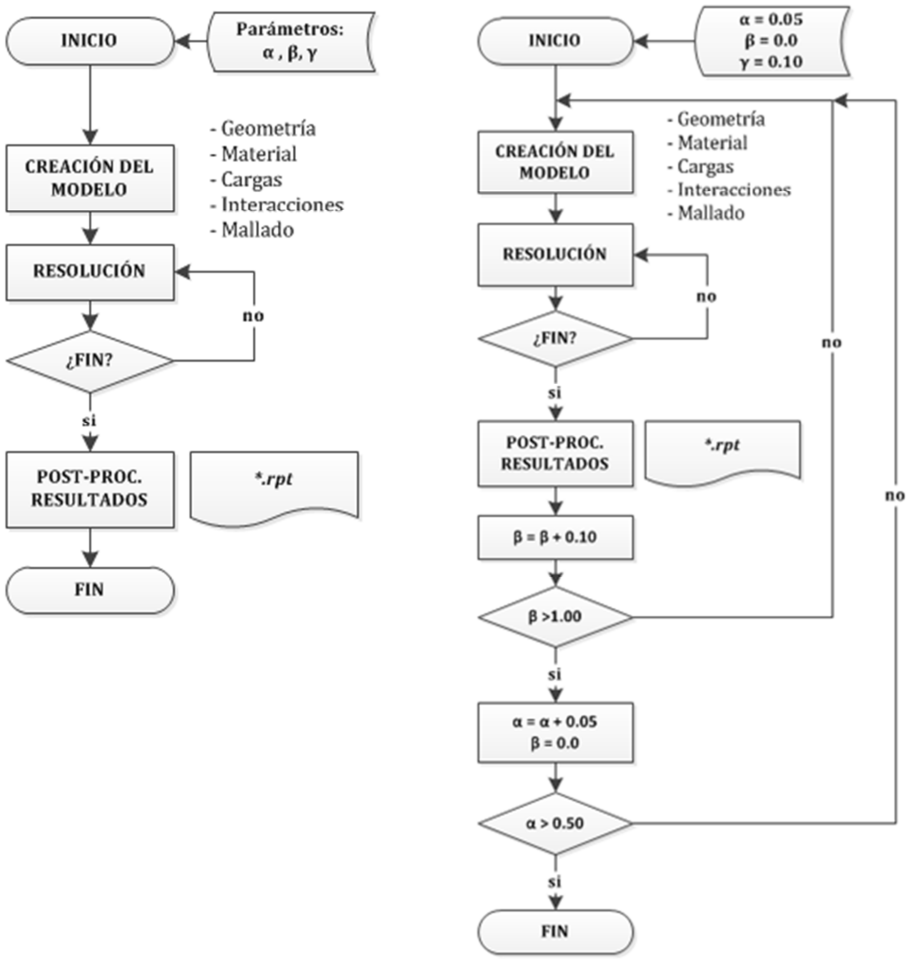
3.2. Desarrollo del código

El código se ha desarrollado con el lengaje de programación *Python* y engloba desde la generación automática de modelos parametrizados hasta el procesamiento ofrecidos por el código de elementos finitos. En la figura 6 se puede ver el diagrama de flujo del código para un caso particular (a) y el completo desarrollado para crear y analizar todos los casos estudiados (b) .



(a) (b)

Figura 5: Ejemplo de análisis de convergencia del número de contornos de integración realizados: (a) punto en el extremo del frente. (b) punto no extremo del frente.



(a) (b)

Figura 6: Diagrama de flujo simplificado para un caso particular (a) y diagrama completo para analizar todos los casos (b)

3.3. Validación y resultados del modelo numérico

En la figura 7 se puede ver un ejemplo, α=0.3 y varios valores de β, de los resultados obtenidos a lo largo del frente fisura. Como se ha explicado en el apartado 3.1, se han descartado los resultados ofrecidos directamente por *Abaqus* para γ>0.85 y γ<-0.85, que sí se muestran en la figura 7. Aprovechando la simetría de los resultados a lo largo del frente de fisura los valores tomados de Abaqus se enseñan sólo en la zona derecha de la gráfica. Para sustituir estos puntos y poder contar con todos los del frente se ha realizado para cada uno de los casos un ajuste polinómico de grado 4 de F_I para los valores de γ comprendidos entre -0.85 y 0.85 y se han extrapolado los resultados para γ>0.85 y γ<-0.85. En la figura 7 también se pueden ver los puntos resultantes después de realizado el ajuste polinómico para los puntos extremos (modelo numérico corregido) (zona izquierda de la gráfica). Para el resto de valores de α y β los resultados obtenidos son similares.

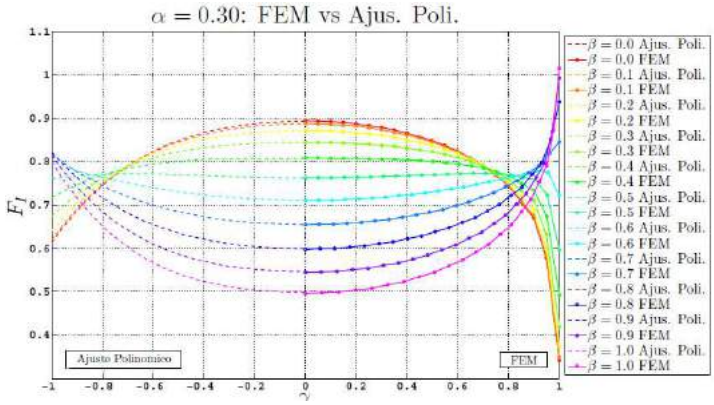


Figura 7: Comparación de los valores de F_I entre los resultados del modelo MEF y el ajuste polinómico, casos α=0.3 y varios valores de β.

Una vez calculados los ajustes para todos los casos analizados, la validación del modelo numérico se ha realizado tomando como referencia los ofrecidos por Shin y Cai en [3]. En las figura 8 se puede ver la comparación de los valores obtenidos del modelo numérico corregido (zona derecha), con los encontrados en la biliografía (zona izquierda) para diferentes valores de α y β.

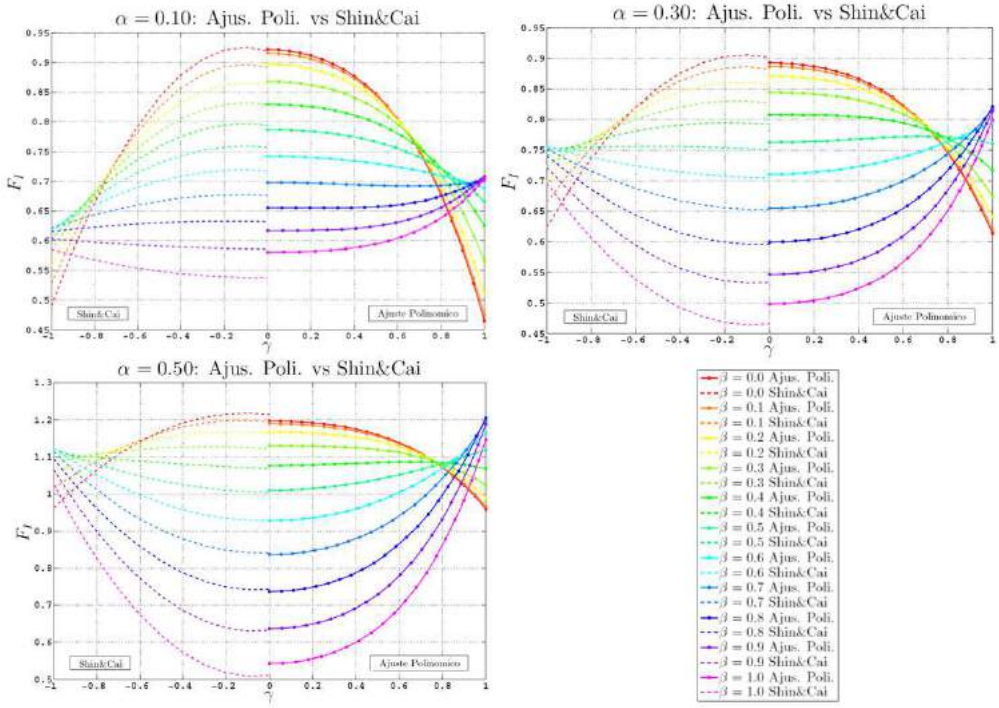


Figura 8: Comparación de F_I entre los resultados del modelo numérico corregido y los ofrecidos por Shin y Cai [3].

A la vista de la comparación se puede concluir que tanto las tendencias como los valores obtenidos del modelo numérico corregido son similares a los de referencia. En fisuras de frente próximo a recto el FIT es mayor en el centro de la fisura que en los extremos, a medida que β aumenta las curvas se hacen cada vez más planas hasta llegar al caso de fisuras aproximadamente circulares en el que ocurre lo contrario, el FIT es menor en el centro del frente que en los extremos.

En la zona central de la fisura, para una determinada forma del frente, la diferencia entre ambos modelos disminuye a medida que aumenta la profundidad de la misma. El mayor error (5.95%) se da para α=0.05 y β=0.9, mientras que el error promedio de todos los casos estudiados no alcanza el 2%. En los extremos de la fisura los errores son un poco mayores, alrededor del 8% en promedio, esto se puede considerar lógico teniendo en cuenta que los modelos numéricos, tanto el propuesto corregido con el ajuste con el de referencia, son menos precisos en estos puntos de singularidad. En el resto de puntos del frente las diferencias se hallan en valores intermedios entre las calculadas para el centro y para los extremos. Por lo tanto, se puede considerar que los resultados del modelo numérico corregido con el ajuste son suficientemente buenos para utilizarlos en el cálculo de la expresión cerrada del FIT.

4. Expresión cerrada del Factor de Intensidad de Tensiones

4.1. Ajuste polinómico

A partir de los datos calculados a partir del modelo numérico corregido, se ha utilizado la técnica de regresión múltiple para obtener una expresión polinomial de F_I en un punto cualquiera del frente de fisura en función de la profundidad (α) y forma de la misma (β) y de la posición del punto en cuestión en el frente (γ). La ecuación buscada es de la forma de la expresión (2).

$$F_I(\alpha,\beta,\gamma) = \sum_{i=0}^{l}\sum_{j=0}^{m}\sum_{k=0}^{n} K_{ijk}(\alpha)^i(\beta)^j(\gamma)^k \qquad (2)$$

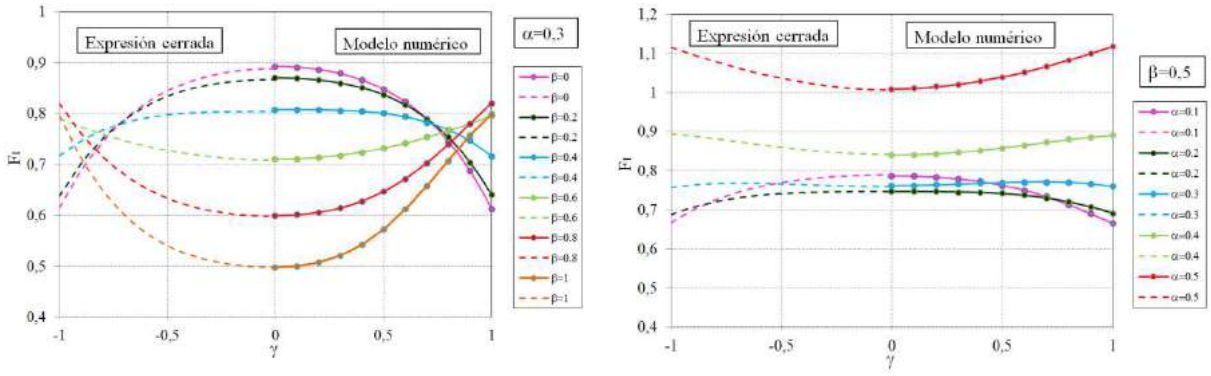
Mediante el ajuste hay que encontrar los valores óptimos de l, m y n, así como los coeficientes K_{ijk} del ajuste. El resultado final de los grados de los polinomios después del ajuste han sido: l=3, m= 4 y n=4. Los coeficientes K_{ijk} se pueden consultar en la tabla 1.

Tabla 1: K_{ijk}. Resultados del ajuste de regresión múltiple

			i=0		
	j=0	**j=1**	**j=2**	**j=3**	**j=4**
k=0	1.058002	0.040207	-1.474583	1.604188	-0.569593
k=1	0.000022	0.000276	-0.002218	0.003736	-0.001766
k=2	-0.411515	0.254874	2.251969	-4.437799	2.337709
k=3	-0.000025	-0.000487	0.002786	-0.004183	0.001833
k=4	-0.268534	0.044971	1.430863	-1.697438	0.543476
			i=1		
	j=0	**j=1**	**j=2**	**j=3**	**j=4**
k=0	-1.632278	-0.067391	6.863467	-10.968690	4.959618
k=1	-0.000378	-0.001705	0.020013	-0.035697	0.017127
k=2	1.894764	-1.860525	-8.010381	19.954215	-11.544754
k=3	0.000474	0.005046	-0.031209	0.048083	-0.021418
k=4	0.792973	-3.663031	5.130534	-0.821857	-1.040671
			i=2		
	j=0	**j=1**	**j=2**	**j=3**	**j=4**
k=0	3.187076	-0.209900	-16.728767	25.656438	-11.146004
k=1	0.001933	-0.006868	-0.027712	0.071638	-0.037300
k=2	-4.332565	2.574417	35.673765	-71.281526	36.843453
k=3	-0.002515	-0.000885	0.060492	-0.112426	0.052768
k=4	-1.387921	16.120692	-46.689860	47.780396	-16.098187
			i=3		
	j=0	**j=1**	**j=2**	**j=3**	**j=4**
k=0	1.234297	0.145626	13.816198	-25.362629	11.098154
k=1	-0.002534	0.017760	-0.003906	-0.034725	0.022164
k=2	3.433967	-0.466696	-42.733211	86.713181	-45.144379
k=3	0.003293	-0.013526	-0.023630	0.073681	-0.038030
k=4	0.840542	-17.921660	61.728244	-70.047755	26.274665

4.2. Validación de la expresión cerrada

Con el fin de comprobar la bondad del ajuste propuesto se ha realizado la comparación de los valores obtenidos con los datos numéricos de partida. Como ejemplo de los resultados obtenidos en la figuras 9(a) y 9(b) se muestran en la zona derecha los valores provenientes del modelo numérico corregido y en la izquierda los obtenidos a partir de la expresión cerrada. En particular, en la figura 9(a) se puede ver el valor de F_I a lo largo de todo el frente para diferentes formas de fisura manteniendo la profundidad de la misma constante (α=0.3), y en la figura 9(b) se analizan dierentes profundidaes de fisura para una forma de fisura intermedia (β=0.5).



(a) (b)

Figura 9: Comparación de F_I a lo largo del frente de fisura entre los resultados del modelo numérico corregido y los de la expresión cerrada propuesta

Si se observan las figuras 9(a) y 9(b) se puede ver que las diferencias entre los valores de partida y los calculados por la expresión cerrada son muy pequeñas. Esta tendencia es la misma para el resto de casos de α y β analizados, tal y como queda expuesto claramente en la figura 11, en la que se muestran los errores cometidos para todos ellos en función de F_I, que en ningún caso superan en 2%.

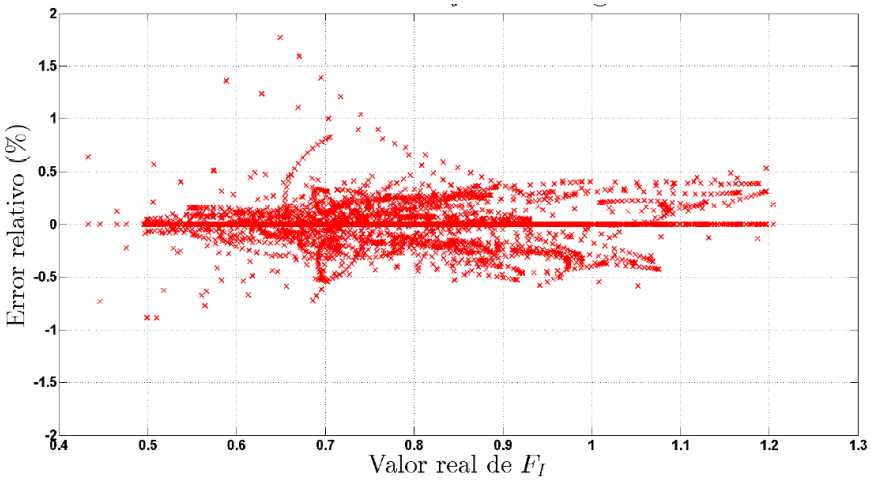


Figura 10: Error relativo cometido por la expresión cerrada respecto al valor del FIT adimensional obtenido del modelo numérico corregido

5. Conclusiones

En este trabajo se ha presentado, en primer lugar, una herramienta flexible, fiable y automatizada para la determinación numérica del FIT a lo largo de todo el frente de una fisura semielíptica en ejes rotativos sometidos a flexión para el caso de fisura siempre abierta, y, en segundo lugar, a partir de los datos calculados mediante el modelo numérico, una expresión cerrada, que permite calcular el FIT en función de la posición del punto a lo largo del frente de fisura, teniendo en cuenta el tamaño y la forma elíptica de de la misma.

A la vista de los resultados obtenidos del trabajo desarrollado se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- Si se considera una misma forma de fisura (β constante), el FIT aumenta a medida de que lo hace la profundidad de la fisura (α). Si se considera una profundidad constante, el FIT aumenta a medida que disminuye el valor de β, es decir cuando el frente de fisura se hace más plano. En ambos casos esta situación se explica porque el FIT es mayor cuanto más pequeña es el área resistente de la sección fisurada.
- La distribución del FIT a lo largo del frente de fisura presenta diferencias en función de si se trata de una fisura de frente más recto o más circular. En el primer caso el máximo se alcanza en la zona central del frente y va disminuyendo hacia los extremos. Según el frente evoluciona hacia una forma más curvada el perfil del FIT se va aplanando hasta que invierte su forma y los máximos aparecen en los extremos del frente y el mínimo en el centro del mismo.
- Por último, se ha observado que existe diferente sensibilidad en los resultados de F_I ante pequeñas variaciones de la forma del frente (β) en función de cuál sea el valor inicial de este parámetro. Las variaciones del FIT son mayores caundo se produce un pequeño cambio en la forma en el caso de fisuras de frente más circular que en las de frente recto.

6. Referencias

[1] H. Tada et al. The stress analysis of cracks handbook, ASME Press; 3rd Revised ed. edition, (2000). ISBN: 978-0791801536.

[2] A. Carpinteri. Elliptical-arc surface cracks in round bars, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 15(11) (1992), 1141-1153.

[3] C. Shin, C. Cai. Experimental and finite element analyses on stress intensity factors of an elliptical surface crack in a circular shaft under tension and bending, International Journal of Fracture, 129 (2004), 239-264.

[4] P. Rubio et al. Determination of the Stress Intensity Factor of an elliptical breathing crack in a rotating shaft, International Journal of Fatigue, 77 (2015), 216-231.

[5] ABAQUS. Abaqus theory manual, version 6.7, Dassault Systèmes Inc, (2007).

[6] G. Puri. Python scripts for Abaqus : learn by example. (2011). ISBN. 9780615520506.

Agradecimientos

Los autores quieren agradecer al Ministerio de Economía y Competitividad por el apoyo para este trabajo a través de los Proyectos DPI2009-13264 y DPI2013-45406-P.

Estimación mediante Redes Neuronales del Factor de Intensidad de Tensiones en un eje giratorio fisurado

J. López Béjar[1], P. Rubio Herrero[2], B. Muñoz-Abella[3], L. Rubio Ruiz de Aguirre[4]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid.

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. prubio@ing.uc3m.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mmunoz@ing.uc3m.es

[4]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. lrubio@ing.uc3m.es

Las Redes Neuronales Artificiales (RNAs) son técnicas no paramétricas muy utilizadas porque permiten abordar problemas de ingeniería complejos, tales como problemas de predicción y optimización. En este trabajo se ha desarrollado un método basado en las Redes Neuronales Artificiales que permite estimar el Factor de Intensidad de Tensiones (FIT) a lo largo del frente de una fisura semi-elíptica contenida un eje giratorio, en función de las características de la fisura, profundidad y forma, de la posición relativa en el frente y del ángulo de giro del eje. Para crear los casos de entrenamiento de la RNA, se ha realizado un modelo numérico 3D cuasiestático, que simula un eje fisurado, mediante el Método de los Elementos Finitos (MEF), a partir del cual se ha determinado el Factor de Intensidad de Tensiones a lo largo de todo el frente de la fisura sometida a flexión rotatoria, teniendo en cuenta el fenómeno de apertura y cierre. La RNA ha sido validada comparando sus resultados con los datos numéricos de referencia y con otros recogidos de la literatura.

1. Introducción

Los fallos debidos a la propagación de fisuras de fatiga en los ejes son unos de los problemas más frecuentes en máquinas rotatorias pues pueden provocar daños irreversibles y poner en riesgo vidas humanas. Los ejes trabajan en rotación y están sometidos a esfuerzos de flexión y torsión que producen tensiones variables a lo largo del tiempo, que pueden hacer propagar la fisura como consecuencia de la fatiga.

El primer paso para estudiar la propagación de las fisuras es determinar el Factor de Intensidad de Tensiones (FIT), cuya variación determina la velocidad de crecimiento de las fisuras como pone de manifiesto la Ley de Paris. Muchos investigadores han estudiado el FIT en ejes fisurados. Inicialmente, la mayor parte de los trabajos se centraron en fisuras de frente recto [1-3]. Sin embargo, la fisuras de fatiga reales presentan frente semi-elíptico, posteriormente los estudios se extendieron a ejes que presentaban este tipo de fisuras [4-6]. Todos estos estudios del FIT en ejes se han llevado a cabo considerando que la fisura se encuentra siempre abierta. Sin embargo, cuando un eje fisurado gira, se produce lo que se denomina mecanismo de apertura y cierre de la fisura ("breathing crack"). Este mecanismo de apertura y cierre se ha modelado de diferentes formas, la más realista de ellas es la que considera que la fisura se abre y se cierra de forma gradual, con situaciones intermedias de apertura/cierre parcial [9-14].

Las Redes Neuronales Artificiales (RNAs) han sido usadas por numerosos investigadores en el área de la ingeniería. Son sistemas computacionales inspirados en el sistema nervioso biológico formado por diferentes capas; una capa de entrada, las capas intermedias conocidas como capas ocultas y la capa de salida. La RNA aprende la relación entre los datos de entrada y los de salida mediante un entrenamiento. Las RNAs han sido utilizadas en problemas de detección e identificación de defectos en elementos mecánicos [15-16]. Asimismo, también se han utilizado para estimar el FIT a lo largo del frente de una fisura contenida en un eje giratorio, considerando diferentes profundidades de fisuras y diferentes ángulos de giro, pero sin tener en cuenta la forma de la fisura [17].

En este trabajo, se ha desarrollado una RNA para determinar el FIT a lo largo del frente de una fisura contenida en un eje giratorio en función de las características geométricas de la fisura, profundidad y forma, la posición relativa en el frente y el ángulo de giro del eje. Para ello, se realiza un estudio numérico cuasiestático del Factor de Intensidad de Tensiones a lo largo de todo el frente de una fisura semi-elíptica durante el giro del eje, para diferentes profundidades de la misma, en el que además se considera el mecanismo de apertura y cierre de la fisura.

2. Modelo de eje fisurado

2.1. Modelo geométrico

Se ha considerado un eje de aluminio de longitud L = 900 mm y diámetro D = 20 mm, módulo de elasticidad E = 72 GPa, coeficiente de Poisson ν = 0.33 y densidad ρ = 2800 kg/m^3, que contiene una fisura transversal de frente semi-elíptico en su sección central de profundidad a. El eje se encuentra biapoyado y está sometido a dos cargas puntuales F = 100 N, que se aplican a una distancia $\frac{L}{4}$ de los extremos del eje (ver figura 1(a)), de manera que en la sección fisurada, se tiene un estado de flexión pura.

Se ha analizado el FIT en función de las siguientes variables:

- Profundidad de la fisura $\alpha = \frac{a}{D}$. Se han simulado distintos valores de α, que varían desde 0.1 hasta 0.5 en intervalos de 0.1 (figura 1(b)).
- Factor de forma de la fisura $\beta = \frac{a}{b}$. Se han considerado cinco factores de forma, que varían desde 0 hasta 1 en intervalos de 0.25 (figura 1(b)).
- Posición relativa en el frente $\gamma = \frac{w}{h}$. El estudio se ha centrado en el análisis de once posiciones en el frente, que varían desde -1 hasta 1 en intervalos de 0.16.
- Ángulo de rotación θ. Se ha analizado el comportamiento del eje en distintas posiciones angulares entre 0 y 2π, en intervalos de $\frac{2\pi}{7\ 2}$(correspondientes a 5°).

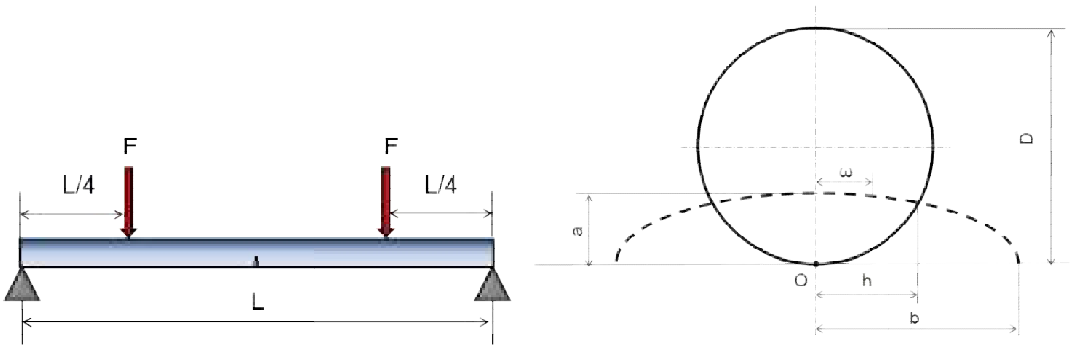


Figura 1: Modelo geométrico. (a) Posición de las cargas y de la fisura; (b) Parámetros característicos de la fisura

2.2. Modelo numérico

Se ha llevado a cabo un estudio numérico mediante el código de elementos finitos ABAQUS [18]. Se ha realizado un modelo cuasiestático 3D con elementos hexaédricos de integración reducida (C3D8R según la nomenclatura de ABAQUS). Para simular la fisura se han considerado dos tramos de eje y con el fin de garantizar la unión de los mismos, se ha establecido una interacción entre las superficies que constituyen la parte intacta de la fisura. En la zona fisurada se ha definido un contacto entre las dos superficies correspondientes a las caras libres que evita la penetración en situación de cierre de fisura. Se ha refinado el mallado en la zona de la fisura hasta alcanzar la convergencia en un análisis de sensibilidad. En la figura 2 se muestra un detalle del mallado del modelo para α= 0.5 y β= 0. El modelo propuesto se ha sido validado mediante la comparación de los resultados obtenidos con otros disponibles en la literatura, encontrándose buena concordancia en todos los casos, dicha validación se puede encontrar en [6].

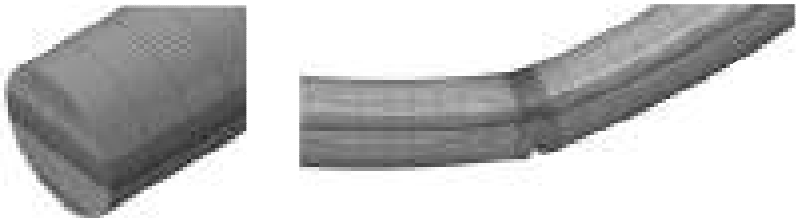


Figura 2: Detalle del mallado del modelo

Se ha llevado a cabo la determinación del FIT en todos los casos indicados, es decir para fisuras con distintas profundidades y formas, en distintos puntos del frente y para distintos ángulos de giro, considerando la anulación de los valores del FIT cuando la fisura está cerrada, de acuerdo con las conclusiones alcanzadas por los autores en un trabajo previo [6]. En la figura 3 se muestra un ejemplo, para una fisura de α= 0.4 y β= 1, de los valores del FIT adimensionalizados. Cada curva representa la evolución del FIT, F_I, para una determinada posición en el frente γ durante un giro completo del eje. Se puede ver como entre θ= 0 y un ángulo un poco mayor que $\frac{\pi}{4}$ la fisura permanece completamente cerrada (el FIT es nulo en cada posición del frente). Cuando el eje alcanza un ángulo algo mayor que $\frac{\pi}{4}$ la fisura empieza a abrirse (el FIT es nulo en algunos puntos del frente y positivo en otros puntos del frente) y permanece parcialmente abierta hasta $\frac{5\pi}{8}$. Entre $\frac{5\pi}{8}$ y aproximadamente $\frac{11\pi}{8}$ la fisura está completamente abierta con todos los valores del FIT positivos. Finalmente, en θ= $\frac{11\pi}{8}$ la fisura se empieza a cerrar hasta $\frac{7\pi}{4}$, ángulo en el que la fisura está otra vez totalmente cerrada.

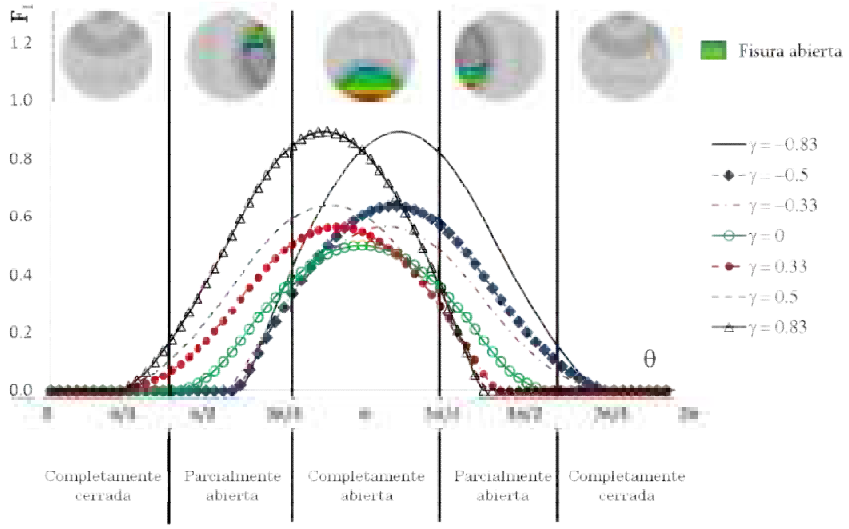


Figura 3: Evolución del FIT para las diferentes posiciones en el frente durante una giro completo para α= 0.4 y β= 1

3. Aplicación de la Red Neuronal Artificial

Las RNAs son una herramienta matemática flexible que se ha utilizado con éxito para abordar múltiples problemas de ingeniería, entre otros, ya que se pueden utilizar para identificar relaciones entre los datos de entrada y salida. Una RNA trata de simular los sistemas neuronales biológicos y se compone de unidades llamadas neuronas. Cada neurona recibe una serie de entradas (I_i), ya sean externas o de otras neuronas, las combina y produce una salida. La salida (O) se obtiene a partir de una función de activación, que se aplica al sumatorio de todas las entradas multiplicadas por sus correspondientes pesos (w_i), más un valor de sesgo (b) (ver figura 4). Por lo tanto, la relación entre las entradas I_i y la salida O puede escribirse como:

$$O = f(\sum w_i \cdot I_i + b) \quad (1)$$

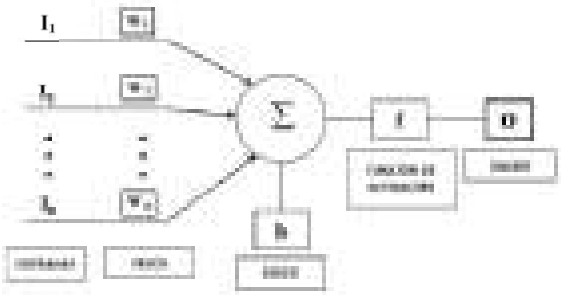


Figura 4: Esquema del funcionamiento en cada neurona de la red

En este estudio, se ha utilizado la Red Perceptrón Multicapa (MLP). Una red neuronal MLP está formada por una capa de entrada, una o más capas ocultas y una capa de salida. Generalmente todas las neuronas de un nivel se conectan con todas las neuronas de la capa inmediatamente posterior. En primer lugar, se realiza el entrenamiento de la red utilizando un conjunto de datos, denominados patrones de entrenamiento. Durante esta etapa, los patrones se ejecutan iterativamente, de manera que se van modificando los pesos, hasta que convergen a un conjunto de pesos óptimos que producen una respuesta satisfactoria. En este caso el algoritmo de entrenamiento elegido es el de retropropagación, que es el que más se utiliza en las redes MLP debido a su simplicidad y buenos resultados.

El método propuesto en este trabajo consta de tres redes neuronales MLP diferentes. Una de ellas (RNA_1) permite obtener el primer ángulo de rotación $\theta_{o\gamma}$, para una determinada posición en el frente γ, en el cual el FIT es diferente a cero, es decir, el ángulo en el que ese punto del frente se abre, que depende de la profundidad de la fisura α y el factor de forma β. La segunda red (RNA_2) determina el último ángulo de rotación $\theta_{c\gamma}$, para una determinada posición en el frente γ, en el cual el FIT es positivo (el ángulo en el que ese punto del frente se cierra), que depende también de α y β. La figura 5 muestra el FIT adimensional, F_I, en función del ángulo de giro para una profundidad, un factor de forma y una posición en el frente genéricos, en ella se pueden ver $\theta_{o\gamma}$ y $\theta_{c\gamma}$. Por último, la tercera red (RNA_3) permite determinar el FIT adimensional, que depende de la profundidad relativa α, el factor de forma β, la posición relativa en el frente γ y el ángulo de giro θ. La red RNA_3 utiliza las salidas obtenidas de RNA_1 y RNA_2, por lo tanto considera solo valores de θ que van desde $\theta_{o\gamma}$ hasta $\theta_{c\gamma}$. Para valores que estén fuera del rango seleccionado la red asigna directamente el valor $F_I = 0$. En la figura 6 se muestra un esquema del método propuesto.

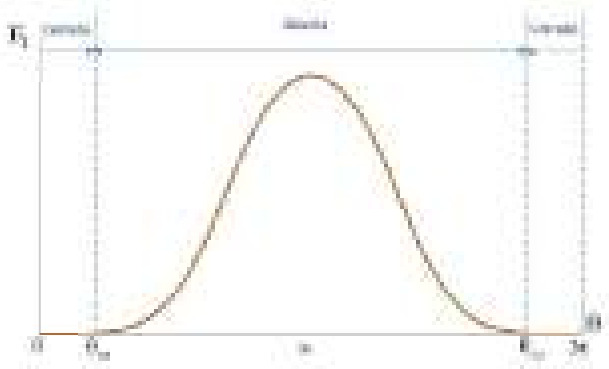


Figura 5: Evolución del FIT adimensional durante una rotación completa para un conjunto genérico (α, β y γ)

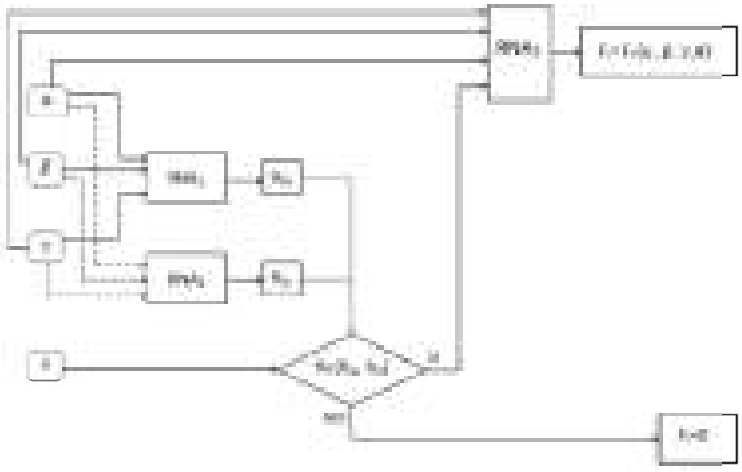


Figura 6: Esquema del método propuesto

Las redes RNA_1 y RNA_2 tienen la misma estructura: tres neuronas en la capa de entrada, dos capas ocultas, cinco neuronas por capa oculta, con una función de activación sigmoidea o logística y una neurona en la capa de salida con una función de activación lineal. En el caso de la RNA_3 su arquitectura es similar a las anteriores, pero hay cuatro neuronas en la capa de entrada y tres capas ocultas.

Con el fin de entrenar y validar la RNA, el conjunto de datos numéricos se divide en los datos de entrenamiento (220 para RNA_1 y RNA_2 y 9000 para RNA_3) y los datos de validación (55 en el caso de RNA_1 y RNA_2 y 2528 para RNA_3). La tabla 1 muestra el ECM (Error Cuadrático Medio) producido entre los valores reales y los estimados por la red para los datos de entrenamiento y de validación de acuerdo a (2). Con el fin de comprobar la precisión de las estimaciones de la red, también se ha calculado el valor R^2 para los datos de entrenamiento y de validación. En todos los casos existe una buena correlación entre los valores estimados y los reales.

$$ECM = Media[(X_{estimado} - X_{real})^2] \text{ siendo } X = F_{I,}\theta_{0\gamma}, \theta_{c\gamma} \quad (1)$$

Tabla 1: Valores de ECM y R^2 para los datos de entrenamiento y de validación

	RNA_1		RNA_2		RNA_3	
	R^2	ECM	R^2	ECM	R^2	ECM
Entrenamiento	0.999	$8.4 \cdot 10^{-4}$	0.999	$8.4 \cdot 10^{-4}$	0.998	$2.8 \cdot 10^{-4}$
Validación	0.996	$1.74 \cdot 10^{-3}$	0.997	$2.44 \cdot 10^{-3}$	0.998	$3.1 \cdot 10^{-4}$

4. Validación del método propuesto

4.1. Comparación con los datos numéricos de referencia

La validación del método propuesto se ha realizado comparando en primer lugar los resultados obtenidos con los datos numéricos de referencia. En la figuras 7, 8 y 9 se muestra la comparación entre los resultados de la red propuesta y los datos de numéricos de referencia para la profundidad α= 0.3. Cada curva representa la evolución del FIT adimensional en diferentes posiciones en el frente γ (0.83; 0; y -0.66) durante una rotación completa del eje para diferentes casos de β (0; 0.5; y 1). Se puede observar que la concordancia entre los resultados obtenidos por la red y los numéricos es muy buena. Los resultados de la comparación correspondientes a otras profundidades, factores de forma y posiciones en el frente son muy similares.

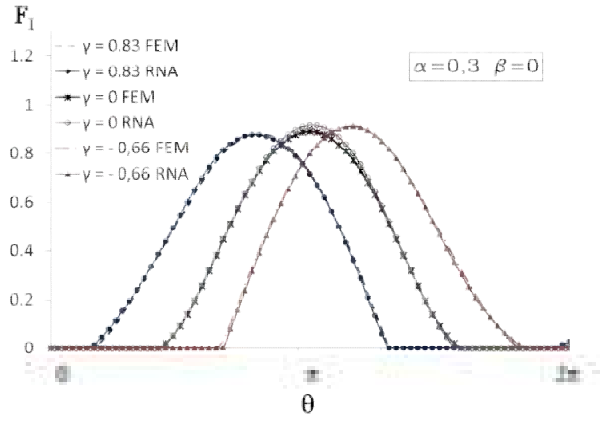


Figura 7: Comparación entre los resultados de la red y los numéricos; α= 0.3 β=0

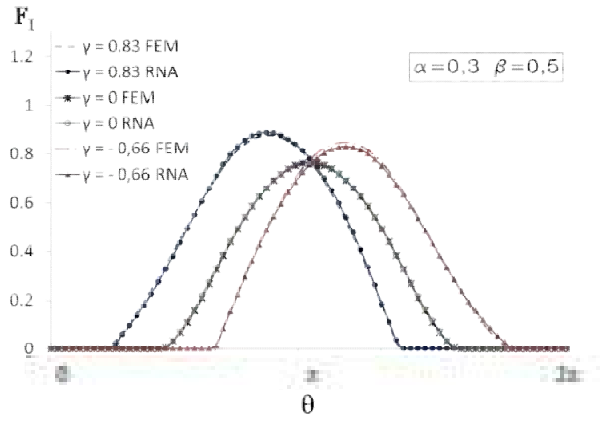


Figura 8: Comparación entre los resultados de la red y los numéricos; α= 0.3 β=0.5

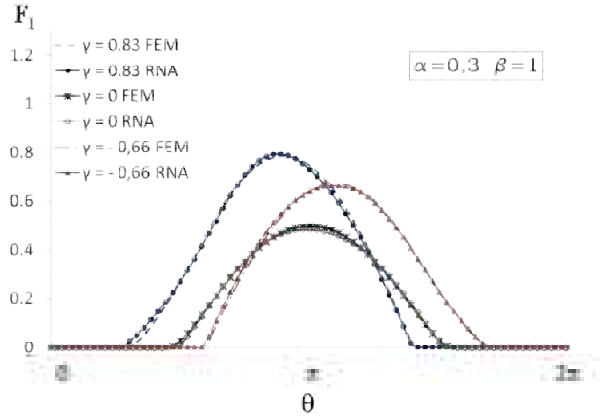


Figura 9: Comparación entre los resultados de la red y los numéricos; α= 0.3 β=1

4.2. Validación del modelo

En segundo lugar, se comparan algunos de los resultados del FIT adimensional obtenidos mediante la red con los resultados de la expresión del FIT desarrollada por Rubio et al. en [6]. Se han elegido tres casos de forma aleatoria: α= 0.13, β= 0.78; α= 0.28, β= 0 y α= 0.34, β= 0.16. Las figuras 10, 11 y 12 muestran las comparaciones, en función del ángulo θ, para estos tres casos y las posiciones en el frente γ (0.83; 0; y -0.66). Se puede ver, que los resultados de ambos modelos son muy similares. Para el caso de fisuras medianas y pequeñas la concordancia entre los resultados es especialmente buena. Cuando la profundidad aumenta, independientemente del factor de forma, aparecen unas ligeras diferencias.

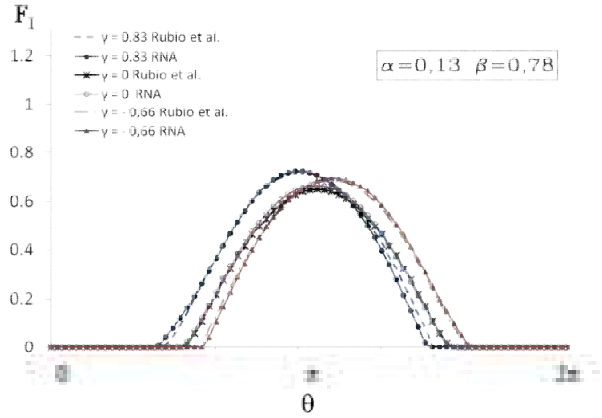


Figura 10: Comparación entre los resultados de la red y los de Rubio et al. [6] ; α= 0.13 β=0.78

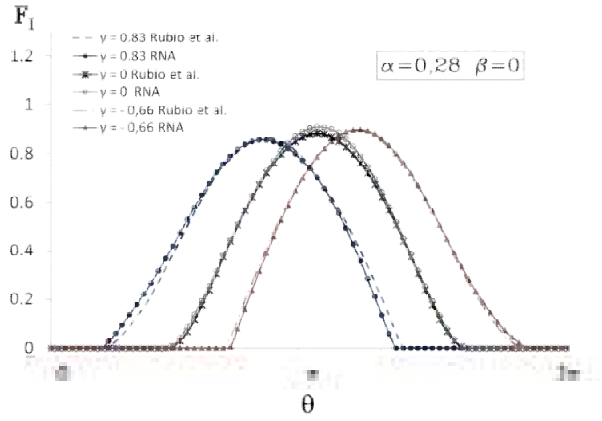


Figura 11: Comparación entre los resultados de la red y los de Rubio et al. [6] ; α= 0.28 β=0

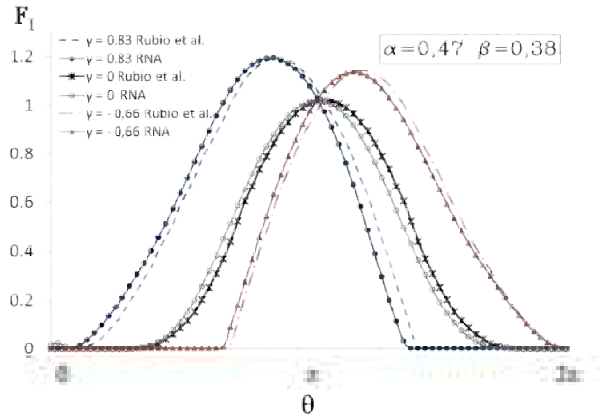


Figura 12: Comparación entre los resultados de la red y los de Rubio et al. [6]; α= 0.47 β=0.38

5. Conclusiones

En este trabajo, se ha desarrollado un método basado en las Redes Neuronales Artificiales que permite estimar el valor del Factor de Intensidad de Tensiones en el frente de una fisura semi-elíptica contenida en un eje giratorio en función de las características de la fisura, profundidad y forma, la posición relativa en el frente y el ángulo de giro del eje. Con el propósito de entrenar la red, se ha realizado un modelo numérico 3D cuasiestático de un eje sometido a a flexión rotatoria para determinar el FIT a lo largo del frente de la fisura para cada posición angular del eje fisurado y para las diferentes geometrías de fisura. El método propuesto ha sido validado mediante la comparación de los resultados obtenidos con los datos numéricos de referencia y con resultados disponibles en la literatura, encontrándose buena concordancia en todos los casos. Los resultados obtenidos muestran que el método propuesto es efectivo para estimar los valores del FIT para fisuras semi-elípticas contenidas en ejes giratorios fisurados considerando el mecanismo de apertura y cierre de la fisura. Este método basado en la utilización de RNAs permite estudiar el comportamiento dinámico de ejes fisurados y se puede utilizar para analizar la propagación de fisuras.

6. Agradecimientos

Los autores desean agradecer al Ministerio de Ciencia e Economía y Competitividad por su financiación para la realización de este trabajo a través de los proyectos DPI2009-13264 y DPI2013-4506-P.

7. Referencias

[1] A. Bush, Experimentally determined stress-intensity factors for single-edge-crack round bars loaded in bending, Experimental Mechanics, 16 (7), (1976), 249–257.

[2] W. Blackburn, Calculation of stress intensity factors for straight cracks in grooved and ungrooved shafts, Engineering Fracture Mechanics, 8 (4), (1976), 731–736.

[3] A. Carpinteri, Stress intensity factors for straight-fronted edge cracks in round bars, Engineering Fracture Mechanics, 42 (6), (1992), 1035–1040.

[4] Y. Shih, J. Chen, Analysis of fatigue crack growth on a cracked shaft, International Journal of Fatigue, 19 (6), (1997), 477–485.

[5] C. Shin, C. Cai, Experimental and finite element analyses on stress intensity factors of an elliptical surface crack in a circular shaft under tension and bending, International Journal of Fracture, 129, (2004), 239–264.

[6] P. Rubio, L. Rubio, B. Muñoz-Abella, L. Montero, Determination of the stress intensity factor of an elliptical breathing crack in a rotating shaft, International Journal of Fatigue, 77, (2015), 216–231.

[7] I. Mayes, W. Davies, Analysis of the response of a multi-rotor-bearing system containing a transverse crack in a rotor, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 106 (1), (1984), 139–145.

[8] O. Jun, H. Eun, Y. Earmme, C. Lee, Modelling and vibration analysis of a simple rotor with a breathing crack, Journal of Engineering Mechanics, 155 (2), (1992), 273–290.

[9] H. Keiner, M. Gadala, Comparison of different modelling techniques to simulate the vibration of a cracked rotor, Journal of Sound and Vibration, 254 (5), (2002), 1012–1024.

[10] A. Darpe, K. Gupta, A. Chawla, Coupled bending, longitudinal and torsional vibrations of a cracked rotor, Journal of Sound and Vibration, 269 (1-2), (2004), 33–60.

[11] J. Sinou, A. Lees, The influence of cracks in rotating shafts, Journal of Sound and Vibration, 285, (2005), 1015–1037.

[12] A. Darpe, A novel way to detect transverse surface crack in a rotating shaft, Journal of Sound and Vibration, 305 (1–2), (2007), 151–171.

[13] T. Patel, A. Darpe, Influence of crack breathing model on nonlinear dynamics of a cracked rotor, Journal of Sound and Vibration, 311, (2008), 953–972.

[14] M. Al-Shudeifat, E. Butcher, New breathing functions for the transverse breathing crack of the cracked rotor system: Approach for critical and subcritical harmonic analysis, Journal of Sound and Vibration, 303 (3), (2011), 526–544.

[15] A. Sekhar, Multiple cracks effects and identification, Mechanical Systems and Signal Processing, 22, (2008), 845–878.

[16] K. Youngho, J. Junyoung, R. Wanjo, C. Dong-Whan, Multiple defect diagnostics of gas turbine engine using svm and rcga-based ann algorithms, Journal of Mechanical Science and Technology, 26 (5), (2012), 1623–1632.

[17] B. Muñoz-Abella, L. Rubio, P. Rubio, Stress intensity factor estimation for unbalanced rotating cracked shafts by artificial neural networks, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 38 (3), (2015), 352–367.

[18] ABAQUS, Abaqus theory manual, version 6.7, in: Dassault Systemes Inc, (2007).

Modelización multiescala del comportamiento interfacial nanopartícula-matriz en nanocomposites poliméricos de grafeno

J.M. Muñoz Guijosa[1], G. Fernández Zapico[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Máquinas. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politécnica de Madrid. JMGuijosa@upm.es*
[2] *Dpto. de Ingeniería Máquinas. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales Universidad Politécnica de Madrid. g.fZapico@upm.es*

El grafeno es un material en auge que está causando un gran impacto en diversos campos de investigación. El grafeno muestra unas excelentes propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas y ópticas que hacen del mismo un material muy atractivo para múltiples aplicaciones, una de las cuales son los nanocomposites poliméricos. Desde el punto de vista teórico, la adición de grafeno sobre una matriz polimérica mejora considerablemente las propiedades mecánicas, eléctricas y térmicas. Sin embargo, desde el punto de vista experimental, no se ha conseguido los niveles de mejora esperados. Este fenómeno, se puede explicar por dos causas: una, la debilidad de la interfaz matriz-nanopartícula, y dos, por las desalineaciones o incorrecta dispersión del grafeno.

Este trabajo muestra el desarrollo de una herramienta que considera el comportamiento, a nivel nanométrico, de la interfaz matriz-nanopartícula, incluyendo el daño existente en ésta, de modo que se pueden reproducir fenómenos detectados experimentalmente a nivel macrométrico, como la pérdida de rigidez con la deformación o el efecto de la desalineación de las nanopartículas. No existen a fecha de hoy muchos modelos teóricos con esta capacidad y correlación con los experimentos disponibles en la literatura. Se basa en el uso de mapas de daño, que permiten la homogeneización de las propiedades mecánicas en la interfaz, lo cual desbloquea el problema de capacidad de cálculo existente si se desea utilizar el modelo CZM a escala macrométrica.

1. Introducción

El grafeno es un alótropo del carbono con configuración sp^2. Es un material plano considerado bidimensional. Los átomos de carbono enlazan mediante enlaces covalentes formando hexágonos, unidos entre sí (**Figura 1**). El grafeno muestra excelentes propiedades mecánicas, eléctricas y ópticas **[1-4]**. Estas extraordinarias propiedades implican un amplio campo de futuras y actuales aplicaciones que comprenden sectores tan dispares como el de la construcción, el biomédico y el electrónico, entre otros muchos **[2,4]**.

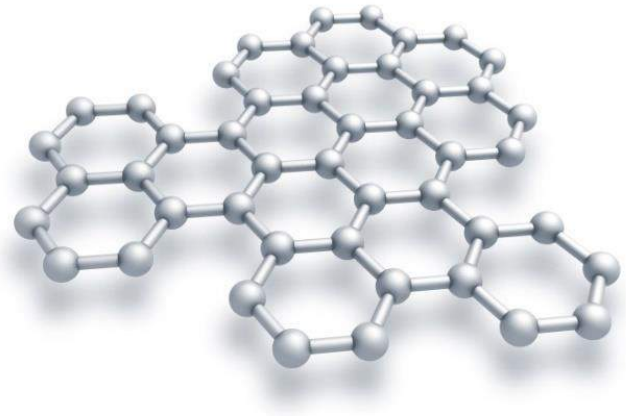


Figura 1: Lámina de grafeno

Los materiales compuestos con una matriz orgánica y grafeno como material disperso de refuerzo muestran unas propiedades mecánicas muy superiores a la de la matriz por sí sola. En especial, la mejora en cuanto al comportamiento a fatiga que se obtiene mediante la adición de óxido de grafeno a ciertos polímeros como el epoxy, hacen de este elemento una interesante opción como filler en nanocomposites poliméricos. Sin embargo, las propiedades mecánicas que se obtienen en la práctica distan de los valores teóricamente obtenibles. Esta diferencia es debida, entre otras causas, a la deficiente adhesión interfacial entre la nanopartícula y la matriz **[5]**.

En este trabajo se plantea un modelo multiescala que simula el comportamiento interfacial entre el óxido de grafeno y la matriz de epoxy mediante un modelado tipo Cohesive Zone (CZM) **[6-8]** a nivel micromecánico y una distribución estadística de desalineaciones y dispersiones a nivel macromecánico. El modelo permite la obtención de resultados mucho más acordes a los datos experimentales.

Además de los parámetros interfaciales, el modelo permite, por ejemplo, predecir los porcentajes de grafeno necesarios para conseguir las características mecánicas deseadas en el nanocomposite, y por tanto tomar decisiones sobre la viabilidad económica de la solución frente a otras alternativas. El sistema propuesto es además una alternativa con un coste menor a las basadas en la medida del desplazamiento de algunas bandas del espectro Raman en función de una deformación estática impuesta a la probeta **[9]**.

2. Modelo CZM

Para modelizar el comportamiento se va a utilizar un programa comercial de elementos finitos (COMSOL). Partiendo de las propiedades del material a escala nano, se crea un material homogéneo a escala nano. A partir del material único, se malla el material a escala macro o meso, siendo los elementos del mallado el material homogéneo (**Figura 2**).

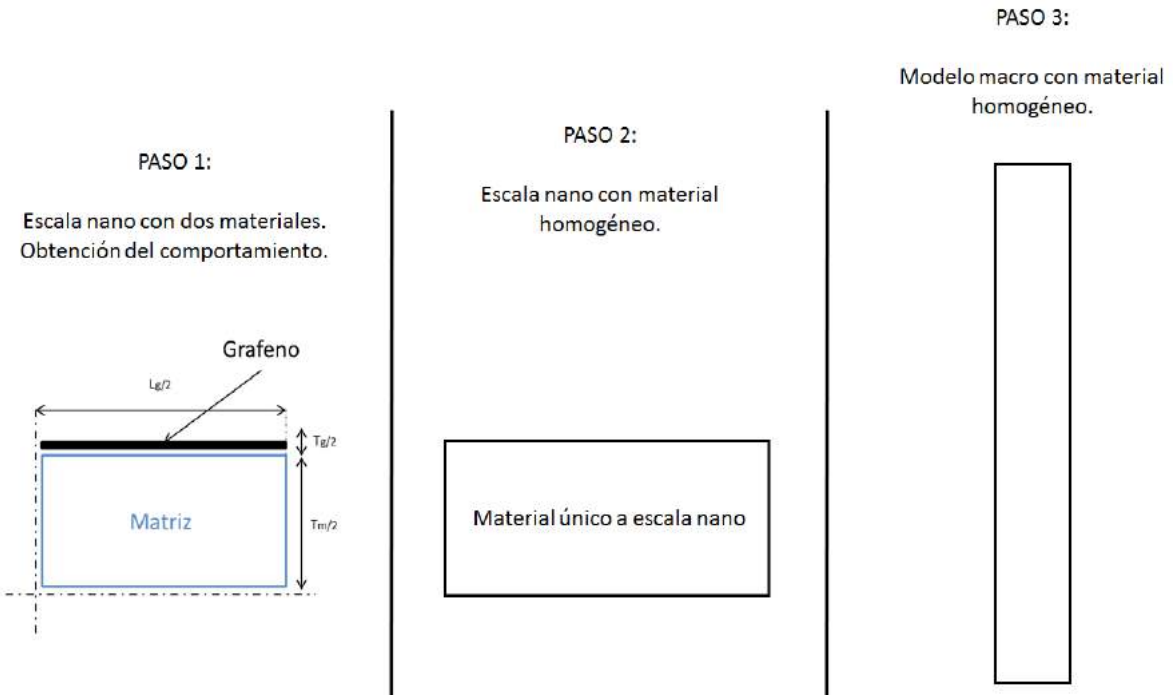


Figura 2: Proceso de modelización del material.

2.1. Modelo a escala nanométrica:

El modelo "Cohesive Zone Model" (CZM) es bilineal y viene definido por tres fases representativas del estado de la adhesión superficial. Las tres fases se muestran en la **Figura 3**. La primera fase representa un estado interfacial de cohesión. La segunda fase representa un nivel de daño determinado en la interfaz. En la tercera, la nanopartícula se ha separado en su totalidad de la matriz, sustituyendo la fricción a la cohesión como mecanismo de transmisión de esfuerzos. El modelo se extiende también al comportamiento en el eje perpendicular a la nanopartícula.

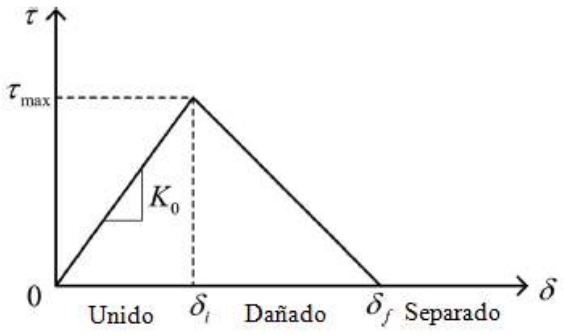


Figura 3: Modelo CZM

Las ecuaciones que rigen este comportamiento (**Ecuación 1**, **Ecuación 2**, **Ecuación 3**, **Ecuación 4** y **Ecuación 5**) vienen definidas por los parámetros $_c$, que simboliza la energía de resistencia a fractura, τ_{max}, máxima tensión que soporta la interfaz, δ_0, valor de la separación entre materiales en la interfaz a partir del cual se comienza el daño, δ_f, desplazamiento a partir del cual el daño desemboca en separación total y rotura de la interfaz. Por último, K_0, la rigidez de la interfaz .

$$_c = \frac{1}{2}\,\tau_{max}\delta_f \tag{1}$$

$$\tau = K_p\delta \tag{2}$$

$$\delta_0 = \frac{\tau_{max}}{K_0} \tag{3}$$

$$damage = \left(\frac{u-u_0}{u}\right)\left(\frac{u_f}{u_f-u_0}\right) \tag{4}$$

$$K = K_p\,(1-damage) \tag{5}$$

La validación del modelo a escala nano se realiza a partir del del trabajo teórico y experimental de G. Guo **[6]** y L. Gong **[7]** y Munoz-Guijosa **[10]**. Los parámetros y datos iniciales usados son los mismos que los dispuestos en dichos artículos. Donde "l" hace referencia a la longitud, "t" al espesor. Los subíndices "g" hacen referencia al grafeno, mientras que los "m" hacen referencia a la matriz:

l_g=l_m=21,8 μm

t_g=0,35 nm

K_p=74 TPa

$_c$=0,08 N/m

τ_{max}=0,5 MPa

Las propiedades de la matriz y el grtafeno se muestran en la **Tabla 1**.

Tabla 1: Propiedades mecánicas de los materiales

	Resoltech 1050	**Grafeno**
Módulo de Young (GPa)	3.45	1000
Coeficiente de Poisson	0.39	0.165
Densidad (kg/m^3)	1120	2250

En la **Figura 4** se muestra la validación del modelo a escala nano. En la gráfica de la izquierda se muestra el modelo propuesto por G. Guo y a la derecha los resultados propios. Se observa una buena correlación entre los resultados experimentales y el modelo realizado.

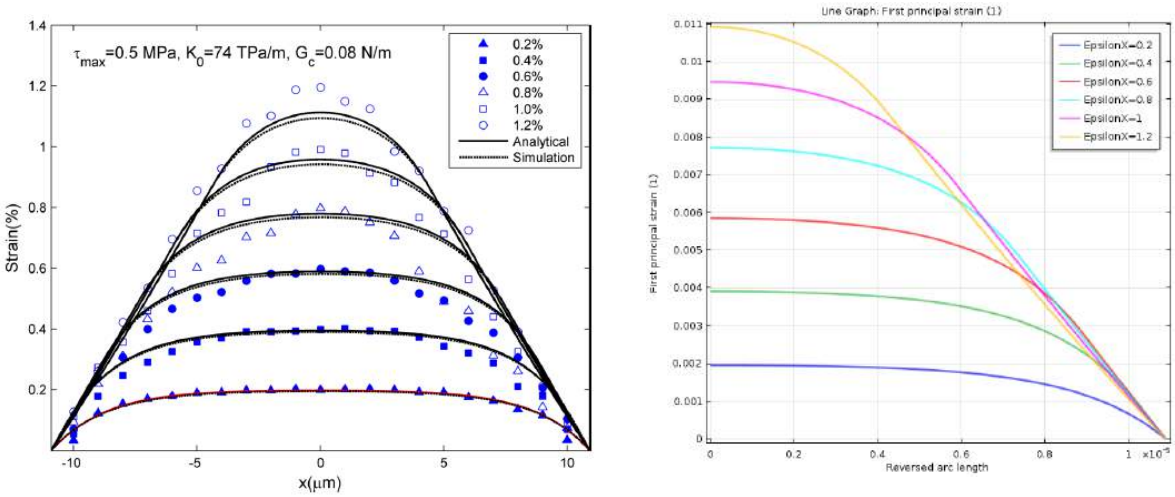


Figura 4: Validación del modelo. Resultados de **[6]** (izquierda) frente a los del modelo propuesto (derecha)

2.2. Homogenización:

Se analiza el comportamiento del material a escala nano y se observa una relación prácticamente lineal entre el daño y la pérdida de propiedades mecánicas. La **Figura 5** muestra como al aumentar el daño se reduce progresivamente el módulo de Young en la primera dirección principal.

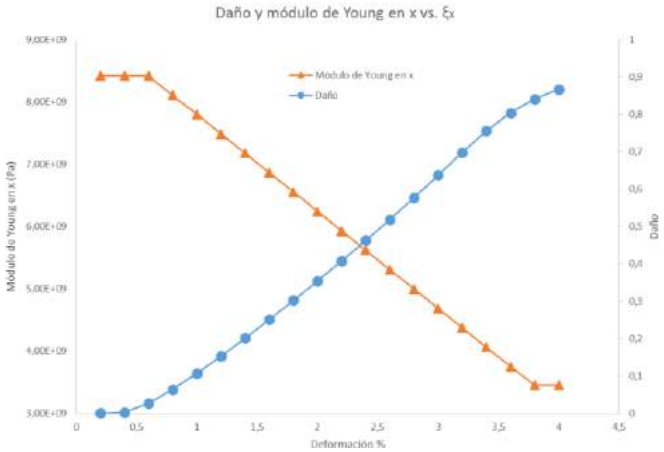


Figura 5: Relación entre e módulo de Young y el daño.

El paso a material único se realiza a través del modelo de Halpin-Tsai pero modificado para poder introducir el daño. El material único se define como material ortorrómbico. A partir de lo que se deforma el material en los distintos sentidos se obtiene un daño único (**Ecuación 6**) que afecta a las propiedades mecánicas del material.

$$Daño(\varepsilon_x, \varepsilon_y) = \frac{\varepsilon_x - \varepsilon_{XComienzoDaño}}{\varepsilon_{XFinDaño} - \varepsilon_{XComienzoDaño}} - \mathrm{K_1}\varepsilon_\mathrm{Y}\langle\varepsilon_\mathrm{X} - \mathrm{K_2}\rangle \qquad (6)$$

2.3. Modelo a escala macrométrica:

Una vez definido el material único a escala nano, se pasa a escala macro. Para ello se define un modelo en el que cada elemento del mallado tenga las propiedades del material único. Los elementos del modelo se orientan aleatoriamente y al realizar un desplazamiento sobre el modelo, el programa reconoce la deformación que sufre cada elemento y actualiza el valor del daño en cada elemento, así tantas veces como pasos de carga se indique al proceso (**Figura 6**).

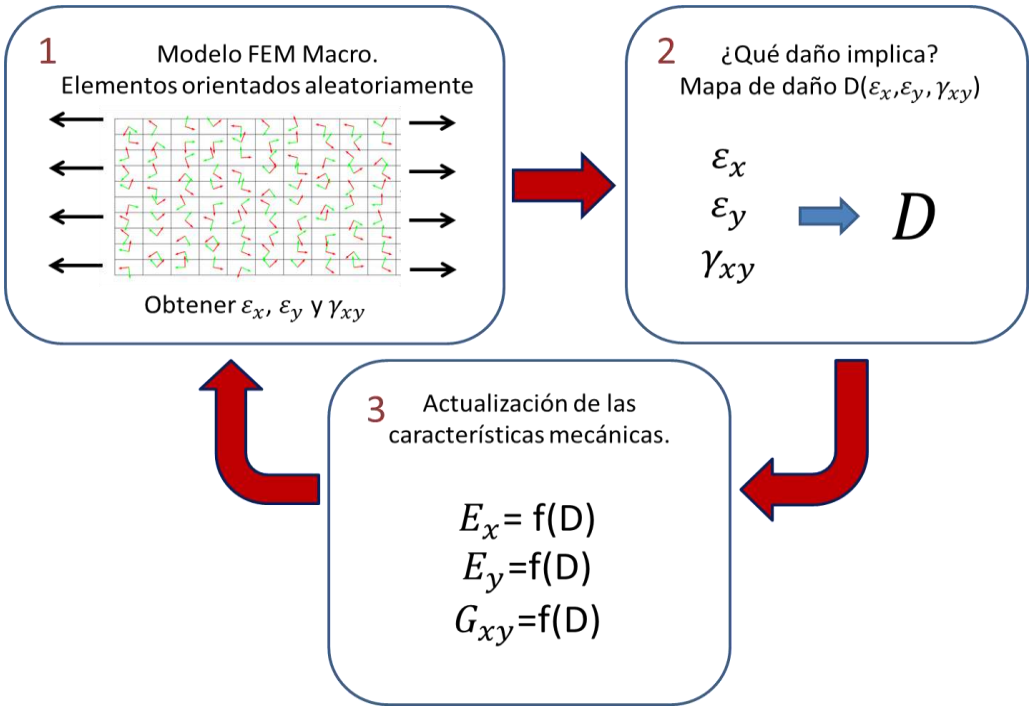


Figura 6: Proceso de actualización de daño a escala macro.

3. Modelo macromecánico del material.

Los resultados de las simulaciones para distintos parámetros se muestran en **Figura 7, Figura 8** y **Figura 9**. Se observa cómo, al variar los parámetros, varía el comportamiento del material a escala macromecánica. Como es lógico, al mejorar las propiedades interfaciales del material a escala nano, se consigue mejorar las propiedades del material a escala macro.

En la **Figura 7** se muestra el efecto de la variación de la rigidez de la interfaz K_p. Se observa que al aumentar K_p se consigue retrasar considerablemente la aparición del daño. Por ejemplo, al aumentar el valor de K_p cinco veces el comienzo de daño pasa de 0,6% a valores de 1,5%, mientras que al reducir K_p cinco veces se obtienen valores de comienzo de daño de 0,1% de deformación.

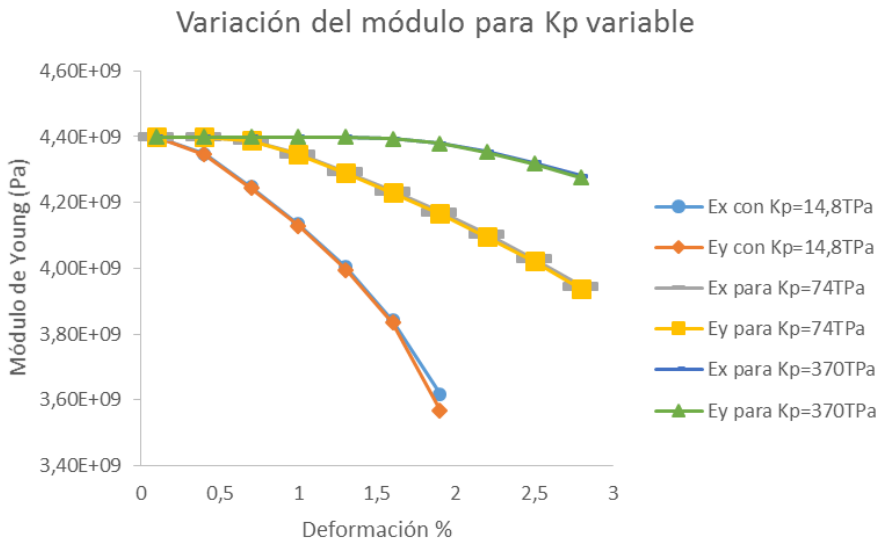


Figura 7: Comportamiento del material para disitntos parámetros de K_p.

En la **Figura 8** se muestra el efecto de la variación de la energía de rotura τ. Se observa que al aumentar τ se consigue retrasar la aparición del daño. Al aumentar el valor de τ un veinte por ciento, el comienzo de daño pasa

de 0,4% a valores de 0,9%, mientras que al reducir τ un veinte por ciento, se obtienen valores de comienzo de daño muy similares al del caso base, eso sí, la pendiente de decrecimiento del módulo de Young no es muchoo más acusada al reducirse la resistencia.

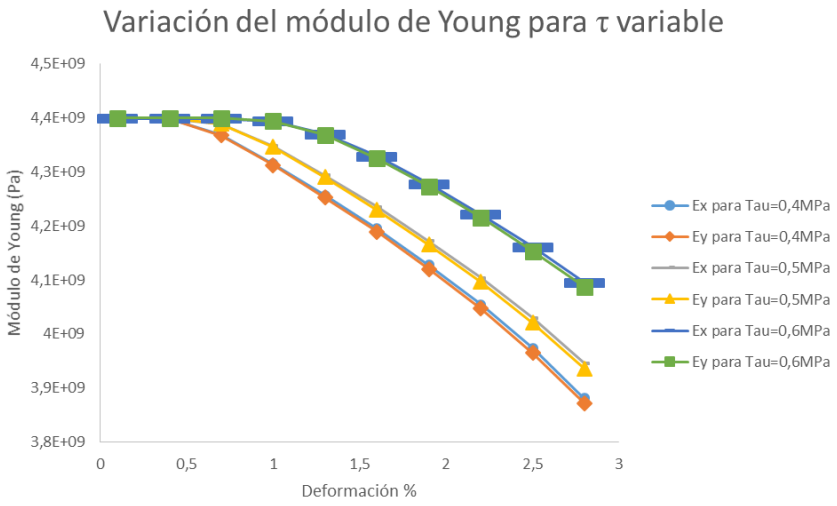


Figura 8: Comportamiento del material para disitntos parámetros de τ.

En la **Figura 9** se muestra el efecto de la variación de la energía de rotura G_{II}. Al aumentar el valor de G_{II} dos veces, para grandes deformaciones se consigue un mejor comportamiento mecánico. Sin embargo, para deformaciones medianas y pequeñas el efecto de G_{II} no es muy representativo.

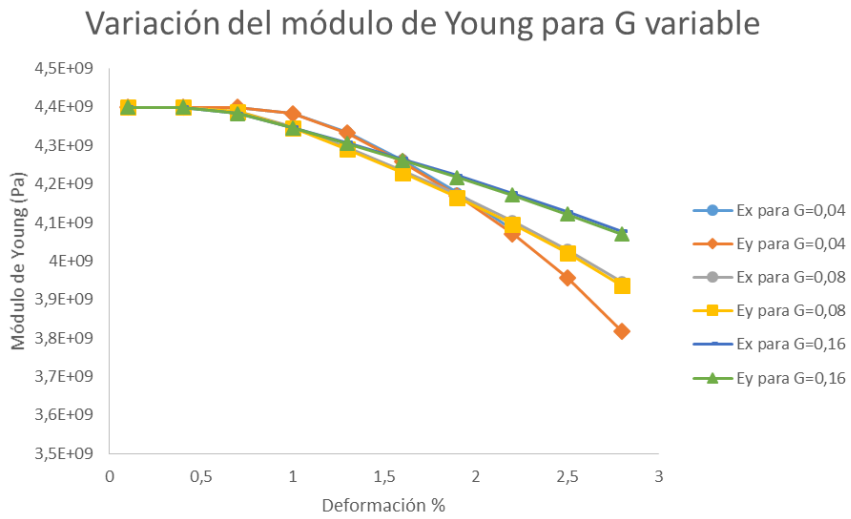


Figura 9: Comportamiento del material para disitntos parámetros.

Estos resultados se comparan con los teóricos de Halpin-Tsai. Teóricamente, según Halpin-Tsai para el volumen de fibra utilizado se debería obtener un módulo de Young de 5,35 GPa a escala macro. Los resultados de esta herramienta de cálculo muestran que este valor es 4,4 Gpa, lo cual se acerca más a los resultados experimentales obtenidos en el estudio bibliográfico. La causa de esta diferencia es la no toma en consideración del daño en la interfaz.

Esta discrepancia se puede comprobar también en **[5]**, donde se muestra cómo para porcentajes de grafeno del 0,5% no se consigue alcanzar los resultados teóricos marcados por el modelo de Halpin-Tsai (**Figura 10**). En dicha figura se muestra además el efecto del grafeno sobre las propiedades mecánicas del composite.

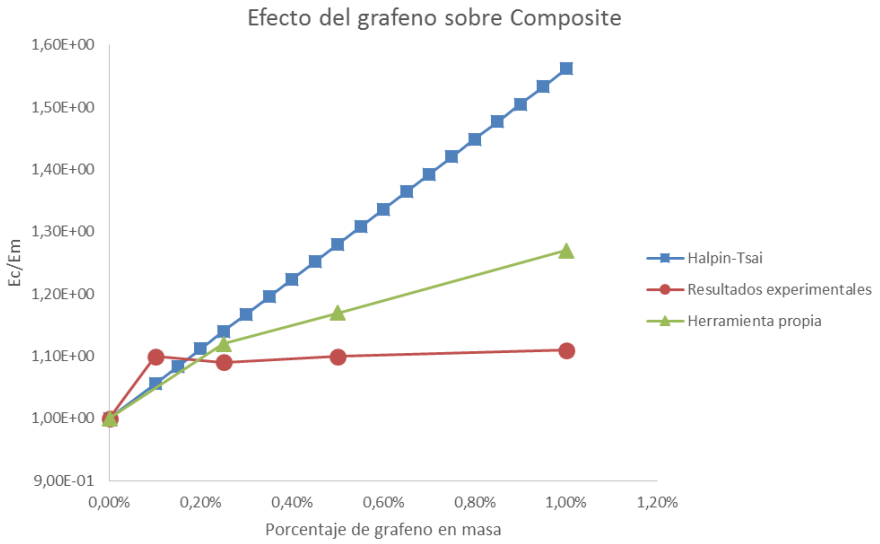


Figura 10: Datos experimentales vs. Modelo Halpin-Tsai

4. Conclusiones

Este trabajo presenta un modelo multiescala que permite la cuantificación de las propiedades elásticas resultantes de un nanocomposite con una precisión mayor que la de modelos existentes. La razón es la toma en consideración del daño en la intrefaz nanopartícula-matriz, así como la correcta simulación de la desalineación o la incorrecta dispersión de las nanopartículas en la matriz. El modelo define un material homogéneo a escala nano a partir de un modelo CZM (Cohesive Zone), que permite pasar a escala macro a través de la introducción de un parámetro de daño.

El modelo desarrollado consigue unas predicciones de comportamiento bastante más cercanas a las experimentales que las de otros modelos como el de Halpin-Tsai.

El model permite la predicción del comportamiento del material para diferentes parámetros interfaciales. Se observa que al mejorar las propiedades a escala nano del material se consiguen mejoras en el comportamiento mecánico a escala macro como era de esperar.

5. Referencias

[1] A. Geim, K. S. Novoselov, The rise of graphene. *Nature materials VOL 6 MARCH 2007.*

[2] Zhu, Yanwu ; Murali, Shanthi ; Cai, Weiwei ; Li, Xuesong ; Suk, Ji Won ; Potts, Jeffrey R. ; Ruoff, Rodney S, Graphene and Graphene Oxide: Synthesis, Properties, and Applications. *Adv. Mater. 2010, 22, 3906–3924.*

[3] U. K. Sur, Graphene: A rising star on the Horizon of Materials Science. *International Journal of Electrochemistry. Volume 2012, January*

[4] M. Sharon. a. M. Sharon. Graphene. An Introduction to the Fundamentals and Industrial Applications, Scrievner Publishing. ISBN 978-1-118-84256-0

[5] D. R. Bortz, E. Garcia Heras, I. Martín-Gullon. Impressive Fatigue Life and Fracture Toughness Improvements in Graphene Oxide/Epoxy Composites. Macromolecules 2012, 45, 238-245.

[6] G. Guo, Y. Zhu. Cohesive-Shear-Lag Modeling of Interfacial Stress Transfer Between a Monolayer Graphen and a Polymer Substrate. Journal of Applied Mechanics, March 2015, Vol. 82, 031005-1-031005-7.

[7] L. Gong, I. A. Kinloch1, R. J. Young, I. Riaz, R. Jalil, K. S. Novoselov. Interfacial Stress Transfer in a Graphene Monolayer Nanocomposite. Advanced Materials, 2010, Vol.22(24), pp.2694-2697

[8] Tao Jiang , Rui Huang , and Yong Zhu. Interfacial Sliding and Buckling of Monolayer Graphene on a Stretchable Substrate. Adv. Funct. Mater. 2014, 24, 396–402

[9] Jae-Ung Lee, Duhee Yoon, and Hyeonsik Cheong. Estimation of Young's Modulus of Graphene by Raman Spectroscopy. Nano Lett. 2012, 12, 4444−4448

[10] Munoz-Guijosa, J. M., Development strategies for mechanical elements based on carbon nano-composites, Industrial Workshop on Multi-scale and multi-physics materials modeling for advanced industries, Madrid, January 2016.

Análisis del efecto de la adición de fibras de acero sobre el comportamiento de hormigones sometidos a cargas de flexotracción

J.D. Ríos Jiménez[1], H. Cifuentes Bulté[2], F. Medina Encina[3]

[1]Dpto. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Universidad de Sevilla. jdrios@us.es
[2]Dpto. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Universidad de Sevilla. bulte@us.es
[3]Dpto. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Universidad de Sevilla. medinaencina@us.es

En este trabajo se exponen los resultados obtenidos de una campaña experimental realizada para analizar la influencia que la longitud de fibras de acero tiene en el comportamiento de los hormigones de muy altas prestaciones. Para ello, se reforzaron los hormigones con dos tipos de fibras y se realizaron tres refuerzos diferentes, manteniendo la misma cantidad de fibras, un 2.5% en volumen, y la misma matriz de hormigón. Un hormigón fue reforzado con fibras de 13 mm de longitud, otro con fibras de 30 mm y el tercero reforzado con una mezcla de ambas fibras al 50%. Dichos hormigones se sometieron a diferentes ensayos para determinar las propiedades mecánicas. Los resultados más relevantes indicaron que el tipo de fibra utilizada no produce un cambio notorio en la resistencia a compresión. Sin embargo su efecto en la resistencia a flexotracción y tracción es muy destacable, siendo los mejores resultados para las fibras más cortas, ya que favorecen el cosido de microgrietas en una zona más amplia del material. No obstante el módulo de deformación longitudinal del material se veía favorecido en el caso de mezcla de longitudes de fibras.

1. Introducción

Los hormigones de muy altas prestaciones (HMAR) se caracterizan por tener propiedades mecánicas mucho más elevadas que la de los hormigones convencionales. Resistencia a compresión de más de 150 MPa, resistencia a flexotracción en torno a los 24 MPa y módulo de deformación longitudinal de más de 40 GPa. En relación a la matriz del hormigón, la principal diferencia con los hormigones tradicionales es que suelen prescindir de árido grueso, buscando una mayor compacidad y homogeneidad del material que le aporte mayor resistencia. Sin embargo, la ausencia de árido grueso lleva a un comportamiento mucho más frágil en estos hormigones que en los tradicionales [1]. Para reducir este efecto, estos hormigones se refuerzan añadiendo fibras en la matriz, normalmente de acero. La adición de estas fibras lleva a un comportamiento más dúctil del material [2], que mejora su durabilidad [3] y su resistencia a tracción,controlando la fisuración del mismo.

El avance en cuanto a mejora de propiedades mecánicas que supone estos hormigones, ha llevado a que sean cada vez más utilizados en aplicaciones de ingeniería civil, como pasarelas o puentes. No obstante, numerosas empresas de prefabricación de estructuras están usando hormigones HMAR para realizar una variada gama de elementos de construcción como: balcones, paneles de cerramiento, muros de contención, etc. Debido a las altas propiedades mecánicas de estos hormigones, los elementos estructurales pueden ser más esbeltos, con la consiguiente reducción de costes en transporte y del impacto medioambiental.

En relación al estudio del efecto de las fibras en los HMAR existen trabajos centrados en aspectos concretos debido a la amplía cantidad de factores que influyen. Como muestra de ello, cabe mencionar el trabajo realizado por Yoo et al. [4] que estudiaba la influencia de la adición de fibras largas en HMAR. Se observó como dichas fibras mejoraban la resistencia a flexión y la capacidad de absorber energía. Sin embargo, no tenía casi efecto sobre el inicio de agrietamiento del material. Máca et al [5] realizaron una campaña experimental en la que estudiaban las propiedades mecánicas de HMAR y las comparaban con la de hormigones de altas prestaciones. Los resultados mostraron mejores propiedades mecánicas, destacando la mejora en la resistencia a tracción y el ablandamiento post rotura del material. Un trabajo que se centraba en la longitud de las fibras de refuerzo, aparte del efecto de la cantidad de fibras, es el estudio realizado por Caggiano et al [6] en el que se expone como la cantidad de fibras

afecta a la aparición de grietas y al comportamiento post rotura. Además, añade la necesidad de incrementar el número de investigaciones relativas a la mezcla de fibras con diferentes hormigones ya que son muy variados los factores que pueden influir en los resultados (materiales, geometrías). La campaña experimental llevada a cabo en este trabajo analiza cómo afecta la longitud de fibras de acero añadidas como refuerzo en HMAR.

En esta investigación se han fabricado cuatro tipos de hormigones, todos ellos con la misma matriz de hormigón y cantidad de fibras, pero con diferente longitud de las mismas. Nuestro objetivo principal es estudiar la influencia de la longitud de la fibra en el comportamiento mecánico del hormigón, determinar una longitud de fibra óptima, lo cual puede suponer un ahorro en su aplicación, donde cada vez más, se tiende a la sustitución total o parcial de las armaduras por fibras de acero. Para ello, previamente se analizó la matriz de hormigón sin refuerzo de fibras y se determinaron sus propiedades mecánicas para posteriomente realizar el estudio de las propieades mecánicas de los tres hormigones reforzados con fibras.

El artículo se ha estructurado de forma que en la sección 2 se describe la campaña experimental realizada. Se explica en primer lugar qué componentes se han utilizado en la fabricación del hormigón así cómo el tipo de fibras y el proceso de curado. Además se explican qué ensayos se han realizado para determinar cada una de las propiedades mecánicas medidas para caracterizar el comportamiento mecánico del material. En la sección 3 se presentan los resultados de los ensayos obtenidos y se analiza la contribución de las fibras al comportamiento mecánico del material. Finalmente, en la sección 4 se exponen las conclusiones más relevantes relativas a los resultados extraídos.

2. Campaña experimental

2.1. Materiales

Los hormigones fabricados en esta investigación han sido diseñados para estudiar la influencia de la longitud de fibras de acero en las propiedades mecánicas de hormigones HMAR. Para ello, se han fabricado cuatro tipos de hormigones, manteniendo la misma matriz en cada uno de ellos, así como el contenido de fibra, que para este caso ha sido de un 2.5% del volumen de hormigón. La composición de la matriz de hormigón se muestra en la Tabla 1. La nomenclatura adoptada para cada tipo de hormigón, el contenido de fibra y la longitud de las mismas, se muestran en la Tabla 2. Se han usado dos tipos de fibras diferentes, en particular el modelo Dramix 3D 65/35BG de Bekaert, con 35 mm de longitud y 0.55 mm de diámetro, terminadas con extremos en forma de gancho, y el modelo OL 13/.20 de longitud 13 mm y diámetro 0.20 mm, ver Figura 1.

Tabla 1: Dosificación de la matriz de hormigón

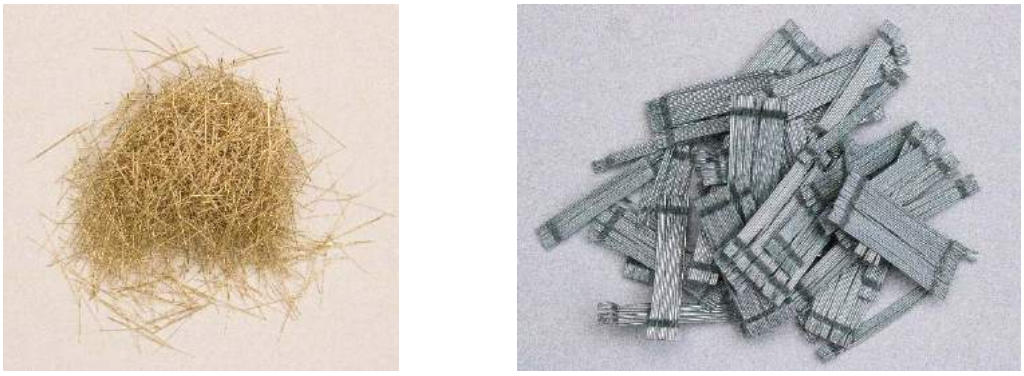
Componentes	Contenido (kg/m^3)
Cemento	544
Humo de sílice	214
Escoria de alto horno	312
Arena de sílice (<315µm)	470
Arena de sílice (<800µm)	470
Agua	188
Superplastificante	42

Se han fabricado cuatro lotes de hormigones HMAR con diferentes tipos de refuerzo. Cada lote constaba de probetas prismáticas de 440x100x100 mm, cúbicas de 100x100 y cilíndricas de 100 de diámetro y 200 mm de altura, para la determinación de las propiedades mecánicas de los mismos. Es interesante mencionar que el hormigón D0 no está reforzado con fibras ya que se adopta como hormigón de control de la matriz. En los tres hormigones restantes su nombre hace referencia al tipo de fibras con el que han sido reforzados: DS para la dosificación de fibras cortas (*short*, 13 mm), DL para la dosificación de fibras largas (*long*, 35 mm) y DSL para la dosificación de fibras mezcladas (*short and long*) al 50%.

Tabla 2: Nomenclatura, tipo y contenido de fibras

Componentes	Contenido de fibra (kg/m^3)	Longitud de fibra (mm)
D0	0	0
DS	196	13
DL	196	35
DSL	98 / 98	13 / 35

Todas las probetas fabricadas para esta investigación fueron desmoldadas a las 24 horas y curadas hasta los 28 días en un baño con agua a temperatura de 20 ºC. Antes de ser ensayadas fueron dejadas secar a temperatura ambiente.



(a) (b)

Figura 1: Fibras usadas en la investigación: (a) fibras de 13 mm de longitud, (b) fibras de 35 mm de longitud.

2.2. Ensayos

Para determinar las propiedades mecánicas de los diferentes hormigones se realizaron los ensayos que se mencionan a continuación. La resistencia a compresión (f_c) fue determinada a partir de las probetas cúbicas de 100 mm de lado según las indicaciones de la norma UNE EN 12930-3:2009. El módulo de deformación longitudinal (E_c) fue determinado acorde a la norma UNE EN 12390-13:2014 aplicando tres ciclos de carga sobre las probetas cilíndricas de 200 mm de longitud y 100 mm de diámetro, incrementándo la carga gradualmente hasta un tercio de la de rotura y midiendo la deformación mediante dos transductores verticales (LVDT). La resistencia a tracción indirecta (f_{ti}), medida para el caso del hormigón de control (D0), fue obtenida mediante ensayo Brasileño según la norma UNE EN 12390-6:2010 sobre probeta cilíndrica de 300 mm de longitud y 150 de diámetro.

En cuanto a la energía de fractura, fueron realizados ensayos de flexión en tres puntos en probetas prismáticas de 440x100x100 mm para el hormigón de control (D0) con una relación de entalla α=0.5, siendo $\alpha=h/a_0$, ver Figura 2. Los ensayos para la determinación de la energía de fractura fueron realizados acorde al método RILEM TCM-85. La apertura de grieta fue medida por medio de un transductor de pinza (CMOD), el cuál fue utilizado como señal de control del ensayo. Además, el desplazamiento vertical en el punto medio de la probeta fue medido con un trasnductor lineal de desplazamiento (LVDT). Fueron aplicadas las modificaciones al ensayo RILEM propuestas por Guinea, Elices, Planas [7–9].

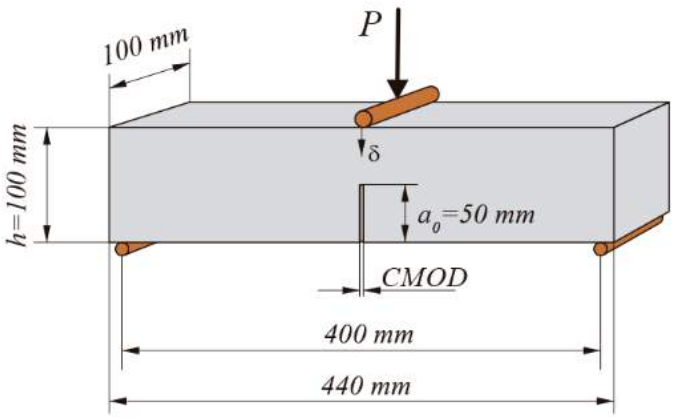


Figura 2: Esquema del ensayo a flexión en tres puntos realizado para la determinación de la energía de fractura en el hormigón de control (D0).

La caracterización del comportamiento a flexotracción de los HMAR fue realizada a partir de probetas prismáticas sin entalla de dimensiones 440x100x100 mm. El método de cálculo para determinar dichas propiedades fue el utilizado por López et al [10], cuyo artículo trata sobre la determinación precisamente de estas propiedades en HMAR. Los ensayos se realizaron en flexión en cuatro puntos (4PBT) para poder tener en cuenta el efecto del

refuerzo de las fibras en un zona amplia de material (en el tercio central) y por tanto poder ser más representativo de dicha contribución, ver Figura 3. La determinación de las propiedades se realiza mediante un método analítico basado en la aproximación cuadrilinear del comportamiento a tracción de este tipo de hormigones. Es necesario la determinación de cinco puntos clave de la curva tensión-flecha (Figura 4), a partir de los cuáles se calculan los valores que definen la ley constitutiva a tracción de los HMAR.

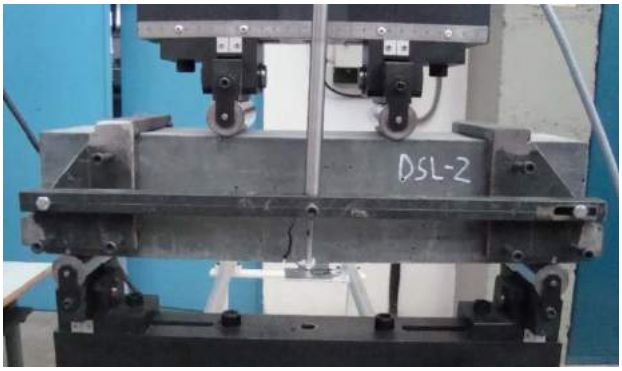


Figura 3: Ensayo de flexión en cuatro puntos para las probetas reforzadas con fibras.

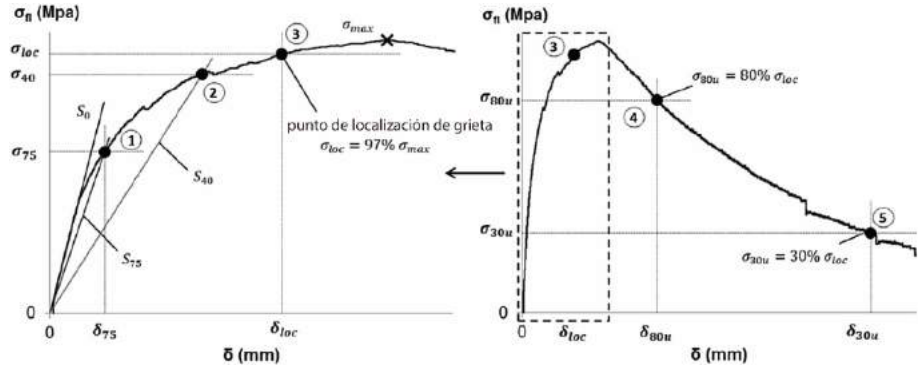


Figura 4: Esquema de los puntos de referencia de las curvas tensión-flecha a seleccionar.

3. Resultados

Los resultados de la resistencia a compresión de los hormigones ensayados se pueden ver en la Figura 5. Los valores mostrados en dicha figura son un promedio de todos los ensayos realizados para cada tipo de hormigón. La resistencia del hormigón de control (D0), sin refuerzo de fibras, alcanza un valor medio inferior al de los hormigones reforzados. Sin embargo, la diferencia respecto a estos últimos es muy suave, esto muestra como la adición de fibras de acero no aporta una mejoría importante a la resistencia de compresión, como ya es conocido por estudios previos [11]. Entre los hormigones reforzados con fibras, la resistencia a compresión alcanza valores muy similares entre ellos, independientemente de la longitud de la fibra utilizada, como también ocurre en el trabajo realizado por Caggiano et al [6].

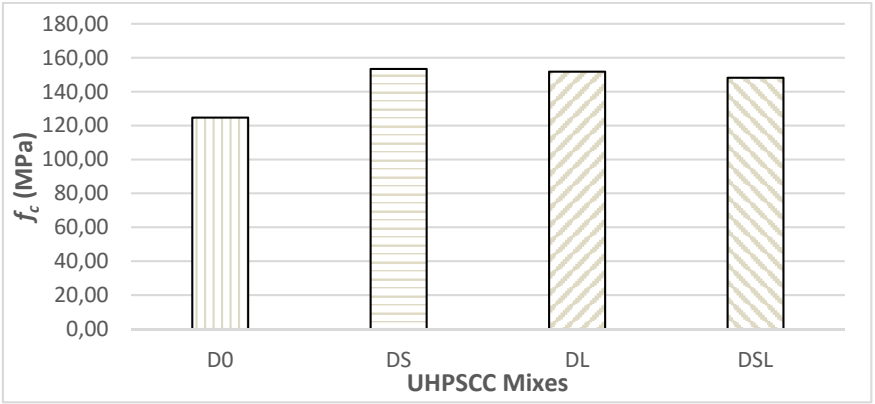


Figura 5: Valores de f_c para los diferentes dosificaciones de HMAR.

En relación al modulo de deformación longitudinal (E_c) los resultados promedio de los ensayos realizados pueden verse en la Figura 6. La adición de fibras a la matriz produce un aumento de la rigidez inicial del hormigón. Dicho efecto puede observarse en un aumento de la pendiente del tramo inicial de las curvas carga-flecha [12], ver Figura 7. Sin embargo, a pesar de que los valores del módulo de deformación son muy similares entre los hormigones reforzados, se puede destacar un aumento de rigidez en el caso del hormigón con fibras mezcladas (DSL). Los hormigones con fibras más largas son más propensos a que se produzca enredos entre las fibras durante el proceso de amasado. Esto lleva a que la distribución de las mismas no sea muy uniforme. En el caso de los hormigones con fibras más cortas su distribución en la matriz es mucho más uniforme, dando hormigones con propiedades más homogéneas. Sin embargo las fibras son menos rígidas ya que el diámetro también se ve reducido. El caso de utilización de mezcla de fibras cortas y largas hace que el comportamiento sea una combinación de los dos anteriores, aportando como se observa una mayor rigidez.

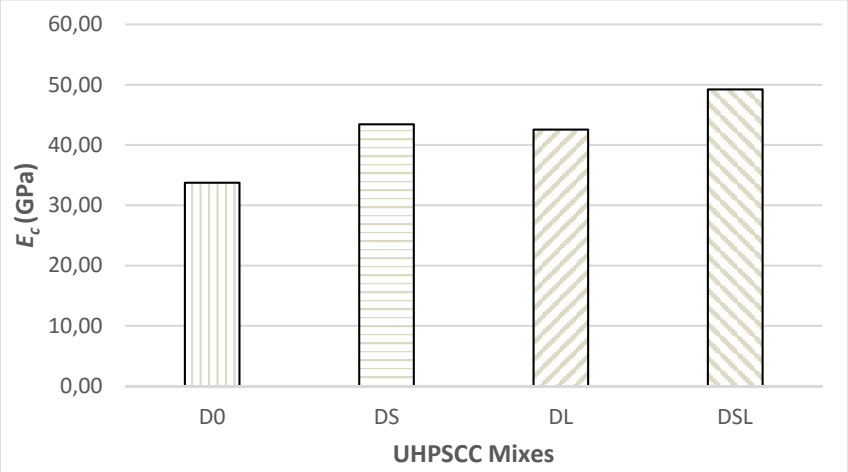
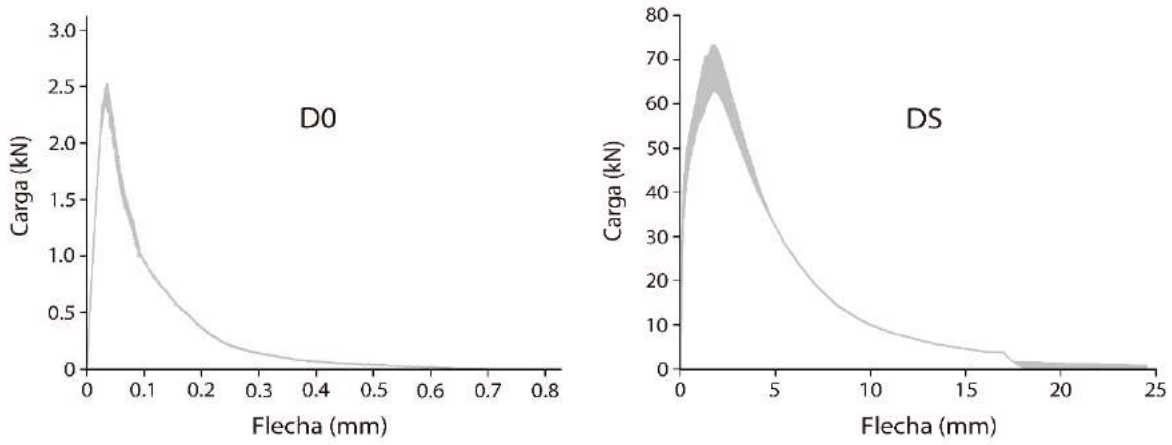
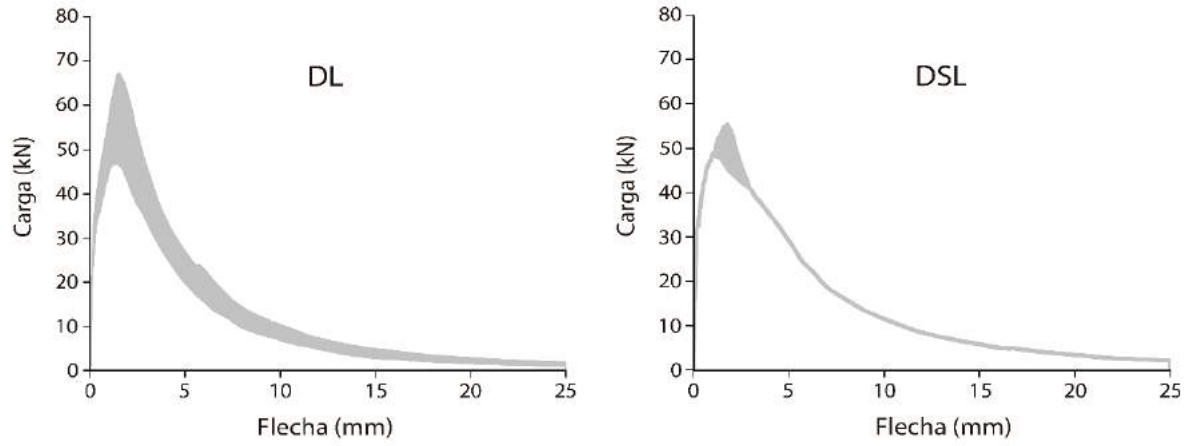


Figura 6: Valores de E_c para los diferentes dosificaciones de HMAR.



(a) (b)



(c) (d)

Figura 7: Área de trazado de las curvas carga-flecha para las cuatro dosificaciones ensayadas.

La resistencia a flexotracción de los hormigones reforzados con fibras son muy superiores al del hormigón sin refuerzo (D0). Esto muestra como la adición de fibras influye predominantemente en la mejoría del comportamiento a tracción [6] del hormigón que es el objetivo principal para el que se incluye dicho refuerzo en la matriz. Entre los hormigones con refuerzo de fibras, las de menor longitud tienen un mejor comportamiento a flexotracción que las que contienen fibras de mayor longitud. Este efecto también puede observarse en el trabajo realizado por Caggiano et al [6].

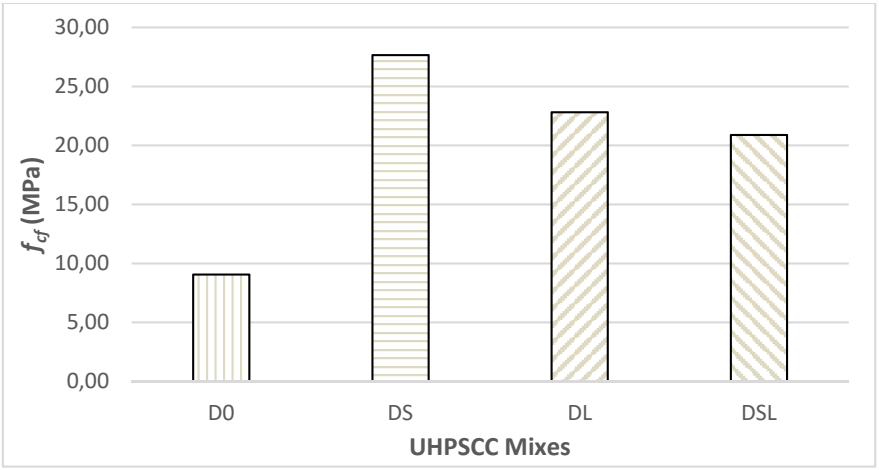


Figura 8: Valores de f_{cf} para los diferentes dosificaciones de HMAR.

En referencia a la resistencia a tracción, tanto para la aparición de la primera fisura (f_t) como en el estado último (f_{tu}), se observa un comportamiento, como era de esperar, con la misma tendencia que la resistencia a flexotracción. La adición de fibras de menor longitud favorece la resistencia a la tracción en detrimento de los casos restantes en los que se produce la inclusión de fibras de mayor longitud. Esto es debido a que la distribución aleatoria de fibras de menor longitud hace que para una misma cantidad de fibras, 2.5% en volumen en este caso, esté repartida más homogeneamente que en el caso de fibras de mayor longitud. Al tener una distribución más homogénea, está más cerca de cada posible origen de grieta y retrasa la aparición de las microfisuras y en consecuencia, de su propagación y rotura final del material por flexotracción aportando mejores resultados. Los valores de resistencia a tracción (f_t y f_{tu}) se obtienen mediante el método analítico presentado por López et al. [10] cuyas expresiones, que se presentan a continuación, utilizan los puntos de la curva tensión-flecha descritos en la Figura 4.

$$f_t = \frac{\sigma_{75}}{1.63}\left(\frac{\sigma_{75}}{\sigma_{40}}\right)^{0.19} \qquad (1)$$

$$f_{tu} = \alpha^{-0.18}\left(2.46\frac{\sigma_{loc}}{\sigma_{75}} - 1.76\right) f_t \qquad (2)$$

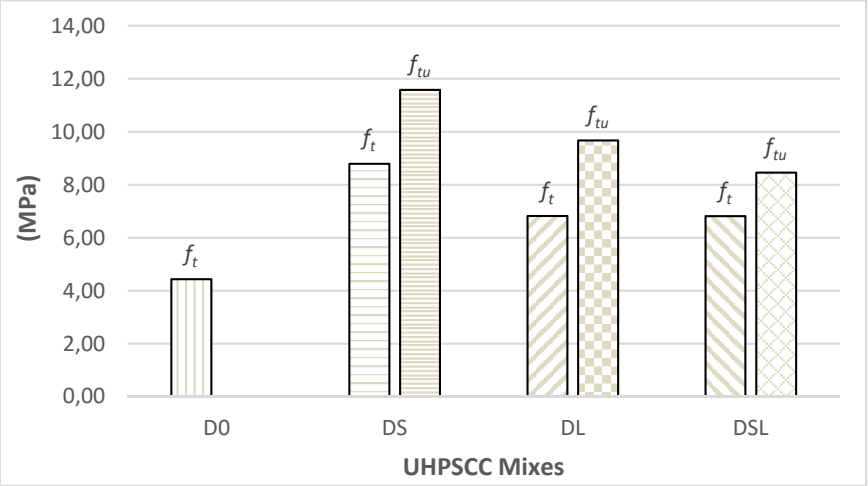


Figura 9: Valores de f_t y f_{tu} para los diferentes dosificaciones de HMAR.

La energía de fractura media de la matriz de hormigón (D0) obtenida mediante los ensayos de flexión en tres puntos, alcanzó un valor de 63.35N/m. Esto indica, junto con los valores del módulo de deformación y resistencia a tracción, vistos con anterioridad para el hormigón D0, que el aumento de resistencia a compresión de la matriz lleva a un aumento significativo de la fragilidad del hormigón. De las curvas carga-flecha se observa como la adición de fibras al hormigón aumenta ampliamente su capacidad de deformación y su energía de fractura respecto a la matriz sin fibras (D0). Las fibras reducen la elevada fragilidad de estos hormigones siendo un componente indispensable en la mejoría de las propiedades mecánicas en general.

De los resultados obtenidos, se puede deducir que la adición de fibras en los hormigones HMAR mejora notablemente las propiedades mecánicas. La resistencia a compresión es la propiedad que menos se ve afectada debido a la alta resistencia alcanzada por la composición de la matriz de hormigón, la cual sin adición de fibras alcanza los 120 MPa. La adición de fibras contribuye a mejorar la resistencia a compresión, a pesar de no ser su principal función. La influencia de la longitud en esta propiedad ha sido poco transcendente, ya que en los tres tipos de refuerzo se han obtenido valores similares. Sin embargo, la resistencia a flexotracción y tracción se ven notablemente mejoradas con la adición de fibras. Para esta propiedad del material es en donde las fibras juegan su papel más importante debido a la baja capacidad de carga a tracción del hormigón, a pesar de ser mejorada ésta en los HMAR. Las fibras cortas en este caso son la opción más idónea debido a que su mejor distribución en la matriz evita de forma más efectiva la aparición de microgrietas en el material. Respecto al módulo de Young, los hormigones con fibras mezcladas poseen más rigidez debido a la mayor uniformidad que le aporta las fibras cortas y a la mayor rigidez de las fibras largas.

4. Conclusiones

Hemos estudiado la influencia de la longitud de fibras de acero mediante el cálculo de diferentes propiedades mecánicas.

En cuanto al comportamiento a compresión, la adición de fibras mejora la resistencia respecto al mismo hormigón sin refuerzo de fibras (D0) en torno a un 20%, pero entre las probetas con refuerzo de fibras se obtienen valores muy similares, no siendo la longitud de fibras un factor relevante. Respecto al comportamiento a flexotracción y tracción, las fibras aumentan la resistencia en torno a un 50% de la de los hormigones sin refuerzo (D0), siendo claramente el papel principal de las fibras el aporte de resistencia a tracción en los hormigones HMAR, a pesar de tener mejor comportamiento que en los hormigones tradicionales. Para este caso, los mejores resultados se

obtuvieron para el refuerzo con las fibras más cortas debido a su mejor distribución en la matriz de hormigón. Esto hace que la matriz este reforzada más homogéneamente y por tanto que la aparición de microgrietas en cualquier punto de la matriz esté más restringida. Respecto al módulo de deformación longitudinal, la adición de fibras en la matriz aumenta dicha propiedad debido a la aportación de rigidez por la inclusión de acero en la misma. Entre los hormigones reforzados el que mayor módulo de Young alcanzó fue el caso de refuerzo con mezcla de fibras cortas y largas (DSL) debido a la mayor uniformidad que le aporta las fibras cortas y a la mayor rigidez de las fibras largas. De las curvas carga-flecha se deduce que la fibras cortas aportan mayor carga de rotura pero con una caída más brusca de la misma, ya que reduce el inicio de la aparición de grietas pero cuando las grietas crecen y alcanzan una longitud mayor, las fibras cortas dejan de ser efectivas. Así, en el caso de refuerzo con fibras mixtas aunque se alcance menor carga de rotura, la ductilidad del hormigón aumenta debido a la aportación de las fibras más largas al cosido de las grietas de mayor longitud. En referencia a los resultados obtenidos el refuerzo de fibras cortas y largas (DSL) se considera el más efectivo porque combina las ventajas en las propiedades mecánicas de las fibras cortas y largas.

5. Referencias

[1] Bae B-I, Choi H-K, Choi C-S. Bond stress between conventional reinforcement and steel fibre reinforced reactive powder concrete. Constr Build Mater 2016;112:825–35. doi:10.1016/j.conbuildmat.2016.02.118.

[2] American Concrete Institute (ACI) Committee 544. Guide for Specifying, Proportioning, and Production of Fiber Reinforced Concrete. Am Concr Institute 2008:12.

[3] American Concrete Institute (ACI) Committee 544. Report on the Physical Properties and Durability of Fiber Reinforced Concrete. Am Concr Inst 2010.

[4] Yoo D-Y, Kang S-T, Yoon Y-S. Enhancing the flexural performance of ultra-high-performance concrete using long steel fibers. Compos Struct 2016;147:220–30. doi:10.1016/j.compstruct.2016.03.032.

[5] Máca P, Sovják R, Vavřiník T. Experimental Investigation of Mechanical Properties of UHPFRC. Procedia Eng 2013;65:14–9. doi:10.1016/j.proeng.2013.09.004.

[6] Caggiano A, Cremona M, Faella C, Lima C, Martinelli E. Fracture behavior of concrete beams reinforced with mixed long/short steel fibers. Constr Build Mater 2012;37:832–40. doi:10.1016/j.conbuildmat.2012.07.060.

[7] Planas J, Elices M, Guinea G V. Measurement of the fracture energy using three-point bend tests: Part 2-Influence of bulk energy dissipation. Mater Struct 1992;25:305–12. doi:10.1007/BF02472671.

[8] Guinea, GV;Planas, J;Elices M. Measurement of the fracture energy using three-point bend tests: Part 1-Influence of experimental procedures. Mater Struct 1992;25:212–8.

[9] Elices, M; Guinea, GV;Planas J. Measurement of the fracture energy using three-point bend tests: Part 3-Influence of cutting the P-δ tail. Mater Struct 1992;25:327–34.

[10] López JÁ, Serna P, Navarro-Gregori J, Coll H. A simplified five-point inverse analysis method to determine the tensile properties of UHPFRC from unnotched four-point bending tests. Compos Part B Eng 2016;91:189–204. doi:10.1016/j.compositesb.2016.01.026.

[11] Goel S, Singh SP. Fatigue performance of plain and steel fibre reinforced self compacting concrete using S–N relationship. Eng Struct 2014;74:65–73. doi:10.1016/j.engstruct.2014.05.010.

[12] Khaloo A, Raisi EM, Hosseini P, Tahsiri H. Mechanical performance of self-compacting concrete reinforced with steel fibers. Constr Build Mater 2014;51:179–86. doi:10.1016/j.conbuildmat.2013.10.054.

BLOQUE XIII

MECÁNICA EXPERIMENTAL

Caracterización termomecánica de la aleación con memoria de forma NiTiCu mediante ensayos a tracción, compresión y torsión

A. Fabregat-Sanjuan[1], F. Ferrando Piera[1], S. De la Flor López[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili.*

a.fabregat@urv.cat, f.ferrando@urv.cat, silvia.delaflor@urv.cat

En este estudio se ha realizado una caracterización termomecánica de la aleación NiTiCu (Ti44.6Ni5Cu(at.)) con probetas en forma de tubo, mediante pruebas de tracción, compresión y torsión. Los ensayos a torsión se han realizado en un equipo diseñado específicamente para esta investigación. Este equipo de torsión permite caracterizar el comportamiento mediante el ensayo isotérmico a diferentes temperaturas así como el ciclado térmico para diferentes niveles de deformación angular. Para analizar localmente las deformaciones y el estado tensional se han utilizado galgas de tipo roseta. Además de caracterizar el comportamiento también se han identificado los diferentes factores que dificultan la caracterización de esta aleación debido al complejo estado tensional que se produce en torsión y a la asimetría de comportamiento analizada en los ensayos de tracción y compresión. Los resultados muestran valores del módulo de rigidez transversal medidos a torsión diferentes a los esperados suponiendo un comportamiento elástico, y con los valores de módulo elástico y coeficiente de Poisson encontrados mediante ensayos a tracción y compresión. Mediante los ensayos a torsión con ciclado térmico se ha obtenido la relación entre el par de recuperación y la temperatura.

1. Introducción

La aleación NiTiCu es una de las aleaciones con memoria de forma más investigadas debido a su mejor comportamiento frente a otras SMA en el campo de las aplicaciones como actuador. Sus ventajas sobre otras SMA son: una menor fatiga funcional, una mayor recuperación de la deformación, una gran estabilidad de temperaturas de transformación y una menor histéresis. A pesar de estas propiedades, la aleación NiTiCu se ve altamente influenciada por el ciclado termomecánico (TMC), que causa una degradación según la carga y el nivel de tensión que se aplica [1]. El comportamiento general de las SMA a torsión se puede explicar de forma análoga al comportamiento a tracción. Si una SMA se deforma a una temperatura inferior a Mf, al calentar la probeta por encima de la temperatura Af, se recuperará la deformación o bien se realizará un par de recuperación. Aunque la respuesta general es similar al comportamiento a tracción, en torsión se produce un estado tensional más complejo que en tracción y, por tanto, no se puede esperar el mismo comportamiento. Además, mientras se aplica la torsión en tubos, pueden aparecer otros fenómenos como la deformación axial [2]. Esta deformación axial aparece para grandes deformaciones debido a la distorsión de la sección. Por tanto, es de esperar que existan cargas biaxiales que compliquen la interpretación de los resultados experimentales.

El estudio del comportamiento a torsión de las SMA se inició en la década de los 70, pero el primer estudio con comparación analítica y experimental es el de Davidson y Liang [3], en el cual se presenta una relación constitutiva del comportamiento a torsión entre la deformación angular y la tensión producida por esta. El primer modelo analítico no lineal a torsión fue el iniciado por Shishkin [4] y posteriormente mejorado por Keefe [5], donde se relaciona la tensión resultante de la torsión con la deformación angular mediante una ecuación potencial (Eq. 1).

$$= \beta \cdot \gamma^n \quad (1)$$

Donde τ es la tensión cortante, β es una constante, γ es la deformación angular y n es otra constante.

Este modelo supone una variación lineal de las tensiones en dirección radial, por lo que se obtienen peores aproximaciones para grandes espesores de tubo (e>D/10) donde existen mayores diferencias en la distribución radial de tensiones. Sin embargo, con tubos de pequeño espesor (e<=D/10) el modelo predice buenas aproximaciones para la primera parte del ensayo donde no se produce una transformación de martensita inducida por tensión. El estudio realizado por Keefe también fue uno de los pioneros en identificar grandes diferencias de

comportamiento a torsión en función del espesor del tubo, especialmente en cuanto a repetitividad y en la recuperación del par impuesto inicialmente. Estas diferencias se deben al complejo estado tensional producido en torsión. En consecuencia, los tubos de menor espesor son mejores candidatos a ser modelizados ya que la mayor uniformidad de tensiones y deformaciones a toda la sección simplifica la modelización. El mismo estudio también aporto información en referencia a estados tensionales complejos con cargas axiales (del 1 y el 3% de deformación axial) combinadas con cargas de torsión. Los resultados concluyeron que no había una gran diferencia de comportamiento respecto a diferentes grados de carga axial.

Más recientemente se han realizado otros estudios con aproximaciones analíticas para el modelado del comportamiento a torsión. Por ejemplo, McDowell et. al. [6] estudiaron el comportamiento de tubos SMA de espesor delgado con cargas combinadas a torsión y axial. Posteriormente, otros autores como Mirzaeifar et. al. [7] presentaron un modelo constitutivo general de comportamiento de SMA a torsión en 3D y su correspondiente simplificación para el comportamiento unidimensional. En el estudio de Mirzaeifar se hace una revisión del estado tensional que se produce mediante una torsión pura en una sección circular. Como base se utiliza la solución general de Saint-Venant (1874), donde se asume que no se produce alabeo (las secciones planas perpendiculares al eje antes de la deformación, dejan de ser planas después de la deformación) en secciones circulares, lo que se ha corroborado mediante el estudio más reciente para secciones circulares y elípticas de Chen et. al. [8]. Por último, también se han presentado modelos de comportamiento a torsión de SMA mediante el método de los elementos finitos utilizando MATLAB, COMSOL o Abaqus. Concretamente, Chapman et. al. [9] realizaron un modelo mediante una simplificación de comportamiento a torsión para tubos de pared delgada (Eq.2) y un modelo 3D para mayores espesores basado en el modelo de Lagoudas [10]. Cabe destacar que en los estudios anteriormente mencionados solo se modeliza el comportamiento superelástico sin recuperación por temperatura y se utilizan hipótesis simplificadoras de comportamiento como un valor constante del coeficiente de Poisson que actualmente están en discusión [11,12].

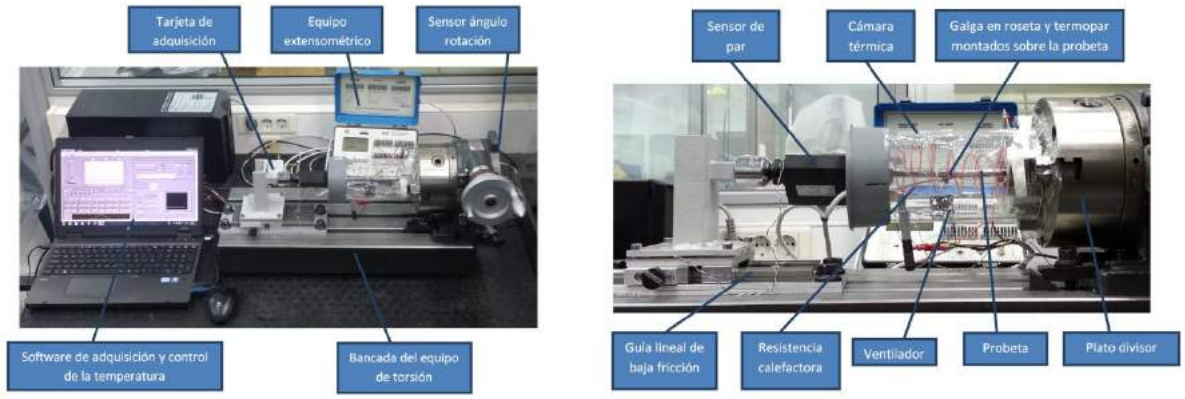
En esta investigación se ha realizado la caracterización termomecánica de la aleación NiTiCu a torsión para estudiar su comportamiento trabajando como actuador mediante recuperación por cambios de la temperatura ambiental. Esta caracterización se ha realizado mediante diferentes tipologías de ensayos a torsión realizadas en un equipo diseñado para tal efecto y comparando el comportamiento ya estudiado anteriormente de la misma aleación en ensayos a tracción y compresión [11,13]. Para calibrar el equipo de torsión y evaluar el efecto de la deformación local, se han obtenido las deformaciones mediante galgas extensométricas de tipo roseta. Para esta caracterización se han realizado ensayos con diferentes niveles de deformación impuesta y con ciclado térmico y ensayos isotérmicos con registro del par en función del ángulo girado.

2. Materiales y Métodos

Los materiales usados en esta investigación fueron tubos de aleación Ti44.6Ni5Cu (%at) de 10.3mm de diámetro exterior, 1 mm de espesor y longitud de 150mm. El tratamiento térmico (HT) se realizó durante 60 minutos a 450ºC con enfriamiento posterior en agua. La temperatura de HT usada se escogió en base a la propia experiencia del grupo en la investigación realizada con el mismo material en probetas en forma de alambre y en los resultados presentados por otros autores [1,14]. Este HT ha permitido obtener el mejor comportamiento de memoria de forma así como unas temperaturas de transformación adecuadas con una temperatura Mf superior a la temperatura ambiente, facilitando así el ensayo de las probetas. Las temperaturas de transformación en ºC obtenidas mediante DSC son Mf=33, Ms=41, As=53, Af=59.

Para reproducir el comportamiento de la aleación NiTiCu en sus diferentes usos como actuador en torsión, se realizaron ensayos en un equipo específicamente diseñado para este fin. Este equipo consta de un plato divisor con el que se transmite la torsión a la probeta, un pedestal de apoyo montado encima de una guía lineal de baja fricción para eliminar esfuerzos axiales, y una cámara térmica para ensayar el material des de temperaturas inferiores a Mf hasta temperaturas superiores a Af. La disposición final del equipo de torsión así como los diferentes elementos se pueden apreciar en la figura 1.

La cámara térmica se ha realizado con un tubo de Policarbonato, concéntrico con la probeta, adaptado a la geometría del plato divisor. Entre la probeta y el tubo de Policarbonato se ha dispuesto una resistencia calefactora de alambre de acero inoxidable en espiral y en toda la longitud de la probeta. La longitud de la resistencia calefactora se calculó en base a la resistividad del alambre utilizado para obtener la resistencia eléctrica necesaria, alcanzando así el calor por efecto Joule necesario para superar la temperatura superior a Af en la probeta. Para tener la máxima uniformidad de temperaturas en toda la probeta se incorporó un ventilador en el interior de la cámara térmica. En la Figura 2 se pueden ver dos imágenes termográficas realizadas mediante la cámara infrarroja FLUKE VT02. En la figura 2, aunque se obtienen imágenes de baja resolución, se puede apreciar la uniformidad de temperaturas en toda la cámara térmica.



a) b)

Figura 1: a) Vista general del equipo de ensayo a torsión. b) Vista de detalle de la probeta montada en el equipo de ensayo a torsión con indicación de los diferentes elementos.

La instrumentación del equipo se ha realizado mediante un sensor de par, un sensor de giro, un termopar y una tarjeta de adquisición de datos de National Instruments. La adquisición de las diferentes señales y el control de la temperatura se realizan mediante un software también diseñado a este efecto. El control de la temperatura (proporcional e integral) se envía con una señal PWM mediante un MOSFET a la resistencia calefactora que envuelve a la probeta. Para realizar el ciclado térmico de forma precisa y automática se implementó una programación mediante 5 rampas de temperatura y con reinicio al finalizar la última rampa. Este preciso control de la temperatura permite realizar ensayos con diferencias inferiores a 0.5ºC y rampas de temperatura de 1ºC/min con desviaciones inferiores a 0.5ºC/min.



a) b)

Figura 2: a) Vista general de la cámara térmica con cámara infrarroja. b) Vista de detalle con cámara infrarroja de la distribución de temperaturas en el interior de la cámara térmica.

Los ensayos realizados a tracción y compresión se realizaron en un equipo universal de ensayo (HOUNSFIELD HK10s) al que se le adapto la misma cámara térmica del equipo a torsión. Para más detalle de los ensayos a tracción y compresión se puede consultar el trabajo previo [11] realizado por este mismo grupo de investigación.

3. Resultados y discusión

En este apartado se realiza un análisis de las características de los ensayos a torsión y se presentan los resultados y la discusión divididos en tres subapartados diferentes para mayor claridad.

3.1. Características de los ensayos a torsión en SMA

Tal y como se ha explicado anteriormente en la introducción, existen diferentes aproximaciones para realizar los cálculos de la tensión tangencial a partir del par medido y el ángulo girado. En nuestro caso, las hipótesis simplificadoras de comportamiento que se han utilizado son: las secciones planas antes de la deformación permanecen planas después de la deformación, las líneas radiales permanecen rectas y las secciones no se deforman, simplemente giran alrededor del eje. Los tubos ensayados son de espesor delgado y se considera que la tensión tangencial es la misma en todo el espesor. El cálculo del módulo de rigidez transversal se realiza considerando que el momento de inercia polar del tubo permanece constante en todo el ensayo. El cálculo del

ángulo girado por la probeta se ha relacionado con la deformación angular mediante el radio exterior, el ángulo girado y la longitud entre el extremo fijo y el extremo donde se aplica la deformación. A continuación se muestran las ecuaciones utilizadas:

$$= \frac{M \cdot D}{I_p \cdot 2} \quad (2)$$

$$I_p = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4) \quad (3)$$

$$\gamma = r \cdot \frac{\varphi}{L} = r \cdot \theta \quad (4)$$

$$\gamma_\varepsilon = 2 \cdot \varepsilon_{xy} \quad (5)$$

$$= G \cdot \gamma \quad (6)$$

Donde la τ es la tensión cortante, M es el momento torsor, D es el diámetro exterior, Ip es el momento de inercia polar, d es el diámetro interior, γ es la deformación angular, r es el radio, φ es el ángulo girado, L es la longitud entre mordazas, θ es el ángulo girado por unidad de longitud, γ_ε es la deformación angular mediante galgas y ε_{xy} es la deformación en el plano x y dirección y medida por las galgas.

3.2. Ensayos isotérmicos a diferentes temperaturas

Uno de los principales ensayos de caracterización de las SMA, es el ensayo isotérmico en todo el rango de temperaturas de transformación. Para realizar este ensayo, en función del nivel de tensión y/o deformación, se puede utilizar una misma probeta si su comportamiento estable o bien una probeta para cada temperatura de ensayo. En el caso que se utilice una probeta diferente en cada temperatura, la caracterización será válida solo para el primer ciclo y por tanto no podremos asegurar que el futuro comportamiento como actuador este caracterizado por los resultados de los ensayos. Por el contrario, si el comportamiento es estable, es preferible utilizar una misma probeta, ya que así tendremos un comportamiento más similar al futuro comportamiento como actuador. Para el nivel de deformación realizado, 45º de giro (equivalente a 3% de deformación angular) para temperaturas superiores a 60ºC, o 65º de giro (equivalente a 4.5% de deformación angular) para temperaturas inferiores a 60ºC, se ha comprobado que la probeta no sufre degradación con el ciclado para estos niveles de deformación y/o tensión, y por tanto, se ha podido realizar los diferentes ciclos con la misma probeta. Esto se puede observar en la figura 3, donde el ciclo 8 tiene el mismo comportamiento que el ciclo 1.

La figura 3 muestra los resultados de los ensayos isotérmicos a diferentes temperaturas de ensayo. En estos ensayos se pueden apreciar dos comportamientos muy diferenciados, un primer tramo elástico donde se puede obtener el módulo elástico transversal (Ge) y un segundo tramo donde se realiza la transformación a martensita inducida por tensión (Gmd). En este segundo tramo es donde se pueden apreciar las mayores diferencias entre los ensayos a temperaturas martensíticas y los ensayos a temperaturas austeníticas. Finalmente, también se puede apreciar el comportamiento de descarga (Gdes), donde no se aprecian grandes diferencias entre las diferentes temperaturas ensayadas.

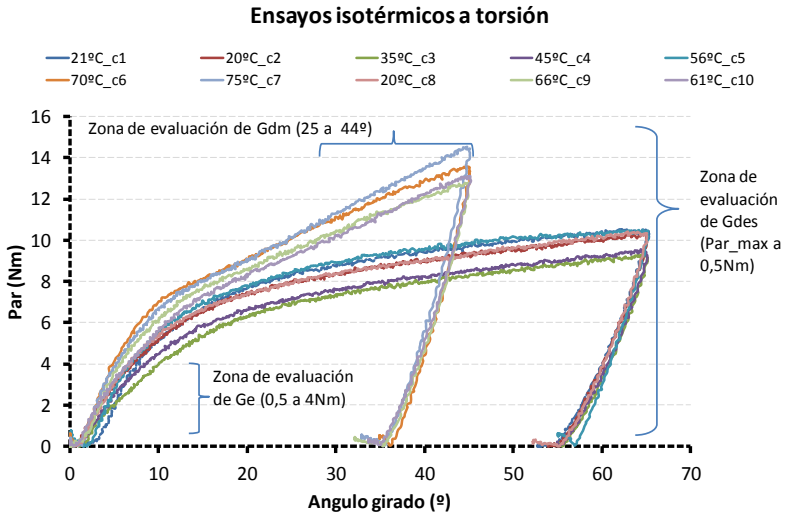


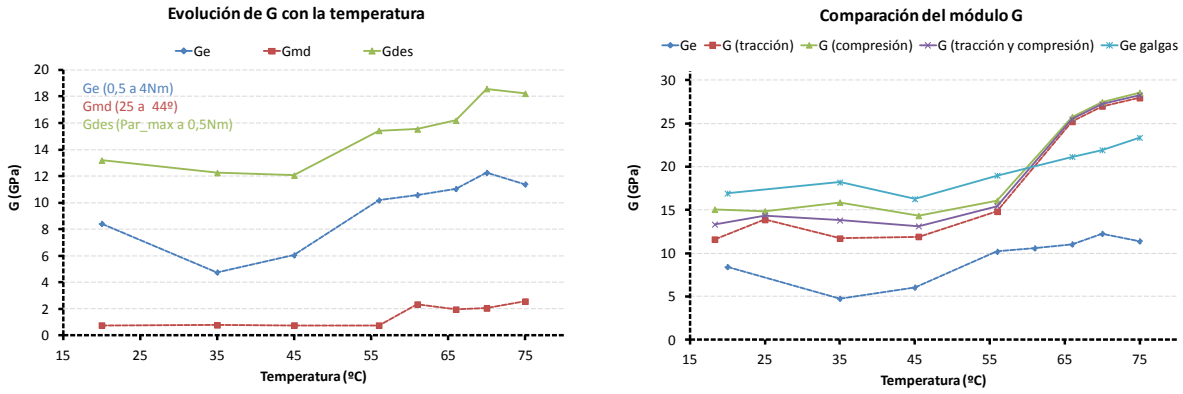
Figura 3: Ensayos isotérmicos a torsión a diferentes temperaturas.

Para evaluar las diferencias de comportamiento mostradas en la figura 3, se obtuvo el módulo transversal en las diferentes zonas de estudio (Ge (zona elástica), Gdm (zona con transformación a martensita inducida por tensión) y Gdes (zona de descarga)). Para ello se pasó de los valores del gráfico par-ángulo girado de la figura 3 a valores tensión-deformación y, posteriormente, se calculó el valor de cada módulo transversal mediante rectas de regresión en cada temperatura y para cada zona de estudio identificada en la figura 3. En la figura 4a se muestran los resultados de la evolución de los módulos transversales con la temperatura. La evolución obtenida del módulo Ge es la esperada inicialmente, presentando un comportamiento similar al obtenido con el módulo elástico obtenido en los ensayos previos de tracción y compresión. Este comportamiento se caracteriza por una ligera disminución del módulo desde la temperatura ambiente hasta una temperatura alrededor de 35ºC, seguido de un incremento hasta la temperatura de inicio de la transformación de martensita a austenita, donde se inicia un notable aumento de los valores. Para temperaturas superiores a la temperatura Af se aprecian valores similares del módulo.

A pesar de tener un comportamiento similar a los obtenidos en tracción y compresión, el valor del módulo transversal (Ge) es inferior al esperado inicialmente. El valor esperado tenía como base los valores obtenidos mediante la ecuación 7, con los valores del módulo elástico (E) y el coeficiente de Poisson (ν) obtenidos en los ensayos de tracción y compresión en régimen proporcional [11]. Al mismo tiempo también se calculó el valor de G a partir de la deformación de las galgas mediante las ecuaciones 5 y 6.

$$G = \frac{E}{2(\vartheta+1)} \tag{7}$$

En la figura 4b se puede apreciar la diferencia entre los valores obtenidos del módulo transversal en torsión medido a partir del ángulo girado (Ge) o bien de la deformación local mediante las galgas (Ge galgas) y el calculado a partir de los ensayos a tracción y compresión. El valor del módulo obtenido a partir del ángulo girado es el menor de todos para todas las temperaturas, por lo que podría producirse una pequeña desviación entre el ángulo girado medido y el real. Esta diferencia se puede producir por la falta de rigidez del pedestal de apoyo y la guía lineal, lo que produce un pequeño giro en lado fijo (lado del sensor de par) y, en consecuencia, el ángulo girado por el plato divisor no sería el real sino que debería restarse el ángulo girado por el lado fijo. Además de la posible falta de rigidez del pedestal, también existe la posibilidad que haya pequeños deslizamientos o deformaciones localizadas en los extremos del tubo con las mordazas y por tanto también existan pequeñas diferencias entre el ángulo girado medido en el plato divisor y el ángulo girado por el tubo. El módulo obtenido mediante el ángulo girado se podría corregir con los valores obtenidos con las galgas, ya que éstas solo registran la deformación angular sufrida por la probeta.



a) b)

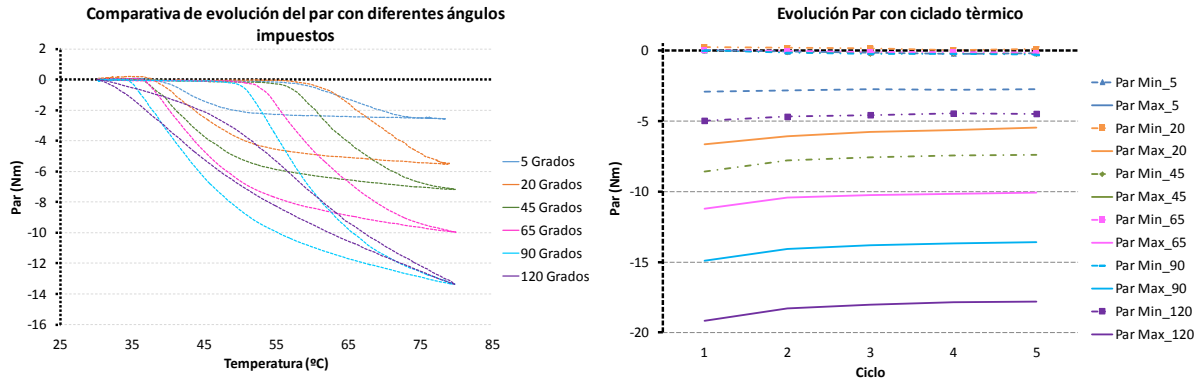
Figura 4: a)Evolución de los módulos transversales con la temperatura para los ensayos a torsión. b)Comparación del módulo elástico transversal obtenido en torsión con el esperado con comportamiento lineal e isótropo de los ensayos de tracción y compresión.

Otra característica que se detecta en la figura 4b es la diferencia entre los valores a bajas (martensíticas) y a altas (austeníticas) temperaturas. En los ensayos de tracción y compresión se aprecia un mayor cambio entre estos dos rangos de temperatura, sin embargo, en el módulo obtenido en los ensayos a torsión, hay un aumento del módulo a altas temperaturas, pero es menor y más progresivo. Esta diferencia es debida al diferente estado tensional que se produce entre los ensayos de tracción/compresión y el de torsión. En este último existe un estado combinado de tensión y compresión y, por tanto, la orientación de las diferentes variantes de martensita y la diferencia de

tensión critica en tensión y compresión pueden afectar a la variación del módulo para altas temperaturas, dando como resultado un módulo menor al obtenido mediante ensayos de tracción y compresión. También cabe recordar que el módulo obtenido en tracción y compresión fue calculado mediante la ecuación 7 y aunque muchos autores la utilicen en modelizaciones de SMA, hay muchas dudas sobre su aplicación debido a la anisotropía y a la variación del coeficiente de Poisson observada por diferentes estudios [11,15,16].

3.3. Ensayos con ciclado térmico para diferentes ángulos

Dado que en muchas aplicaciones ingenieriles se trabaja en un determinado rango de temperaturas, para determinar el comportamiento a torsión de un actuador, no solo se debe evaluar el comportamiento isotérmico. Por este motivo, en este apartado se presentan los resultados de los ensayos realizados con ciclado térmico. Para realizar estos ensayos, en primer lugar se impuso un determinado ángulo girado a temperatura ambiente con el consiguiente valor de par resistente. A continuación se inició un ciclado térmico con una rampa de calentamiento y enfriamiento de 1ºC/min desde 33 hasta 80ºC. El ciclado térmico se realizó durante 5 ciclos térmicos y se analizó la evolución del par con la temperatura para diferentes ángulos girados impuestos. Los resultados se muestran en la figura 5. En esta figura se presenta, para mayor claridad y facilidad de comparación, solo el ciclo número 5 de los diferentes ángulos impuestos referenciados a un mismo valor de par a la mínima temperatura.



a) b)

Figura 5: a) Comparación de ciclado térmico para diferentes ángulos girados impuestos. b) Evolución del par mínimo y máximo de recuperación obtenido en cada ciclo para los diferentes ángulos analizados.

Los resultados de la figura 5 permiten analizar las diferencias de comportamiento entre los diferentes ángulos girados. Para ángulos pequeños (5º, 20º y 45º) se pueden apreciar más fácilmente las zonas de transformación (grandes cambios de par para pequeños cambios de temperatura), de las zonas de no transformación (valores de par casi constante). Por el contrario, para ángulos mayores (65º, 90º y 120º) se aprecia un cambio casi continuo del par durante la variación de temperatura. Realmente, en el caso de 120º, no existen unas temperaturas de transformación definidas y por tanto, la transformación se realiza de manera continua con el cambio de temperatura. Este comportamiento se diferencia de los resultados obtenidos con ciclado térmico en tracción [13], donde se aprecian claramente las temperaturas de transformación para todos los niveles de tensión analizados. La diferencia de comportamiento se debe a dos factores, tal y como se ha comentado anteriormente. En primer lugar, en el ensayo a torsión se producen un estado tensional en el que coexisten esfuerzos de tracción y compresión y por tanto, no es directamente comparable la respuesta obtenida en los ensayos de tracción con los de torsión. En segundo lugar, las condiciones de ensayo con ciclado térmico en tracción y torsión son diferentes, mientras que en tracción se imponía un nivel de tensión constante en torsión se impone un nivel de deformación constante. El hecho de imponer un nivel de deformación hace que las tensiones que se crean puedan ser superiores en cada ciclo y por tanto pueda haber una degradación superior. Al mismo tiempo, en estos ensayos con ciclado térmico interactúan dos fenómenos que pueden producir respuestas complejas del actuador. Estos dos fenómenos son la transformación por temperatura y la transformación por tensión. Produciendo diferentes transformaciones en función del nivel de tensión. Por ejemplo, en el caso del ángulo impuesto de 5º, 20º o 45º, la transformación predominante seria por temperatura, pero en los ángulos impuestos de 65º, 90º y sobretodo en 120º, la transformación se iniciaría por temperatura pero el alto nivel de tensión provoca cambios en la transformación en función de las variantes de martensita [17].

Otro punto a destacar en la figura 6a, es el valor final del par de recuperación obtenido a la mayor temperatura de ensayo. Se puede apreciar un incremento del valor del par con el incremento del valor del ángulo impuesto, pero

también se puede observar una saturación del valor de par a partir de un ángulo girado de 90º. De esta forma, el par de recuperación obtenido con el ángulo de 120º es el mismo que el de 90º. El valor máximo del par de recuperación confirma el alto nivel de degradación que se produce en los ensayos a un nivel de deformación constante, incluso para niveles de deformación producidos equivalentes a ensayos a tensión constante. En otros estudios como el de Mammano et. al. [18] se comprueba que la condición de ensayo a tracción a un nivel constante de deformación produce una degradación mayor y en consecuencia se obtiene una vida a fatiga menor.

Para analizar la degradación funcional que se produce en cada ciclo térmico, la figura 6b muestra el cambio del par de recuperación con el ciclado térmico. En esta figura se muestra el valor del par mínimo y máximo en cada ciclo y para cada ángulo impuesto, haciendo así visible la diferencia de comportamiento en cada ciclo para los diferentes ángulos girados impuestos.

En los resultados de la figura 6b se puede apreciar que el par mínimo (el que se registra a la menor temperatura) alcanza un valor nulo, excepto para el ángulo de 120º. Este resultado indica que para ciclados térmicos con ángulos girados de 90º o inferiores, aunque se registra un par considerable en el proceso previo al ciclado térmico de aplicación del ángulo girado impuesto (de hasta 10Nm en el caso de 90º) y tener valores altos de par de recuperación a temperaturas altas (valores de 13Nm en el caso de 90º), al realizarse la transformación martensítica por disminución de la temperatura, toda la deformación impuesta se autoacomoda dentro de la microestructura, de forma que no realiza ningún par de recuperación. Por el contrario, una vez superado el límite de autoacomodación de la microestructura, en el ensayo a 120º, se puede comprobar que se mantiene un par de recuperación de 5Nm a temperaturas bajas. Tal y como se ha comentado anteriormente, el valor del par de recuperación es el correspondiente al aumento del par a altas temperaturas, haciendo así que la diferencia entre el par máximo y mínimo no sea superior al obtenido con un ángulo de 90º. Por tanto, en el diseño de actuadores a torsión con esta aleación, se debe tener en cuenta que existe un nivel de deformación máximo que define la máxima diferencia de par entre el estado austenítico y el martensítico y para niveles de deformación superiores a este, se obtendrá un par de recuperación a temperaturas bajas proporcional al aumento del par a altas temperaturas. Este comportamiento se diferencia del observado en ensayos a tracción con ciclado térmico, ya que en los ensayos realizados a tracción se realizaron a tensión constante y por tanto se impone un nivel de tensión y se evalúa el cambio en la deformación. Los resultados de este ensayo dan paso a un futuro trabajo donde se realicen ensayos a tracción con ciclado térmico a un nivel de deformación constante y así poder comparar el comportamiento analizado a torsión con el de tracción.

Otro aspecto importante a destacar de la figura 6b es la estabilización de comportamiento frente al ciclado térmico. A partir del tercer ciclo se consigue una estabilización de comportamiento. Este factor es muy importante para el uso de esta aleación como actuador, ya que permite realizar ciclos sin cambiar el comportamiento. La estabilización de comportamiento en las SMA no solo depende del valor del par de recuperación, sino también de la evolución con la temperatura y por tanto de la variación de las temperaturas de transformación con el ciclado. El análisis de las temperaturas de transformación con el ciclado térmico en todos los ángulos impuestos dio como resultado una pequeña diferencia no superior a 2ºC entre el primer ciclo y el ciclo estabilizado y, por tanto, se identifica un comportamiento estable con el ciclado térmico.

4. Conclusiones

Las principales conclusiones de esta investigación, referente a la caracterización termomecánica en diferentes estados tensionales (tracción, compresión y torsión) de la aleación NiTiCu, son las siguientes:

- El comportamiento a torsión de la aleación NiTiCu es similar al comportamiento a tracción, con una primera parte elástica, una tensión crítica similar y una transformación a martensita demaclada mediante una clara meseta en la gráfica par-deformación. Solo cuando la fase inicial es austenita (ensayo a temperaturas superiores a 60ºC) se detecta una transformación a martensita demaclada diferente, con un incremento continuo de tensión para conseguir la transformación.
- Los valores del módulo de rigidez transversal medidos a torsión son diferentes a los esperados suponiendo un comportamiento elástico, y con los valores de módulo elástico y coeficiente de Poisson encontrados mediante ensayos a tracción y compresión. Para temperaturas elevadas se incrementa esta diferencia y en torsión se obtiene un módulo transversal menos dependiente de la temperatura.
- Mediante los ensayos a torsión con ciclado térmico se ha obtenido la relación entre el par de recuperación y la temperatura. Esta relación cambia en función de nivel de deformación y la transformación se hace más gradual con el incremento de la deformación impuesta. También se ha determinado el valor de deformación a partir del que se realiza par de recuperación a temperaturas bajas.

5. Referencias

[1] A. Nespoli, S. Besseghini, A complete thermo-mechanical study of a NiTiCu shape memory alloy wire, J. Therm. Anal. Calorim. 103 (2010) 821–826.

[2] M. Taheri Andani, A. Alipour, A. Eshghinejad, M. Elahinia, Modifying the torque-angle behavior of rotary shape memory alloy actuators through axial loading: A semi-analytical study of combined tension-torsion behavior, J. Intell. Mater. Syst. Struct. 24 (2013) 1524–1535.

[3] F.M. Davidson, C. Liang, D.W. Lobitz, Investigation of torsional shape memory alloy actuators, in: I. Chopra (Ed.), Smart Struct. Mater. 1996, San Diego, CA, USA, 1996: pp. 672–682.

[4] S.V. Shishkin, On the theoretical interrelations between thermomechanical diagrams in tension, compression, and torsion for alloys possessing the shape memory effects, Ind. Lab. 60 (1994) 32–37.

[5] A.C. Keefe, G.P. Carman, Thermo-mechanical characterization of shape memory alloy torque tube actuators, Smart Mater. Struct. 9 (2000) 665–672.

[6] T.J. Lim, D.L. McDowell, Mechanical Behavior of an Ni-Ti Shape Memory Alloy Under Axial-Torsional Proportional and Nonproportional Loading, J. Eng. Mater. Technol. 121 (1999) 9.

[7] R. Mirzaeifar, R. DesRoches, A. Yavari, Exact solutions for pure torsion of shape memory alloy circular bars, Mech. Mater. 42 (2010) 797–806.

[8] T. Chen, A homogeneous elliptical shaft may not warp under torsion, Acta Mech. 169 (2004) 221–224.

[9] C. Chapman, a. Eshghinejad, M. Elahinia, Torsional Behavior of NiTi Wires and Tubes: Modeling and Experimentation, J. Intell. Mater. Syst. Struct. 22 (2011) 1239–1248.

[10] D.C. Lagoudas, P.B. Entchev, P. Popov, E. Patoor, L.C. Brinson, X. Gao, Shape memory alloys, Part II: Modeling of polycrystals, Mech. Mater. 38 (2006) 430–462.

[11] A. Fabregat-Sanjuan, F. Ferrando, S. De la Flor, NiTiCu Transverse to Axial Strain Ratio Analysis During Tension/Compression Tests, Mater. Today Proc. 2 (2015) S759–S762.

[12] M.F.-X. Wagner, W. Windl, Lattice stability, elastic constants and macroscopic moduli of NiTi martensites from first principles, Acta Mater. 56 (2008) 6232–6245.

[13] A. Fabregat-Sanjuan, Caracterització termomecànica d'actuadors amb memòria de forma NiTiCu, Universitat Politècnica de Catalunya, Tesis Doctoral, 2015.

[14] K. Otsuka, X. Ren, Physical metallurgy of Ti–Ni-based shape memory alloys, Prog. Mater. Sci. 50 (2005) 511–678.

[15] Y. Liu, Detwinning process and its anisotropy in shape memory alloys, Smart Mater. Proc. SPIE. 4234 (2001) 82–93.

[16] C. Bewerse, K.R. Gall, G.J. McFarland, P. Zhu, L.C. Brinson, Local and global strains and strain ratios in shape memory alloys using digital imagecorrelation, Mater. Sci. Eng. A. 568 (2013) 134–142.

[17] R. Casati, M. Vedani, A. Tuissi, Thermal cycling of stress-induced martensite for high-performance shape memory effect, Scr. Mater. (2014) 6–9.

[18] G.S. Mammano, E. Dragoni, Functional fatigue of Ni–Ti shape memory wires under various loading conditions, Int. J. Fatigue. (2012).

Análisis experimental de la resistencia a la penetración de cuchillo en tejidos de alto rendimiento

M. Rodríguez Millán[1], T. Ito Gonzales[2], J.A Loya Lorenzo[2], I. Rubio Díaz[1], M. Marco Esteban[1], H. Miguélez Garrido[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid. mrmillan@ing.uc3m.es, igrubiod@pa.uc3m.es, mimarcoe@ing.uc3m.es, mhmiguel@ing.uc3m.es

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Universidad Carlos III de Madrid. jloya@ing.uc3m.es, tito@pa.uc3m.es

En este trabajo se ha llevado a cabo ensayos experimentales para determinar la eficacia de dos tipos de tejidos de aramida frente a una penetración de cuchillo. El tipo de tejido es un parámetro fundamental a la hora de fabricar una protección personal como se ha demostrado en este trabajo. Para medir la eficiencia de cada tipo de tejido, se ha fabricado gelatina balistica de modo que el ensayo sea lo más real posible. El trauma producido en la gelatina y el modo de fallo de las diferentes telas son analizados con el fin analizar profundamente Se ha demostrado que las telas de aramida impregnadas con resina termoplástica producen una mejor protección ante impacto a baja velocidad de una cuchilla de doble filo. Sin embargo, aumentan considerablemente el peso de la protección personal. Una correcta combinación entre telas flexibles y telas rígidas es lo más deseable a la hora de diseñar una protección personal para uso diario de un miembro de las Fuerzas y Seguridad del Estado.

1. Introducción

Las telas de alto rendimiento fabricadas de fibras de aramida o polietileno de alta densidad molecular han demostrado una buena resistencia en aplicaciones donde se requieren altos niveles de energía absorbida y de protección. En los últimos años, se ha producido un aumento de la demanda de prendas de protección utilizadas como protección balística y anti arma blanca [1]. Tradicionalmente, las investigaciones se han centrado en las protecciones balísticas [2-5]. Sin embargo, el análisis de chalecos antibala sometidos a objetos punzantes no ha sido suficientemente estudiado a pesar del gran número de amenazas de este estilo. Por ejemplo, en Reino Unido, la Oficina de Estadística de dicho país mostró que el cuchillo es el arma más utilizada; en el último año, los delitos por cuchillo aumentaron un *10%* y los asaltos sexuales con dicha arma se incrementaron un *28%* [6]. Los estudios revelan que la mayoría de heridas infringidas por arma blanca (*63.3%*) son potencialmente mortales.

El diseño de protecciones personales que puedan minimizar el daño producido por un arma blanca es uno de los grandes retos de los fabricantes. Las telas de alto rendimiento pueden proporcionar una excelente resistencia balística y, sin embargo, ser ineficaces para una protección frente a arma blanca [7]. Para mejorar la resistencia ante penetración de arma blanca de la protección personal se puede emplear elementos auxiliares rígidos tales como placas metálicas o cerámicas. Sin embargo, aumenta el peso, el volumen y la rigidez de la protección empeorando considerablemente el confort de la protección. Una alternativa a estos elementos auxiliares rígidos es el uso de capas poliméricas o láminas en las telas.

Pocos estudios [1,8] se han centrado en el análisis del comportamiento mecánico de los tejidos de alto rendimiento para la protección anti-arma blanca debido a que estos tejidos son comerciales y las empresas son muy celosas de compartir información. Por ello, el objetivo de este trabajo es desarrollar un análisis experimental en telas de alto rendimiento mediante ensayos de torre de caída con el fin de estudiar la capacidad de absorción de energía de dos tipos de fibras distintas, un tejido flexible y una lámina de aramida con resina termoplástica.

2. Configuración experimental

2.1. Torre de caída

El equipo utilizado en el experimento es una torre de caída de peso instrumentada de la marca CEAST Fractovist, modelo 6785 (figura 1) junto con un equipo de adquisición de datos DAS 4000 que está dotado con un software

para el tratamiento de la información, que permite registrar hasta un máximo de 4000 datos con un tiempo mínimo de muestreo de 1µs.

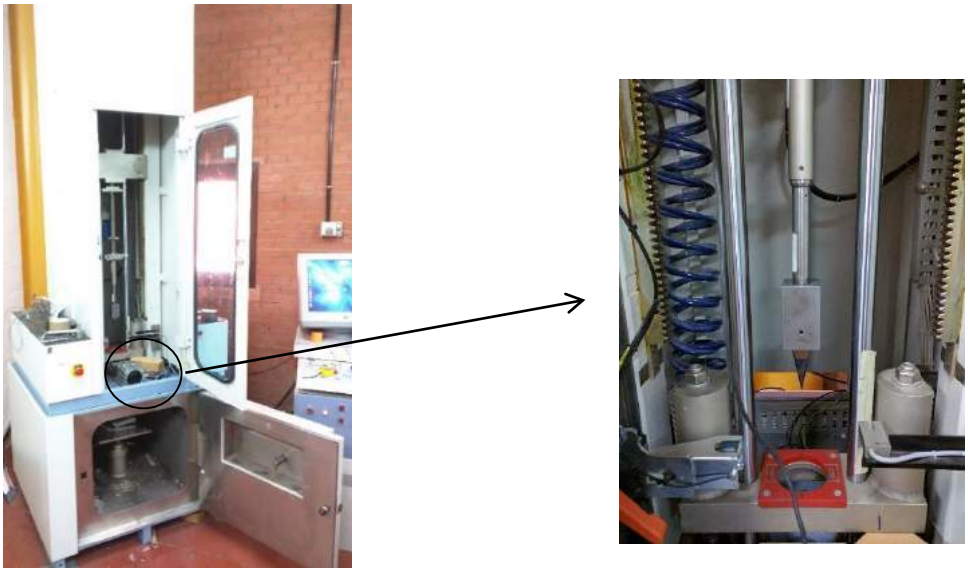


Figura 1: Equipo experimental de la torre de caída y detalle del impactador.

Las probetas de aramida tienen unas dimensiones de *100 × 100 mm*^{2} y están sujetas mediante un dispositivo modular (figura 2). Para evitar el deslizamiento de las probetas, material de lija se adhirió en el contorno.



Figura 2: Sujeción de las probetas de aramida

Siguiendo la norma NIJ Standard–0115.00 [9], se ha utilizado una cuchilla HOSDB/S1/G. La cuchilla tiene una longitud de *100 mm*, *20 mm* de ancho, *4 mm* de espesor y presenta doble filo en la punta, cuya longitud es de *49.2* mm. Para su uso en la torre de caída se ha diseñado un útil similar a los de la norma NIJ. Con el cuchillo correctamente posicionado y fijado en el útil, se puede obtener una penetración máxima de *39 mm* aproximadamente.

El útil de fijación de la cuchilla se ha fabricado en acero y se compone de dos piezas que ejercen presión una contra la otra por medio de *4* tornillos y un pasador que sujeta verticalmente los cuchillos para evitar su desprendimiento. Este útil se enrosca en la célula de carga. La masa total del conjunto cuchilla-útiles es de aproximadamente *4.485 Kg*.

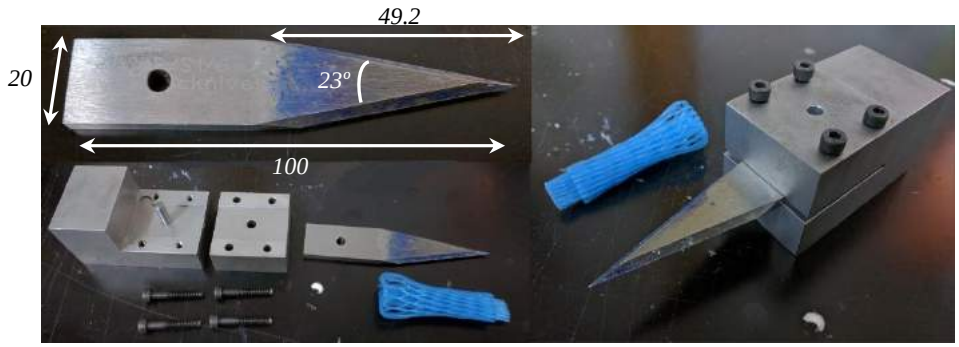


Figura 3: Cuchilla HOSDB/S1/G y útil de sujeción.

2.2. Telas de aramida

Se ha elegido material de aramida para desarrollar este trabajo debido a que presentan excelentes propiedades como una alta resistencia, alto módulo de Young y una buena relación resistencia mecánica/peso. Actualmente, es uno de los materiales más empleados por las empresas de confección de protecciones personales para los miembros de las Fuerzas y Seguridad del Estado. Existen numerosas telas de aramida disponibles en el mercado dependiendo de su confección, resistencia de los hilos, si es flexible o rígida, etc. En este trabajo se han empleado dos aramidas distintas para estudiar la eficacia de cada una ante impacto y estudiar la disposición de ellas a la hora de sacar conclusiones para la confección de un chaleco policial. Una de las aramidas empleadas es tela flexible con un peso de *7 g* y la otra tiene tratamiento con resina termoplástica que le proporciona una mayor rigidez y peso, *10 g*, (se denotará a partir de ahora como lámina). La tela se emplea generalmente para usos balísticos debido a su capacidad para retener al proyectil mientras que la lámina al proporcionar mayor rigidez se emplea para anticuchillo.

Para un correcto análisis de la resistencia a la penetración se ha realizado una composición de 3 aramidas. Esto es debido a que el análisis mediante una sola lámina o tela era inapropiado porque con la mínima energía ($\approx 0.54\ J$) de impacto disponible por la torre de caída se producía la penetración completa. Las configuraciones por las que se han optado para realizar el análisis de la penetración son: tres láminas (*masa =30 g*), tela/lámina/tela (*19.4 g*) y lámina/tela/lámina (*24.5 g*). Notar que no se ha estudiado la configuración de tres telas debido a que durante el proceso del impacto la cuchilla arrastraba las telas, al ser estás muy flexibles y se producía el máximo trauma posible.

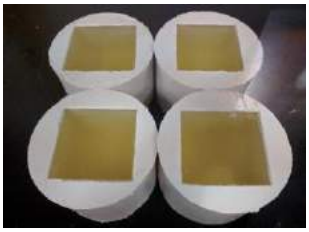
2.3. Gelatina balística

Para obtener el posible trauma en el individuo y analizar la eficacia de la cuchilla se ha empleado la gelatina balística tipo 3 de la empresa Gelita® con una concentración del *10%*. Esta concentración es la que se ha demostrado más cercana al musculo humano [10]. Para su fabricación, previamente, se construyeron unos moldes de silicona partiendo de un cubo de madera de $100 \times 100 \times 100\ mm^3$ y unos tubos de PVC como recipiente.

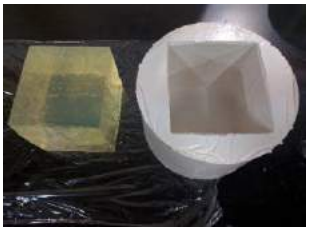
Los bloques de gelatina se fabrican según las instrucciones del propio fabricante; se desmoldan de los moldes de silicona y se envuelven con film transparente para su almacenamiento en el frigorífico a una temperatura de 5ºC hasta el instante inicial del ensayo (figura 4).



Fabricación moldes de silicona



Fabricación de bloques de gelatina en los moldes de silicona



Desmoldeo



Bloques finales de gelatina balística

Figura 4: Proceso de fabriación de la gelatina balística

3. Resultados y análisis

3.1. Análisis del trauma

Se han realizado una media de 18 ensayos de media para cada configuración además de ensayos de repetitividad. Las energías de impacto van desde *0.54 J* a *6.2 J*. El procedimiento para obtener los traumas en la gelatina se ha realizado añadiendo tinta azul en la abertura creada por la cuchilla y cortando por una sección próxima al trauma (figura 5).

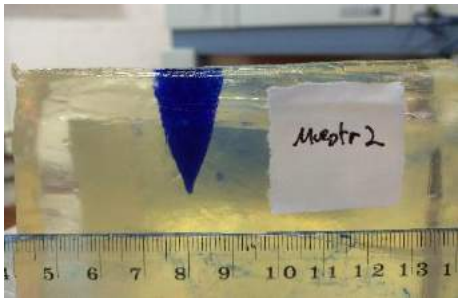


Figura 5: Medida del trauma en la gelatin balística mediante tinta

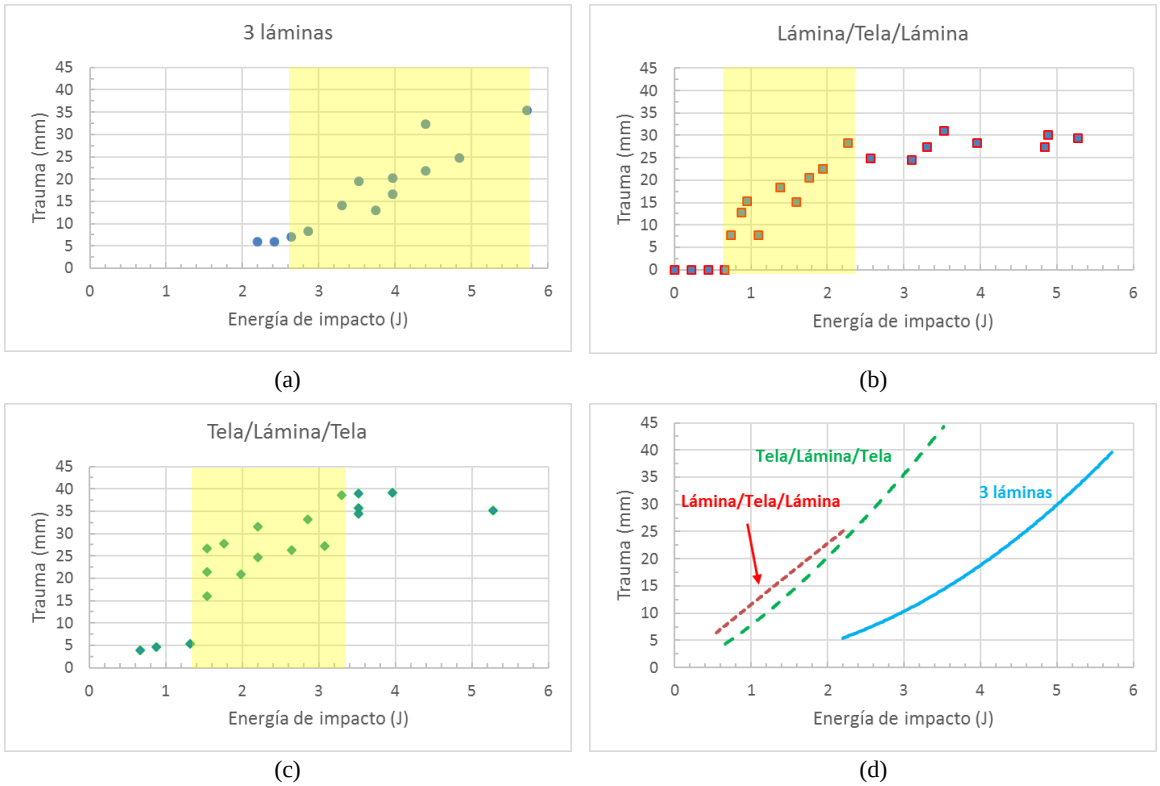


Figura 6: Curvas trauma frente energía de impacto para: (a) 3 láminas, (b) lámina/tela/lámina y (c) tela/lámina/tela; (d) comparación de las tres configuraciones mediante curvas de tendencia.

Las figuras 6(a)-(c) muestran los resultados obtenidos en términos de trauma frente a energía de impacto. El máximo trauma registrado se alcanza para energía de impacto de *5.72 J*, *2.27 J* y *3.30 J* para las configuraciones de 3 láminas, lámina/tela/lámina y tela/lámina/tela, respectivamente. Se puede distinguir tres regiones en estas gráficas: la primera es a bajas energías de impacto, donde el trauma es casi constante y próximo a cero; la segunda región es cuando el trauma empieza a incrementarse a medida que se aumenta la energía de impacto. Esta región es claramente dependiente de la rigidez o peso de la configuración. Para una configuración compuesta por 3 láminas, esta región embarca desde *2.6 J (de energía de impacto) /5 mm (de trauma)* hasta *5.7 J/ 35 mm*; las configuraciones compuestas entre láminas y telas presentan regiones de crecimiento de trauma más reducidas: de *0.74 J / 7.6 mm* a *2.3 J / 28 mm* para la configuración lámina/tela/lámina y de *1.3 J/ 5.3 mm* a *3.3 J/ 38 mm* para la configuración tela/lámina/tela. Esto conlleva realizar un análisis de dicha zona graficando las curvas de tendencia que mejor se aproximan -figura 6(d)-. En la figura 6(d) se puede observar las diferencias de comportamiento entre las tres configuraciones. La configuración que más energía de impacto absorbe es la formada por tres láminas, siendo *2.7* veces mayor la energía necesaria para producir un mismo trauma que la configuración lámina/tela/lámina y *2.25* veces mayor que la configuración tela/lámina/tela. La Tabla 1 recoge las ecuaciones que

se aproximan a los valores obtenidos en esta región. La tercera zona es común a todas las configuraciones y es la zona de estabilización, es decir, cuando, a medida que aumentamos la energía de impacto, el valor del trauma producido se mantiene constante al ser el máximo posible. Estos valores difieren según la configuración: *5.72 J* para el caso de tres láminas, *2.3 J* en la configuración de lámina/tela/lámina y *3.3 J* para tela/lámina/tela. Para estos valores de energía se obtiene unos de trauma de *35.44 mm*, *30.96* mm y *39 mm*, respectivamente. El trauma obtenido por la configuración tela/lámina/tela es un *10%* mayor que la de 3 láminas; sin embargo, la masa es un *35.3%* menor. Comparando las dos configuraciones mixtas, el trauma obtenido por la configuración para tela/lámina/tela es un *26%* mayor que la configuración lámina/tela/lámina mientras que la masa es *21%* menor. El trauma es mayor para esa configuración debido a su modo de fallo, tal y como se verá en el siguiente punto.

La Tabla 1 presenta algunos de los principales resultados obtenidos del ensayo experimental llevado a cabo.

Tabla 1: Resumen de datos en el análisis del trauma

	Masa (g)	**Ec. Crecimiento Trauma =A·Energía^B**	**Energía absorbida máxima (J)**	**Trauma máximo (mm)**
3 Láminas	30	A=1.05; B=2.08	5.72	35.44
Lámina/Tela/Lámina	24.5	A=11.5; B=0.97	2.3	30.96
Tela/Lámina/Tela	19.4	A=7.8; B=1.38	3.3	39

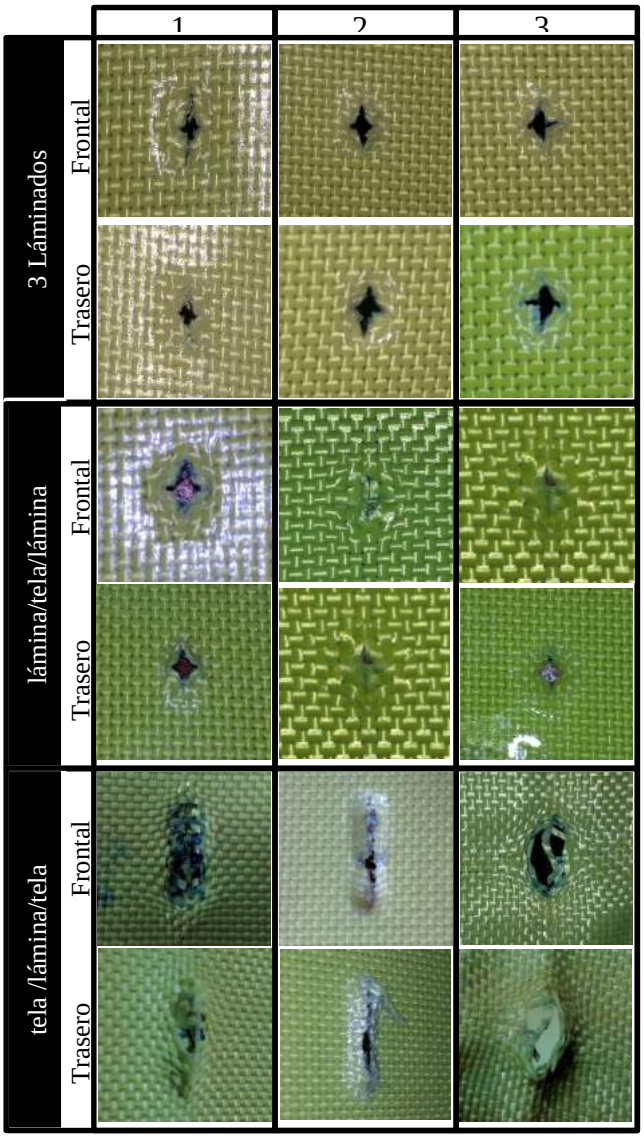


Figura 7: Proceso de fabricación de la gelatina balística

3.2. Análisis del modo de fallo de las telas

En este apartado se analiza el modo de fallo de cada lámina o tela. Para ello, se ha elegido el caso en que el dispositivo de la cuchilla es lanzado desde una altura de *50 mm*. La figura 7 muestra las diferentes telas de cada configuración tras el ensayo experimental. La primera gran diferencia entre las telas y las láminas radica en que en estas últimas el corte es más limpio; sin embargo, en las telas no se produce un corte del tejido, sino que se lleva a cabo un proceso de desplazamiento o abertura entre los hilos del tejido para que pueda pasar la cuchilla. Este proceso provoca que el ancho de la zona dañada sea mucho mayor que en las láminas. Es por ello que los fabricantes de protecciones personales empleen tejidos flexibles lo más compactos posibles si desean fabricar protecciones ante impacto de arma blanca. En el caso de emplear únicamente láminas, el corte producido es de tipo estrella de cuatro puntas, siendo más larga la dirección transversal a los filos de la cuchilla y prácticamente constante para las tres láminas que conforman la configuración. Un comportamiento similar en las láminas se desprende de la configuración lámina/tela/lámina. En este caso, la cuchilla no ha superado la tela flexible desplazando sus hilos, sino que se ha producido un proceso de corte en los hilos. La arbitrariedad del modo de fallo es resaltable y afecta considerablemente a los valores de trauma obtenidos; es por ello, que la repetitividad de este tipo de ensayos es más que justificable. La tercera configuración de estudio es la que presentaba mayor trauma, se puede observar en la figura 7 como el proceso de abertura y de arrastre de las telas es mayor que en los otros casos. Esto es debido a la menor rigidez de la configuración empleada. El cuchillo puede perforar con mayor facilidad y la gran resistencia se la presenta la lámina en la que su modo de fallo cambia completamente respecto a los casos anteriormente analizados. Posiblemente la razón sea que la cuchilla, al arrastrar consigo la tela, vea limitado su movimiento y no tenga más remedio que producir un fallo gobernado principalmente por la cortadura.

4. Conclusiones

En este trabajo se ha demostrado la gran influencia de la elección de telas de aramida para la confección de proteciones personales destinadas a un uso diario y en especial contra una amenaza de arma blanca. El uso de laminas formadas por tela de aramida con base de resina termoplástica proporciona la mejor protección; sin embargo, dificulta su uso debido al mayor peso y peor ergonomía que conlleva. Las soluciones empleando únicamente telas de aramida flexible no presentan una gran protección aunque si una considerable disminución del peso y una mejor rigídez del cojunto. Por tanto, una solución óptima es emplear configuraciones mixtas entre telas flexibles y telas con resina termoplástica. Dentro de esta solución, la mejor disposición es aquella que sea lo más rígida posible. La limitación, por tanto, a la hora de realizar una protección personal será la del peso y ergonomía que nos específique el usuario final. Esto dependerá del grado de amenaza a la que el usuario se enfrente.

Para medir el trauma se empleó gelatina balística para simular el tejido blando humano. El empleo de la gelatina balística en detrimiento de la plastilina balística es una de las aportaciones que tiene el trabajo presentado.

Agradecimentos

Los autores quieren agradecer la financiación recibida del Ministerio de Economía y Competitividad y al Programa FEDER 2014-2020 a través del Proyecto RTC-2015-3887-8 en el Programa Estatal de Investigación, Desarrollo e Innovación Orientada a los Retos de la Sociedad.

Los autores agradecen a la empresa FECSA su colaboración y en especial al Dr. Álvaro Olmedo sus comentarios y la discusión sobre la eficiencia de los materiales empleados frente a arma blanca.

Referencias

[1] K.K Govarthanam. Development of an Advanced Personal Protection Equipment Garment for Protection Against Slashes, University of Bolton, Bolton Reino Unido, (2012).

[2] C. Ha-Minh, F. Boussu, T. Kanit, D. Crépin, A. Imad. Analysis on failure mechanisms of an interlock woven fabric under ballistic impact, Engineering Failure Analysis, 18 (2011), 2179–2187.

[3] G. Nilakantan, E.D. Wetzel, T.A. Bogetti, J.W. Gillespie. A deterministic finite element analysis of the effects of projectile characteristics on the impact response of fully clamped flexible woven fabrics, Composite Structures, 95, (2013), 191–201.

[4] E. M. Parsons, T. Weerasooriya, S. Sarva, S. Socrate. Impact of woven fabric: Experiments and mesostructure-based continuum-level simulations, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 58, (2010), 1995–2021.

[5] A. Tabiei, G. Nilakantan. Ballistic Impact of Dry Woven Fabric Composites: A Review, Applied Mechanics Reviews, 61(2008), 010801.

[6] J. Allan. Crime Outcomes in England and Wales 2014/15, Office for National Statistics, London, (2015).

[7] X. Chen. Stab characterization of STF and thermoplastic impregnated ballistic fabric composites en: In Advanced Fibrous Composite Materials for Ballistic Protection, Woodhead Publishing, 2016. ISBN:978-1-78242-461-1.

[8] R.F. Mahbub, L. Wang, L. Arnold. The Necessity of Stab-Resistant Body Armour for Protecting Prison Officers in Saudi Arabia, Advanced Materials Research, 1048,(2014), 272-277.

[9] NIJ, Stab Resistance of Personal Body Armor NIJ Standard–0115.00, National Institute of Justice Office of Science and Technology, US Department of Justice, Estados Unidos, (2000).

[10] Cronin DS, Falzon C. Characterization of 10% ballistic gelatin to evaluate temperature, aging and strain rate effects, Experimental Mechanics, 51(7), (2011):1197–1206.

Medida de mapa de desplazamientos 3D de componentes de gran tamaño sometidos a vibración empleando la técnica FP+2D-DIC

L. Felipe-Sesé[1], E.A. Patterson[2], F.A. Díaz Garrido[1], P. Siegmann[3]
[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. lfelipe@ujaen.es
[2]Centre for Materials and Structures. University of Liverpool.
3Departamento de Teoría de la Señal y Comunicaciones. Universidad de Alcalá.

En este trabajo se presenta una novedosa técnica de bajo coste que permite la medida de desplazamientos en las tres direcciones espaciales –X, -Y y –Z de un elemento deformando dinámicamente como es el caso de un componente sometido a vibración senoidal. La técnica presentada está basada en la unión de Proyección de Franjas (PF) [1] y Correlación Digital de Imágenes 2D (DIC 2D) [2]. Para emplearla es necesaria una cámara que registra imágenes del proceso de deformación y un proyector adicional que proyecta un patrón de franjas azules y blancas de manera oblicua. Este patrón de franjas permite llevar a cabo la técnica de PF para la medida de formas en 3D. Adicionalmente, el componente estudiado presenta un patrón aleatorio de manchas rojas que permite llevar a cabo la técnica de DIC 2D.

Específicamente en este trabajo, la técnica es empleada para la determinación de la forma del primer modo propio de deformación de un componente industrial de grandes dimensiones como es la parte interna del capó de un vehículo de dimensiones 1,7x0,7m. Las frecuencias de resonancia del este elemento han sido halladas empleando un vibrómetro láser detectando la primera frecuencia a 10.5Hz. Seguidamente se ha sometido al componente a un ensayo del tipo free-free, por el que el componente es suspendido verticalmente sin aportar rigidez y es excitado mediante un vibrador a la frecuencia citada. Una cámara de alta velocidad registra imágenes del proceso de vibración a una velocidad de 500 imágenes por segundo. Para finalmente obtener los mapas de desplazamientos en tres dimensiones del elemento excitado [3,4].

Los resultados avalan la posibilidad de medir mapas de desplazamientos 3D en componentes de gran tamaño deformados dinámicamente empleando una sola cámara a diferencia de Correlación Digital de Imágenes 3D que emplea 2 cámaras para conseguir el mismo objetivo, lo que repercute en menor coste y menor complejidad técnica.

1. Introducción

El estudio de elementos estructurales sometidos a vibración es una tarea primordial para el aumento de la vida de los componentes y por su puesto la reducción de ruidos y sensaciones molestas a los usuarios de máquinas. La medición tradicional utilizando acelerómetros [5] es una práctica habitual, pero sólo proporciona mediciones puntuales y la disposición de los acelerómetros es un aspecto crítico para la detección de modos de vibración [6,7,8]. Además, el uso de los resultados de acelerómetros en masa no deseada de carga que afecta a la medición.

Actualmente existen otras técnicas ópticas que permiten mediciones de campo completo sin necesidad de contacto [9] entre las que se encuentran la Vibrometría por efecto doppler de barrido laser (SLDV), la interferometría laser (DSI ó ESPI) y la Correlación Digital de Imágenes (DIC). Estas técnicas aportan numerosas ventajas frente a técnicas tradicionales como es la medida sin contacto lo que permite la medida sobre elementos rotatorios como por ejemplo álabes de turbina [10], el estudio de gradientes de deformación o la detección de puntos concretos con alta solicitación. No obstante las técnicas basadas en barrido láser SLDV poseen una especial vulnerabilidad ante movimientos del sólido rígido así como ante vibraciones aleatorias [11]. Por otro lado, las técnicas basadas en la interferometría laser encuentran limitado su rango de medida a pequeños desplazamientos relativos en una sola dirección [12,13]. Sin embargo, la actual disponibilidad de cámaras digitales de alta velocidad junto con la técnica óptica de campo completo de Correlación Digital de Imágenes 3D (DIC-3D) [15] posibilitan la medición de mapas de desplazamiento 3D de elementos sometidos a vibración [15,16,17]. No obstante DIC-3D precisa de un sistema estereoscópico de cámaras de alta velocidad si se precisan

medir estudios transitorios. Eso conlleva un incremento en el coste dado a que se precisan dos cámaras perfectamente sincronizadas y calibradas.

Como alternativa, en este trabajo se propone el empleo de la novedosa integración de las técnicas Proyección de franjas (PF) [1] y Correlación Digital de Imágenes 2D (DIC-2D) [2].

DIC-2D y PF son dos técnicas ampliamente conocidas caracterizadas por una gran aplicabilidad y sensibilidad, pero se encuentran limitadas a la medida de desplazamientos en el plano (direcciones x- e y-) y fuera de éste (z-) respectivamente. No obstante, ambas poseen un montaje experimental muy parecido (una sola cámara dispuesta perpendicularmente a un plano de referencia). Por lo tanto, la integración de ambas técnicas de manera simultánea para la medida de desplazamientos en el plano y fuera de éste disminuiría el coste y la complejidad del montaje experimental y del procesado en comparación con DIC-3D ya que tan solo precisaría de una cámara y un proyector de franjas

Esta integración de proyección de franjas (PF) con DIC bidimensional ha sido previamente propuesta como técnica alternativa para la medida de campos de desplazamiento 3D por diversos autores [18]- [21], sin embargo, no se ha encontrado ningún método específico para la integración de la PF y DIC-2D que pueda emplearse como posible alternativa a DIC-3D para la medición de desplazamiento 3D y ha sido necesario emplear lentes telecéntricas para eliminar la aberración de los desplazamientos en el plano [21].

En este trabajo se emplea un nueva metodología [3], [4] para la integración de éstas técnicas (PF+DIC-2D) para la medida de grandes deformaciones en 3D adecuado para estudiar materiales hiperelasticos. Este enfoque evita emplear lentes telecéntricas, que son caras y limitan el tamaño del espécimen a su campo de visión, ya que emplea una cámara CCD con lentes convencionales y un post-proceso de corrección de los desplazamientos medidos en el plano por DIC-2D los cuales están distorsionados por la forma o desplazamiento fuera del plano.

En el presente trabajo, esta nueva metodología ha sido aplicada en este caso al estudio de vibraciones por primera vez. En concreto se estudia para determinar la forma del primer modo de vibración de un elemento industrial de grandes dimensiones como es la parte interna del capo de un vehículo. Para lo cual se demostrará que esta técnica puede llevarse a cabo con una cámara de alta velocidad y con el objetivo de medir desplazamientos en elementos de grandes dimensiones

2. Metodología experimental

2.1. Técnica PF+DIC-2D usando codificado de patrones por RGB

La metodología empleada para unir PF y DIC-2D precisa obtener una imagen donde sólo aparezca un patrón de franjas para poder procesar PF y otra imagen diferente mostrándo sólo un patrón de manchas aleatorias denominado speckle para ser procesado empleando DIC-2D. Ambas imágenes deben ser tomadas en el mismo instante para poder representar el mismo estado de carga. Para obtener estos dos patrones simultáneamente, se recurre a la codificación por colores RGB [21]. Por lo tanto, empleando una cámara RGB, un patrón de franjas azules y un patrón de speckle rojo, es posible obtener una imagen en color donde ambos patrones se encuentran superpuestos y puedan ser extraídos y procesados independientemente ya que las franjas aparecen en el canal rojo de la imagen y el patrón de speckle en el azul.

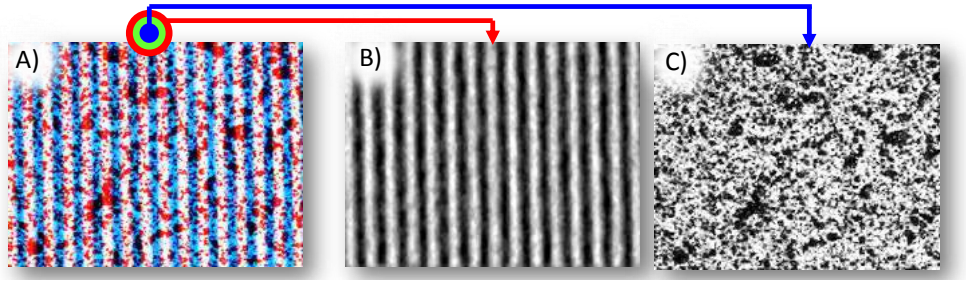


Figura 1: ***Proceso de descomposción de imágenes RGB A) Imagen original. B) Imagen de franjas C)Imagen de speckle***

Las franjas azules proyectadas observadas en el canal rojo tienen un perfil de intensidad sinusoidal. Los desplazamientos fuera del plano se miden con respecto a la superficie plana de referencia, donde las franjas proyectadas son paralelas e espaciadas igualmente con un paso *P*. Por lo tanto, los desplazamientos Δz (fuera de plano), son proporcionales al desplazamiento lateral de las franjas:

$$z = K\Delta\varphi \tag{1}$$

Donde *K* es la constante de franja en mm/radianes [4] y $\Delta\varphi$ es la diferencia de fase en cada pixel que es obtenida entre la imagen de referencia y la imagen estudiada. En este trabajo, la diferencia de fase de franjas han sido procesadas empleando el método Phase-Stepping [22]. No obstante, este método mide la diferencia de fase de las franjas proyectadas, pero esta fase se encuentra envuelta entre $-\pi$ y π por lo que requiere un proceso denominado unwrapping para obtener un mapa de fase continuo [23]. En este trabajo se ha empleado un proceso de unwrapping guiado por mapa de calidad.

Por otro lado, las imágenes del patrón speckle observadas en el canal azul de las imágenes RGB han sido procesadas empleando un software comercial denominado VIC 2D (Correlated Solutions Inc.).

Sin embargo, como se ha comentado previamente, los resultados de los desplazamientos medidos en el plano por DIC-2D estan distorsionados cuando el elemento no es plano o experimenta desplazamientos fuera de plano. Esta distorsión ilustrada en el modelo pin-hole de la figura 2cuando un punto de la superficie es desplazado desde Q_1=(x_1,y_1,0) a Q_2=(x_1+Δx, y_1+Δy,Δz). En esa figura 2 se observa que los desplazamientos medidos en el CCD de la cámara no corresponde con los reales sino que existe un desplazamiento virtual en el plano debido al desplazamiento fuera de plano ($\Delta x_{\Delta z}$,$\Delta y_{\Delta z}$). Por lo tanto, a los desplazamientos medidos en el CCD por DIC-2D (Δx_{CCD} y Δy_{CCD}) se le debe de substraer estos desplazamientos virtuales [8], quedando:

$$x = L\Delta x_{CCD} - \ x_{\ z} \tag{2}$$

$$y = L\Delta y_{CCD} - \ y_{\ z} \tag{3}$$

Donde *L* es la magnificación lateral en mm/px a una distancia z_0 entre la superficie de referencia y el centro óptico de la lente.

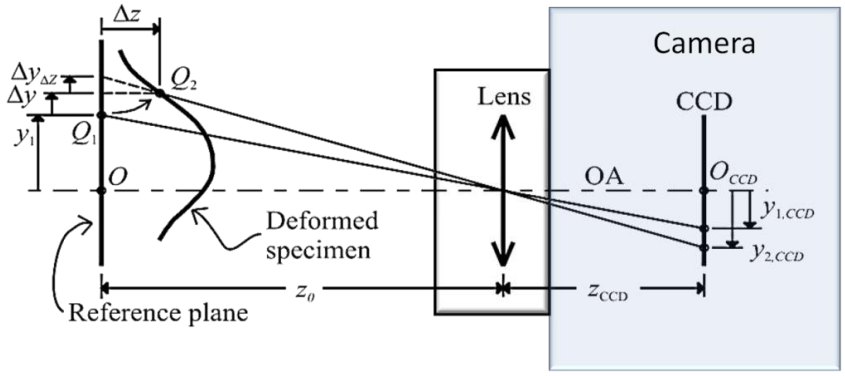


Figura 2: Ilustración esquemática mostrando el error en el procesamiento de DIC-2D cuando el elemento estudiado experimenta un desplazamiento fuera de plano durante la deformación.

El valor de los desplazamientos virtuales medidos en el CCD de la cámara se obtiene a partir de la ecuación de transformación de las lentes, resultando:

$$y_{\ z} = L\Delta y_{\ z,CCD} = L\Delta y_{2,CCD}\frac{z}{z_0} \tag{4}$$

Siendo Δz el desplazamiento fuera de plano medido por PF.

Por lo tanto, el valor de los desplazamientos en el plano corregidos será:

$$x = L\left[\Delta x_{CCD} - x_{2,CCD}\frac{z}{z_0}\right] \tag{5}$$

$$y = L\left[\Delta y_{CCD} - y_{2,CCD}\frac{z}{z_0}\right] \tag{6}$$

De las ecuaciones 5 y 6 se observa que para realizar la corrección de los desplazamientos virtuales, es preciso conocer la distancia z_0 entre el centro óptico de la lente y la superficie de referencia, el valor de la magnificación lateral *L* en mm/pixel y la posición del centro óptico en el CCD (O_{CCD}) desde el que se mide la posición del pixel. Además se observa que para que esta corrección sea apropiada, es preciso alinear el eje óptico de la cámara (OA) perpendicularmente con el plano de referencia.

Para alinear el sistema perpendicular con la superficie de referencia se dispone un emisor laser paralelo al eje óptico de la cámara y un espejo sobre la superficie de referencia. La cámara estará perpendicular a dicha superficie cuando el láser se refleje sobre él mismo como se describe en Felipe-Sesé et al [4].

Una vez está el sistema alineado, el valor de z_0 se obtiene ampliando DIC-2D a dos imágenes de la superficie de referencia cuando el centro óptico se sitúa en la posición z_0 y cuando la cámara es desplazada Δz a los largo del eje óptico empleando una plataforma micrométrica. En este caso, los desplazamientos en x e y deben ser nulos, no obstante, DIC-2D mide un desplazamiento radial Δr virtual ($\Delta r = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}$), conocido como cono de desplazamiento radial ilustrado en la figura 3 (CRD), el cual puede es relacionado con el valor z_0 según la ecuación 7 [3]:

$$z_0 = \quad z\left(\frac{1}{m} + 1\right) \tag{7}$$

Siendo *m* la pendiente del cono ($m = \quad z/z_0$).

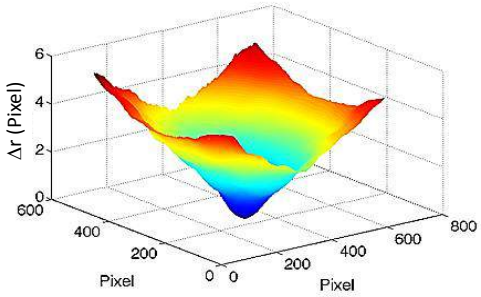


Figura 3: Cono de desplazamientos radiales.

Asímismo, el vértice del cono de desplazamientos radiales ofrece la posición del centro O_{CCD} en el CCD de la cámara, el cual, si la cámara esta dispuesta perpendicular al plano de referencia y no existen aberraciones opticas, debe estar situado en el centro del CCD.

2.2. Montaje experimental

La metodología descrita previamente es empleada para analizar los desplazamientos que sufre un elemento industrial cuando sufre una excitación senoidal periódica a su primera frecuencia de resonancia. Debido a esta excitación, el elemento experimentará unos grandes desplazamientos. El ensayo es del tipo conocido como free-free. Por lo tanto, el elemento es suspendido mediante dos cables de reducida rigidez (figura 4 B) y es excitado por su parte inferior mediante un elemento vibrador o Shaker (Figura 4 C). La conexión se hace mediante varilla roscacada adherida al elemento con el fin de aportar mínima rigidez. La cámara empleada es una cámara de alta velocidad Photron SA-3 empelando una lente de 28mm recogiendo 500 imágenes por segundo. El proyector es un Epson X11 proyectando una rejilla azul de 20mm/franja.

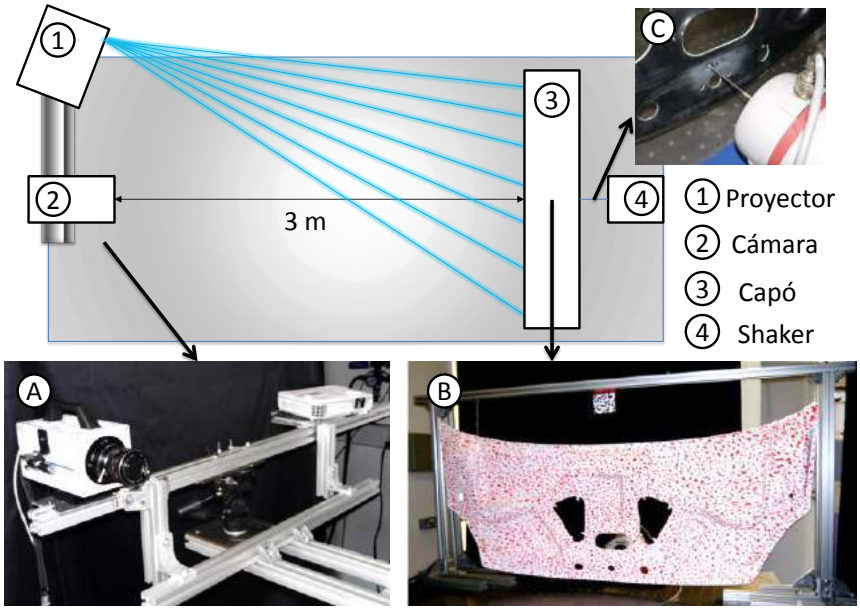


Figura 4: Ilustración esquemática del set-up empleado visto desde la parte superior. A) Sistema de cámara y proyector. B) Capó suspendido por cables. C) Shaker y conexión.

2.3. Identificación de la frecuencia modal.

La frecuencia de resonancia del capó del choche sometido a estudio se ha hallado empleando un vibrómetro láser. Este vibro metro recoge la respuesta del elemento estudiado cuando es impactado mediante un martillo y permite determinar las frecuencias a las que tiende a vibrar el capó. Como se observa en la figura 5, el primer modo de resonancia se encuentra a 10.25Hz que será la frecuencia a la que se excita el capó.

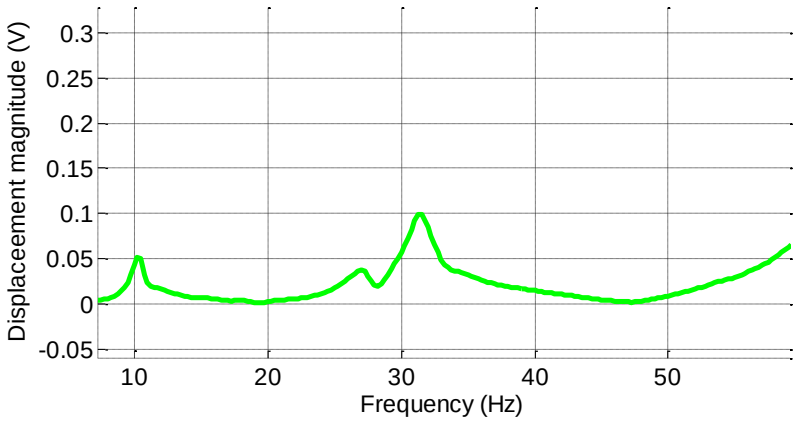


Figura 5: Respuesta de desplazamiento del capó en función de frecuencia.

3. Resultados

En este epígrafe se muestran los resultados de los desplazamientos en las direcciones *x*-, *y*- y *z*- obtenidos con la metodología PF+DIC-2D propuesta. En la figura 6 se muestran los mapas de desplazamiento medidos en los distintas fases de la excitación.

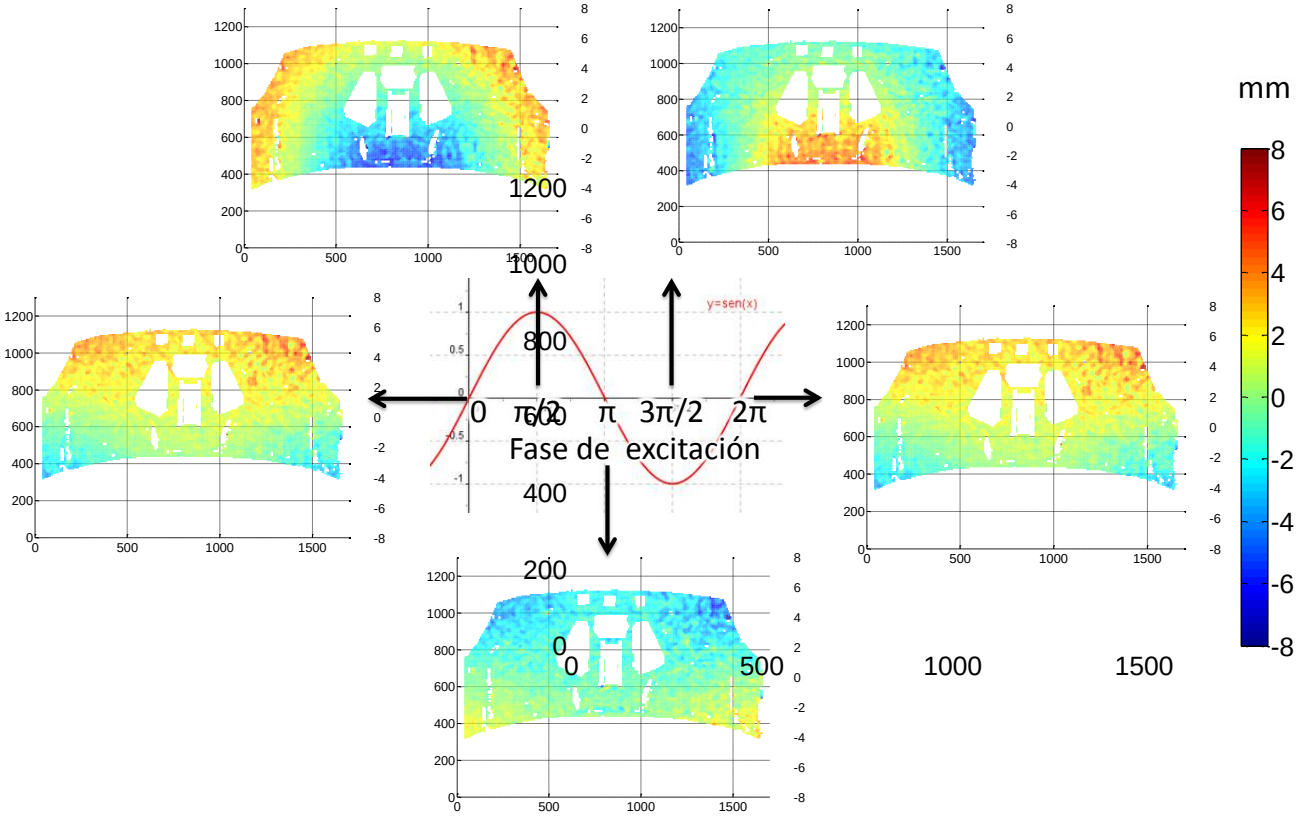


Figura 6: Mapas de desplazamiento fuera de plano del capó en función de la fase de la excitación.

Los desplazamientos medidos en dirección x e y son notablemente menores a los medidos en dirección Z como se observa en los resultados de máximos desplazamientos de la figura 7.

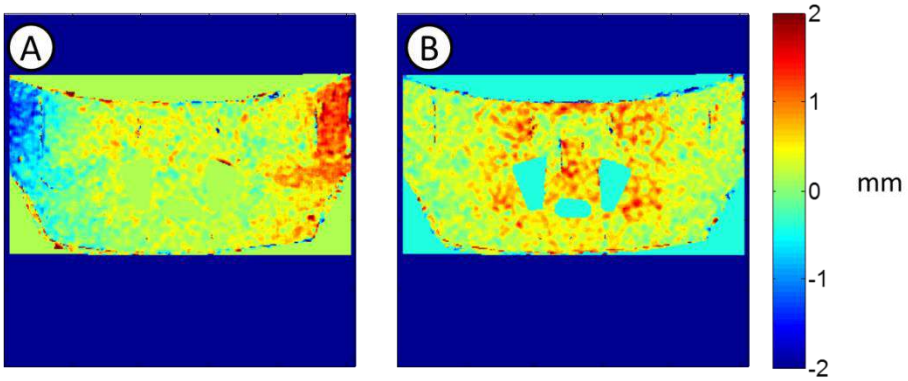


Figura 7: Mapas de máximo desplazamiento en X A) y en Y) del capó durante el ensayo free-free.

4. Discusión

Observando los mapas de desplazamiento de la figura 6 se puede observar que PF+DIC-2D permite obtener unos el mapa de desplazamientos precisos cuando un elemento de gran tamaño es sometido a un ensayo de vibración. En este caso se mide un rango de desplazamiento de +-5mm lo que supondría un 0.33% de la distancia entre objeto y la cámara y un 0,6% del campo de visión de la cámara lo que demuestra la sensibilidad del sistema. Los resultados de desplazamientos en dirección Z cuando este mismo elemento es estudiado a su primer modo de vibración han sido estudiados previamente por otros autores de manera experimental y numérica [17] [24] y se observa la clara similitud de los resultados obtenidos lo que muestra el potencial de la técnica FP+2D DIC como sustituto de bajo coste de DIC-3D y su capacidad para la validación de resultados numéricos.

Por otro lado, a la vista de los resultados de los desplazamientos mostrados en la Figura 7, se observa que la técnica no solo permite medir los desplazamientos en Z sino que gracias a DIC-2D también es posible medir desplazamientos en el plano. No obstante se observa que, debido a que este modo de vibración es un modo de flexión a lo largo de un eje vertical, la deformación en dirección Y es despreciable y tan sólo se observa una ligera deformación en X de un rango de +- 1,3mm lo que representa menos de un 0.2% del ancho total de la pieza, lo que, de nuevo, demuestra la alta sensibilidad obtenida.

5. Conclusión

En el presente trabajo se ha presentado una nueva aplicación industrial del novedoso enfoque de integración de la información de los desplazamientos fuera de plano obtenida mediante Proyección de Franjas y de los desplazamientos en el plano obtenida mediante DIC-2D. Este nuevo enfoque permite analizar desplazamientos en las tres dimensiones espaciales empleando para ello tan sólo una cámara y un proyector y a partir de ellos calcular los mapas de deformación unitaria..

Asimismo, el ensayo de vibración de un panel de aproximadamente 1,2m^2 demuestra que es posible realizar ese análisis de desplazamientos 3D incluso en ensayos dinámicos incluso de elementos de grandes dimensiones empleando una sola cámara de alta velocidad y un proyector convencional, reduciendo considerablemente el coste respecto al empleo de la técnica DIC-3D que requiere dos cámaras.

Los resultados de desplazamientos obtenidos son comparables con los observados en la bibliografía obtenidos mediante técnicas numéricas o con DIC-3D.

Por lo tanto se concluye que la técnica presentada representa un alternativa real de bajo coste a DIC-3D para la medida dinámica de mapas de desplazamientos en las tres dimensiones espaciales.

6. Referencias

[1] M. Takeda, H. Ina, S. Kobayashi, Fourier-transform method of fringe-pattern analysis for computer-based topography and interferometry, J. Opt. Soc. Am., 72, 15660, (1982).

[2] Bing Pan, Kemao Qian, Huimin Xie, Anand Asundi . Two-dimensional digital image correlation for in-plane displacement and strain measurement: a review. Measurement Science and Technology, 20, 062001

[3] L. Felipe-Sesé, P. Siegmann, F. Daz-Garrido, and E.A. Patterson, Simultaneous in- and out-of-plane displacement measurements using fringe projection and digital image correlation, Opt. Lasers Eng., 52 (2014), 6674.

[4] L. Felipe-Sesé, P. Siegmann, F. Daz-Garrido, and E.A. Patterson, Integrating fringe projection and digital image correlation for high quality measurements of shape changes, Opt. Eng., 53(4), (2014), 044106.

[5] D. Ewins, Modal Testing: Theory, Practice, and Application, 2nd ed., Research Studies Press Ltd, 2000.

[6] E. Bonisoli, C. Delprete, C. Rosso, Proposal of a modal-geometrical-based master nodes selection criterion in modal analysis, Mech. Syst. Signal Process. 23 (3) (2009) 606–620.

[7] D. Kammer, Sensor set expansion for modal vibration testing, Mech. Syst. Signal Process. 19 (4) (2005) 700–713.

[8] C. Schedlinski, M. Link, An approach to optimal pick-up and exciter placement, in: Proceedings of the IMAC XIV, 1996, pp. 376–382.

[9] T. Schmidt, J. Tyson, K. Galanulis, Full-field dynamic displacement and strain measurement using advanced 3D image correlation photogrammetry: Part I, Exp. Techn. 27 (3) (2003) 47–50.

[10] M.N. Helfrick, P. Pingle, C. Niezrecki, P. Avitabile, Optical non-contacting vibration measurement of rotating turbine blades, in: Proceedings of the IMAC-XXVII, 2009.

[11] A. Stanbridge, M. Martarelli, D. Ewins, Measuring area vibration mode shapes with a continuous-scan LDV, Measurement 35 (2) (2004) 181–189.

[12] J.M. Huntley, Automated fringe pattern analysis in experimental mechanics: a review, J. Strain Anal. Eng. Des. 33 (2) (1998) 105–125.

[13] R.L. Powell, K.A. Stetson, Interferometric vibration analysis by wavefront reconstruction, J. Opt. Soc. Am. A 55 (12) (1965) 1593.

[14] M.A. Sutton, J.-J. Orteu, H. Schreier, Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements, Springer, 2009.

[15] M.N. Helfrick, C. Niezrecki, P. Avitabile, T. Schmidt, 3D digital image correlation methods for full-field vibration measurement, Mech. Syst. Signal Process. 25 (3) (2011) 917–927.

[16] T. Siebert, R. Wood, K. Splitthof, High speed image correlation for vibration analysis, J. Phys. Conf. Ser. 181 (1) (2009) 012064.

[17] Weizhuo Wang John E. Mottershead Thorsten Siebert, Andrea Pipino . Frequency response functions of shape features from full-field vibration measurements using digital image correlation Mechanical Systems and Signal Processing 28 (2012)D

[18] C. Tay, C. Quan, T. Wu y Y. Huang, Integrated method for 3-D rigid-body displacement measurement using fringe projection, Optical Engineering, 43:5, (2004),1152-1159.

[19] B. Barrientos, M. Cerca, C. García-Marquez y C. Hernández-Bernal. Three-dimensional displacement fields measured in a deforming granular-media surface by combined fringe projection ad speckle photography. Applied Optics, 10:10, 2008, 104027.

[20] P. Siegmann, V. Álvarez-Fernández, F. Díaz-Garrido y E. Patterson, A simultaneous in- and out-of-plane displacement measurement method, Optics Letters, 36:1, (2011), 10-12,.

[21] C. Mares, B. Barrientos y A. Blanco, Measurement of transient deformation by color encoding, Optics Express, 19:25, (2011), 25712-25722.

[22] M. E. Heredia Ortiz, Novel developments of moire techniques for industrial applications, Sheffield: University of Sheffield, 2004.

[23] D. Ghiglia y M. Pritt, Two-Dimensional Phase Unwrapping: Theory, Algorithms, and Software, Ed. John Wiley & Sons, 1998. ISBN: 0471249351.

[24] Thorsten Siebert, Weizhuo Wang, John E Mottershead, Andrea Pipino. Validation of Mode Shapes of car bonnet by High Speed Digital Image Correlation. 11th World Congress on Computational Mechanics (WCCM XI). July 20 - 25, 2014, Barcelona, Spain

Análisis numérico-experimental del comportamiento modal de una viga biapoyada usando DIC-3D

M.J. Martínez Gracia[1], A.J. Molina Viedma[1], L. Felipe Sesé[1], E. López Alba[1], F. Díaz Garrido[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. ajmolina@ujaen.es

El fenómeno de las vibraciones mecánicas y el efecto negativo que éstas ejercen sobre elementos o estructuras ha sido objeto de estudio desde hace décadas. El hecho de que estén presentes en prácticamente cualquier máquina con elementos en movimiento ha causado que los ingenieros hayan investigado en el comportamiento estructural ante las solicitaciones de vibración [1].En este trabajo se han aplicado técnicas experimentales y numéricas para el análisis vibracional de elementos mecánicos. El objetivo es estudiar el fenómeno de las vibraciones mediante una técnica experimental de campo completo, como es Correlación Digital de Imágenes, que permite el análisis de la vibración presente en un elemento, y evaluar cómo éste se ve afectado. En concreto se ha estudiado los modos propios de vibración a los que el elemento tiende a vibrar cuando es sometido a sus frecuencias de resonancia. Para la exposición de este proceso se recurre a su aplicación en un elemento mecánico sencillo como es una viga biapoyada, lo que facilitan la comparativa de resultados y su interpretación. Los resultados se han validado estudiando el mismo comportamiento mediante técnicas experimentales puntuales tradicionales con acelerómetro. Adicionalmente ésta información se ha empleado para optimizar un modelo numérico por elementos finitos, lo que demuestra el potencial de la técnica óptica de campo completo DIC 3D para la validación de este tipo de modelos.

1. Introducción

Durante las últimas décadas, las técnicas empleadas en caracterizar el comportamiento dinámico de algún elemento o estructura a través de los llamados ensayos vibracionales han evolucionado de manera importante, debido principalmente a los avances en materia tecnológica [2]. De esta manera, las técnicas y equipos experimentales asociadas a este tipo de ensayos han adquirido cada vez más importancia en la prevención y corrección de fallos en componentes estructurales que se encuentran sometidos a cierto nivel de vibración durante su vida útil.

Este interés creciente en el estudio de las vibraciones mecánicas viene motivado principalmente por la existencia del fenómeno conocido como resonancia. La resonancia mecánica es capaz de provocar grandes deformaciones en el elemento que la está sufriendo, generando a su vez tensiones elevadas que pueden acabar derivando en el fallo del material. La resonancia tiene lugar cuando la frecuencia de vibración con la que se excita un elemento coincide con alguna de sus frecuencias naturales, amplificando de manera importante la señal de excitación [1]. Calcular los valores en los que se encuentran las frecuencias naturales mediante las técnicas experimentales es uno de los objetivos principales de los ensayos vibracionales.

Por otra parte, la simulación numérica juega un papel muy importante en la validación de requisitos mecánicos, especialmente si se trata de una nueva pieza, componente o producto que se encuentra aún en fase inicial de diseño. Los llamados programas de simulación mediante mecánica de los elementos finitos permiten comprobar si un producto tiene un diseño robusto que cumpla ante las solicitaciones dinámicas a las que se verá sometido sin haber realizado aún la inversión necesaria para comenzar a fabricarlo. Este tipo de software permite realizar análisis modales con el fin de obtener las frecuencias naturales, que tan importantes son para poder evitar el fenómeno de la resonancia ya mencionado. Adicionalmente, las técnicas experimentales permiten una realimentación de estas simulaciones numéricas, constituyendo una herramienta de comprobación de la fidelidad del modelo con el elemento real.

En este contexto se encuadra por lo tanto el trabajo llevado a cabo que se pretende resumir en este artículo. Se presenta la técnica óptica de campo completo conocida como Correlación Digital de Imágenes 3D (DIC 3D) para medir desplazamientos en las tres direcciones del espacio durante un ensayo modal. Esta técnica ha sido validada a través de otras técnicas más tradicionales como el empleo de acelerómetros unido al procesado mediante un software libre que permite la determinación de la medida de la forma del modo. Adicionalmente, la información

extraída permite el ajuste de los parámetros para la realización de un modelo numérico y observar cómo estos afectan a los resultados de frecuencia o forma del modo de vibración.

Con el objetivo de validar el procedimiento se ha decidido estudiar un elemento geométricamente sencillo como es una viga biapoyada.

Gracias a los recientes avances en el desarrollo de sistemas de visión, las técnicas ópticas han podido ser más fácilmente empleables en eventos dinámicos como el de vibración. Es por esto que a partir del año 2010 existen algunos estudios previos en los que se han empleado la técnica de correlación digital de imágenes durante ensayos vibracionales. En 2011 M. N. Helfrick et al. [3] obtuvieron con cámaras de alta velocidad las formas de los modos propios de vibración de una chapa metálica que forma parte del armazón de una secadora. Conocidas las frecuencias naturales, establecieron una velocidad de captura distinta por cada modo propio, de manera que el número de imágenes por ciclo de vibración se situara en torno a unas 15. Con el fin de comparar los resultados procedentes de la técnica DIC 3D, realizaron también ensayos usando un martillo instrumentado, y un vibrómetro láser, obteniendo resultados muy similares, tanto en el valor de las frecuencias naturales como en la forma de los modos propios de vibración. En 2012 Javad Baqersad et al. [4] analizaron el comportamiento dinámico de la pala de un aerogenerador, excitando la misma con un shaker y obteniendo la respuesta en frecuencia con cámaras de alta velocidad. Por otro lado, en 2013 Ngoc San Ha et al. [5] estudiaron la estructura del ala de un insecto mediante técnica de correlación de imágenes 3D con el fin de diseñar microdispositivos voladores que pudieran ser empleados en lugares de difícil acceso y/o condiciones extremas. Michel Grédiac [6] también aplicó esta técnica de campo completo, en este caso para estudiar las ventajas y limitaciones en el análisis de distintos materiales compuestos.

2. Fundamentos

Correlación Digital de Imágenes (DIC) [6,7] es una técnica óptica que se emplea para la medida de deformaciones y desplazamientos en elementos mecánicos. DIC trabaja analizando una secuencia de imágenes digitales de un modelo o una probeta desde un estado inicial (indeformada) hasta un estado final (deformada). Los campos de desplazamientos y deformaciones pueden determinarse de forma directa en 2D y 3D, en función de si se emplea un sistema con una sola cámara o un sistema esteroscópico, como es el caso que ocupa este trabajo. Para aplicar la técnica DIC en 3D con la que se obtienen desplazamientos fuera de plano se precisa que la superficie estudiada de la probeta presente una distribución de escala de grises no uniforme. Para conseguir esta distribución se aplica una base de pintura blanca sobre la que se genera un moteado de color negro o speckle (Fig 1.A).

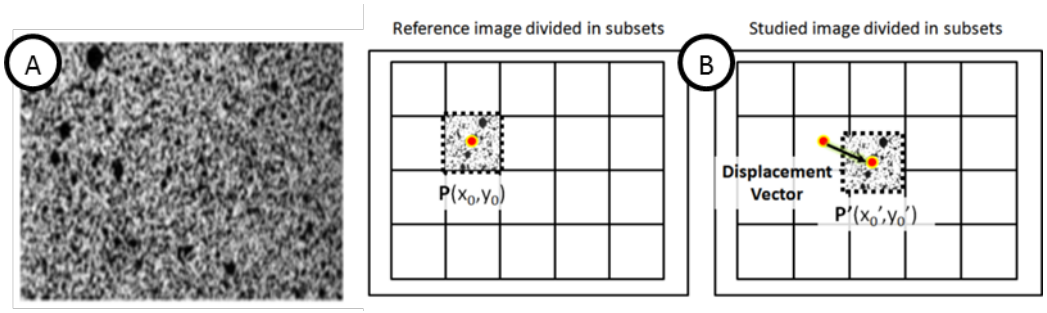


Figura 1: A) Patrón de speckle aleatorio sobre probeta. B) Esquema de algoritmo de correlación digital de imágenes..

A continuación el sistema estereoscópico deber ser calibrado para determinar la posición relativa entre las cámaras y la posición de éstas frente a la probeta estudiada. En la calibración se determinan una serie de parámetros que se denominan extrínsecos e intrínsecos [7].

Tras capturar imágenes durante el ensayo de vibración, se tiene una secuencia de estados desde el estado inicial de deformación o de referencia (antes de comenzar el ensayo) hasta el estado final tras la realización del ensayo. Mediante el procesado de las imágenes, correspondientes a los diferentes estados, la técnica de correlación digital de imágenes calcula el desplazamiento ocurrido durante el ensayo, comparando cada imagen de la secuencia obtenida durante el ensayo con la de referencia. Para un punto P cualquiera en la imagen de referencia, se genera una faceta cuadrada de dimensiones (2M+1) x (2M+1) de píxeles centrada en el punto P = (Xo, Yo) que será buscada en la imagen deformada mediante los algoritmos disponibles en la bibliografía [8]. (Figura 1.B).

3. Metodología Experimental

El objeto estudiado en este trabajo es una viga de acero de sección rectangular de 60x3mm, y de 350 mm de longitud que se encuentra fijada por dos rodillos emulando apoyos simples en cada uno de sus extremos tal y como se muestra en la Figura 2.

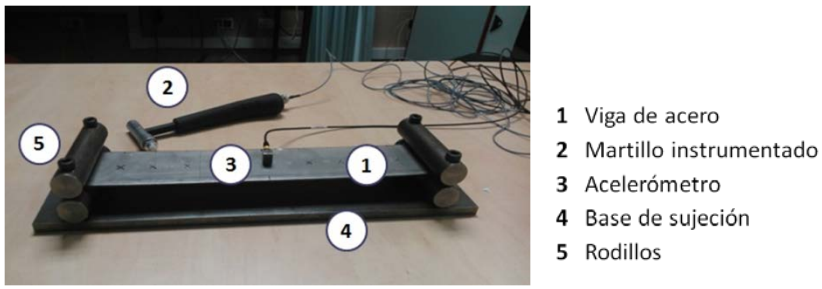


Figura 2: A Ensayo modal sobre viga de acero

Para llevar a cabo los ensayos vibracionales se ha recurrido primero a realizar un ensayo modal mediante un martillo instrumentado (véase Figura 2) para poder hallar las frecuencias naturales del sistema. Adicionalmente, se hallan los modos de vibración empleando el software *EasyMod* que se basa en el análisis de la respuesta de la probeta recogido con el acelerómetro (véase Figura 2). Finalmente, se ha empleado la técnica óptica de campo completo Correlación Digital de Imágenes para hallar la forma de los modos de vibración mediante la excitación del sistema a las frecuencias de resonancia calculadas en el primer paso

3.1. Ensayo Modal

La existencia del software libre de análisis modal denominado EasyMod permite la realización del ensayo modal. EasyMod se sirve de información relativa a la respuesta en frecuencia de un elemento en distintos puntos para determinar valores de sus frecuencias naturales y para representar las deformadas del elemento cuando se encuentra oscilando bajo alguna de sus frecuencias de resonancia.

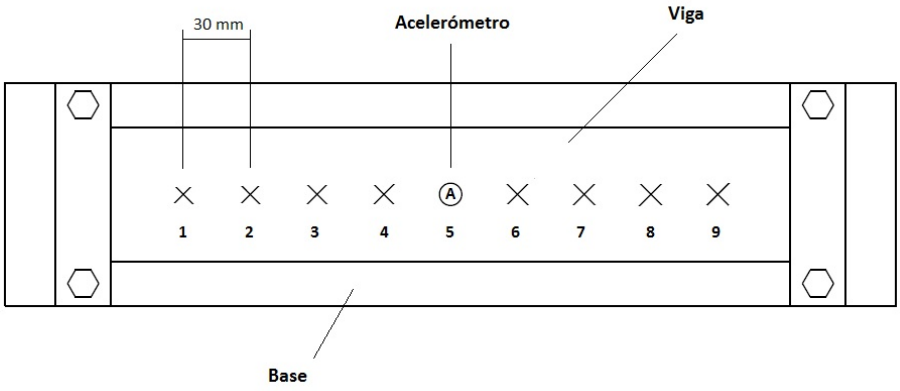


Figura 3: *Puntos de impacto sobre la viga*

Con el fin de obtener la relación de la respuesta del sistema ante un estímulo dado conocida como señal de transferencia o función de la respuesta a la frecuencia (FRF) en distintos puntos de la viga (vease Figura 3), se aplica una señal de entrada en forma de impacto con un martillo instrumentado, y se recoge la señal de aceleración correspondiente mediante un acelerómetro, situado en la posición central de la viga tal y como se observa en la Figura 3 donde se esquematizan los puntos estudiados. El impacto hace vibrar la viga a un amplio rango de frecuencia en un corto intervalo de tiempo, y la respuesta en aceleración a todos estos niveles queda registrada en la FRF. Cada una de estas señales es recogida a través de un software, y también puede ser visualizada en tiempo real en el ordenador lo que permite conocer las frecuencias de resonancia. Si el proceso de

captura de información se repite en diferentes puntos de la probeta, se puedo obtener, además, la forma de los modos propios de vibración.

3.2. Aplicación de la técnica de correlación digital de Imágenes

Para llevar a cabo Correlación Digital de Imágenes se han empleado dos cámaras de alta velocidad modelo Photron FastCam SA4 con lentes de distancia focal 50mm capturando 3600 imágenes por segundo durante el primer modo, y 13500 durante el tercero. Estas dos cámaras forman el sistema estereoscópico necesario para obtener el mapa de desplazamientos en las tres direcciones del espacio. Para excitar el sistema de viga biapoyada se ha empleado un Shaker Data Physics Corporation V2664 con 10kN de máxima capacidad.

Haciendo uso de esta técnica se han capturado imágenes de la viga de acero mientras ésta se encuentra en resonancia mecánica. Empleando el shaker, se realiza un barrido en seno de frecuencias, y cuando la resonancia es detectada mediante un acelerómetro, se hace vibrar la viga a frecuencia constante para capturar imágenes del modo propio. El objetivo del ensayo es poder representar y visualizar las formas de los modos propios de vibración. Para ello, previamente, el elemento debe ser preparado para poder aplicar la técnica DIC 3D, siendo necesario generar una distribución aleatoria de pequeñas manchas de color negro de alto contraste sobre un fondo blanco, denominada speckle.

El tercer modo propio de vibración de la viga se encuentra por encima de 500 Hz, por lo que para conseguir una cantidad de imágenes mínima para representar la forma del modo se configuró en las cámaras de alta velocidad una frecuencia de captura muy elevada. Por ello, durante el ensayo se colocó un foco de iluminación (ver Figura 4) cuyo haz de luz incidía perpendicularmente sobre la superficie de la viga, con el fin de capturar imágenes lo suficientemente nítidas de esta tercera frecuencia de resonancia.



Figura 4: *Puntos de impacto sobre la viga*

4. Resultados.

A partir del ensayo modal realizado mediante el martillo instrumentado se ha obtenido una FRF por cada punto de impacto de la viga, y éstas son procesadas con EasyMod para determinar las frecuencias naturales y las formas de los modos propios de vibración. Las frecuencias de resonancia obtenidas son 93,8 Hz, 258,3 Hz y 528,5 Hz, que se corresponden con los modos propios mostrados en la siguiente figura 5.

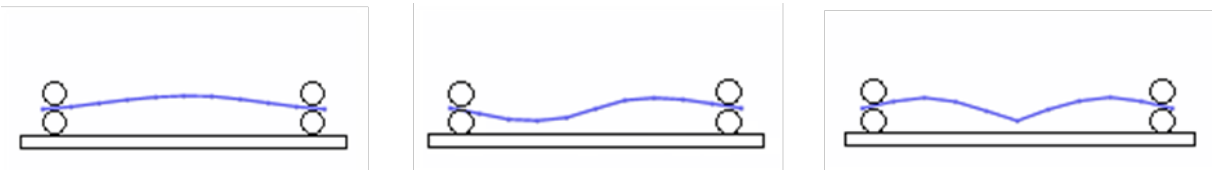


Figura 5: *Vista frontal de las deformadas de la viga para los tres primeros modos propios según EasyMod*

Por otro lado, tras procesar las imágenes capturadas durante la excitación de la viga biapoyada mediante el shaker se obtienen los mapas de desplazamiento para la primera y tercera frecuencias de resonancia, que han sido normalizados haciendo coincidir el desplazamiento máximo con la unidad. Se observa que no es posible detectar el modo número dos debido a que es un modo asimétrico y la excitación devida al shaker es totalmente simétrica imposiilitando así su detección [8].

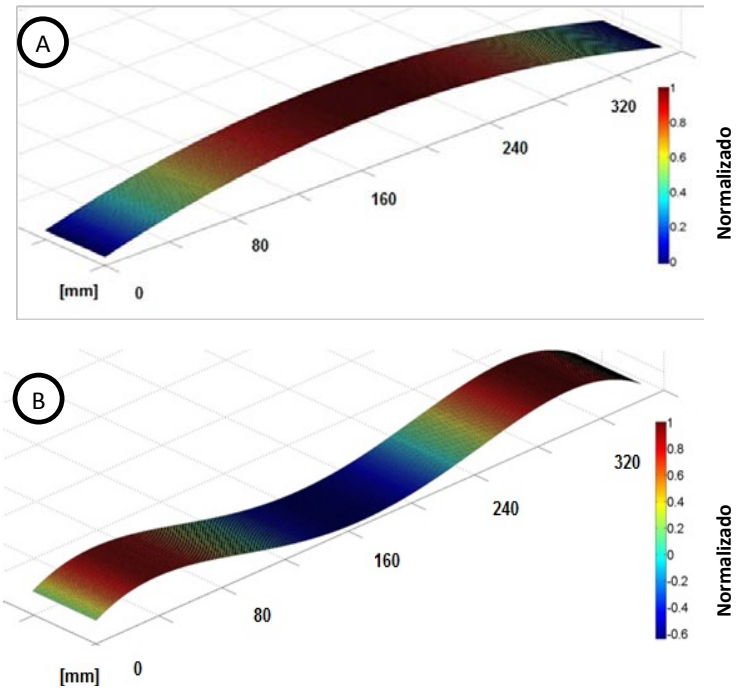


Figura 6: *A)Forma normalizada del primer modo propio de la viga con DIC 3D. B. Forma del tercer modo propio de la viga con DIC 3D*

5. Simulación Numérica

Con la simulación numérica en software de elementos finitos se pretende contrastar los resultados obtenidos con las técnicas experimentales llevadas a cabo anteriormente y estudiar las posibles diferencias.

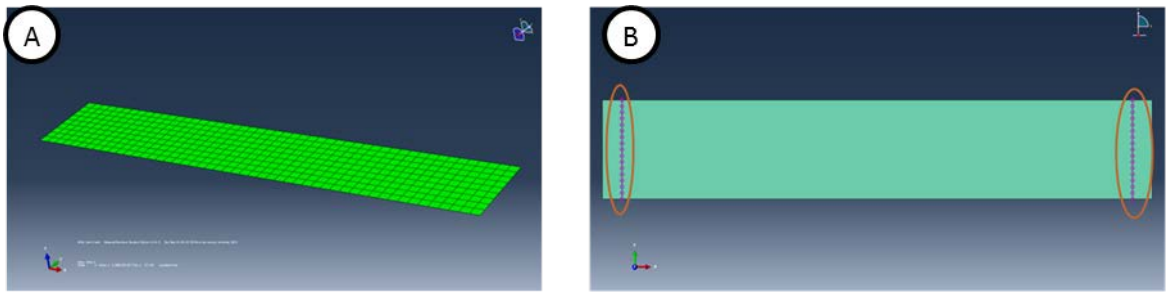


Figura 7: *A) Modelado con elementos planos shell y mallado de la viga en ABAQUS CAE B. Definición de las condiciones de contorno con elementos muelle*

El sistema de fijación del montaje de la viga, formado por rodillos, impide el desplazamiento en las tres direcciones del espacio, pero , teóricamente, sí permite la flexión de la viga en una de ellas. No obstante, la fijación en los extremos de la misma presenta una cierta resistencia al giro, pero sin llegar a ser un empotramiento puro. Por este motivo se ha recurrido a definir las condiciones de contorno, se han empleado elementos muelle (*SPRING*). Los elementos muelle permiten asignar manualmente valores numéricos a la rigidez en cada una de las direcciones del espacio, tanto para los desplazamientos como para los giros. Así, se han restringido los desplazamientos en las tres direcciones del espacio con la condición de contorno *Pinned*, y

además se ha establecido un valor para la rigidez en la dirección Y, que es el eje respecto al cual la viga flecta. De esta manera se han obtenido unas frecuencias de resonancia de 84,0 Hz, 258,8 Hz y 543,8 Hz.

En la Figura 6 B se muestran los elementos muelle definidos en los extremos de la viga, que es la zona en la que existe el contacto con los rodillos. Tras el procesado se han obtenido las siguientes formas de los modos de vibración.

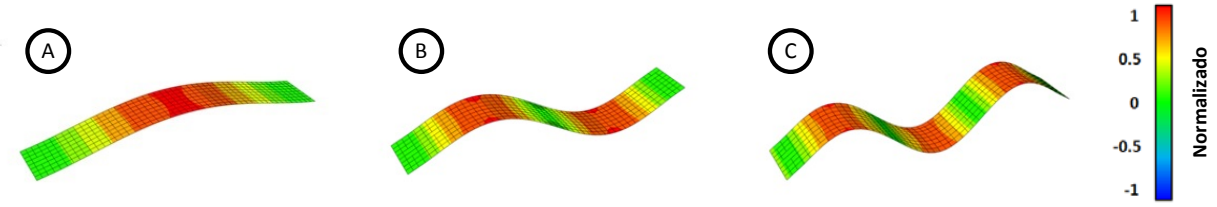
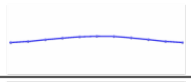
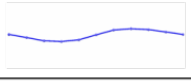
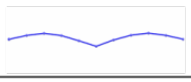


Figura 8: *A* Deformadas de los modos propios 1 (A), 2 (B) y 3 (C) obtenidos con simulación numérica

6. Comparativa y discusión de resultados

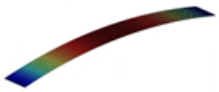
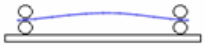
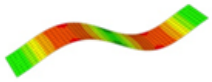
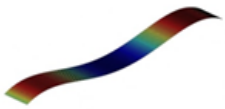
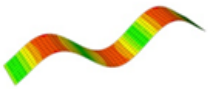
Aquí se presentan sendas tablas comparativas con los valores de las frecuencias naturales y las formas de los modos propios de vibración obtenidos con las dos técnicas experimentales y la simulación numérica.

Tabla 1: Valores de las frecuencias naturales de la viga.

Modo (Hz)	Forma del modo	EasyMod (Martillo)	DIC 3D (*Shaker*)	Simulación numérica
Primero		93,8	98,2	84,0
Segundo		258,3	-	258,8
Tercero		528,5	551,5	543,8

Aunque se puede apreciar una cierta diferencia entre los valores de las frecuencias naturales de la viga obtenidos experimental y numéricamente, ésta es mínima, y queda totalmente justificada debido a la dificultad presente en determinar con exactitud el nivel de rigidez del sistema de fijación. La rigidez del giro aportada por los rodillos a ambos lados de la viga se suponía en un principio desconocida, y para tratar de conseguir la correlación de resultados se han definido elementos muelle en la simulación numérica, que permiten asignar valores de rigidez al grado de libertad del elemento que se desee. Así, se observa que para el primer modo existe un 14% de diferencia entre la simulación FEM y los resultados de DIC 3D. El resto de modos son bastante similares, no obstante se observa que por norma general la frecuencia medida por el método tradicional de martillo instrumentado es ligeramente inferior a la de la simulación FEM y DIC 3D. Esto es debido a que para realizar el ensayo con el martillo, es necesario añadir un acelerómetro que posee una cierta masa y modifica ligeramente la resonancia del sistema, en cambio DIC 3D no añade ninguna masa lo que supone una ventaja adicional.

Tabla 2: *Formas de los modos propios de vibración de la viga*

Modo	DIC 3D	Simulación numérica	EasyMod
1			
2			
3			

En cuanto a la forma de los modos propios mostrada en la tabla 2, se han obtenido las tres primeras de la viga por cada una de las técnicas experimentales, y también numéricamente en el software de elementos finitos, y ha quedado demostrado que las formas de los modos a flexión son prácticamente idénticas según *EasyMod*, la técnica DIC 3D y la simulación numérica. No obstante, se observa que, debido a que el ensayo mediante acelerómetros se realizó de manera discreta midiendo en 9 puntos, la forma del modo es más segmentada que en el resto de técnicas.

7. Conclusiones

Realizando un análisis de todo lo que ha constituido el trabajo resumido en este artículo, puede afirmarse que se ha conseguido cumplir los objetivos marcados al principio del mismo. Los resultados obtenidos permiten validar las dos técnicas experimentales ensayadas, tanto el análisis modal tradicional mediante martillo instrumentado y acelerómetro y posterior procesado de datos con el software de EasyMod, como la novedosa técnica de correlación digital de imágenes DIC 3D empleando cámaras de alta velocidad.

Se puede observar que la técnica de correlación Digital de Imágenes es una herramienta extremadamente potente para la medida de las formas de los modos propios de vibración y permite tener más información que otras técnicas tradicionales puntuales como el empleo de acelerómetros.

Adicionalmente, esta técnica ha sido empleada para ajustar un modelo de elementos finitos tras observar que la rigidez de los apoyos no era tan idealizada como se esperaba por lo que es una técnica que permite una realimentación al modelado numérico.

La medida de las frecuencias y formas modales de un elemento mediante DIC 3D sugiere una herramienta muy potente para verificar las cualidades del modelado especialmente en sistemas complejos como podrían ser los que intervengan materiales compuestos.

8. Bibliografía

[1] S.S. Rao. Mechanical Vibrations. 5th edition. Prentice Hall, Pearson Education, 2010.

[2] M.N. Helfrick, C. Niezrecki, P. Avitabile, T. Schmidt. 3D digital image correlation methods for full-field vibration measurement. Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 25, 3, 917-927 (2011).

[3] J. Baqersad, J. Carr, T. Lundstrom, C. Niezrecki, P. Avitabile, M. Slattery. Dynamic characteristics of a wind turbine using 3D digital image correlation. Proc. SPIE 8348, Health Monitoring of Structural and Biological Systems 2012, 83482I (2012).

[4] Ngoc San Ha, Tailie Jin, Nam Seo Goo. Modal analysis of an artificial wing mimicking an Allomyrina dichotoma beetle's hind wing for flapping-wing micro air vehicles by noncontact measurement techniques. Optics and Lasers in Engineering. Volume 51, Issue 5 (2013).

[5] Michel Grédiac. The use of full-field measurement methods in composite material characterization: interest and limitations. Composites: Applied Science and Manufacturing. Volume 35, Issues 7–8 (2004).

[6] B. Pan, K. Qian, H. Xie, A. Asundi. Two dimensional digital image correlation for in plane displacement and strain measurement. A review, Measurement Science and Technology, 20, 2009

[7] M. A. Sutton, J.J. Orteu, H.W. Schreier. Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements, Springer, 2009.

[8] David A.Ehrhardt, Matthew S.Allen, Shifei Yang, Timothy J. Beberniss, Full-field linear and non linear measurements using Continuous-Scan Laser Doppler Vibrometry and high speed Three-Dimensional Digital Image Correlation. Mechanical Systems and Signal Processing. 2016 (in press).

Caracterización geométrica del daño producido por impacto en diferentes probetas mediante la técnica de Correlación Digital de Imágenes

D. Teruel Ruano[1], E. López Alba[2], A.J. Molina Viedma[3], F.A. Díaz Garrido[4]

[1] Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. dtr00003@red.ujaen.es

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. elalba@ujaen.es

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. ajmolina@ujaen.es

[4]Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. fdiaz@ujaen.es

El estudio experimental y caracterización del daño producido por un impacto sobre estructuras, se ha llevado a cabo en las últimas décadas, mediante técnicas no destructivas, para la evaluación cualitativa del daño producido. Para una detallada evaluación macroscópica del daño, en este trabajo se empleará la técnica de Correlación Digital de Imágenes (DIC). Para lo cual, se ha desarrollado una metodología que permite la evaluación cuantitativa de la geometría del daño provocado por la carga dinámica. Así pues, se puede obtener magnitudes tales como el volumen dañado, profundidad y área dañada. El estudio consiste en el análisis del daño provocado en placas de distintos espesores. Para ello se realizaron impactos de distintas energías usando tres geometrías diferentes de impactadores: cónico, semiesférico y bala. El análisis post impacto permite inspeccionar las probetas mediante DIC con la que se obtienen una digitalización de la superficie dañada de las probetas. Mediante el post procesado con la metodología propuesta, se obtienen los parámetros geométricos del daño. Los resultados ponen de manifiesto la importancia de la cuantificación del área y volumen dañado como parámetros fundamentales para la relación con la energía de impacto y por lo tanto garantizar la estabilidad estructural de la pieza.

1. Introducción

La colisión o impacto entre dos materiales es un fenómeno que requiere un profundo estudio debido a la repercusión directa que tiene sobre la estabilidad y la integridad estructural de una determinada pieza. Las consecuencias de un impacto están en directa relación con la energía a la que se produce, por lo que los impactos se clasifican según la velocidad a la que se ha producido éste [1,2].

Entre las novedosas técnicas experimentales que se están empleando para la caracterización geométrica del daño producido en el impacto, se encuentra la técnica de Correlación Digital de Imágenes (DIC) que fue desarrollada durante la década de los 80 [3,4]. En la actualidad, la aplicación de este método es muy común y es ampliamente aceptado como una potente herramienta en el campo de la mecánica de sólidos experimentales, tanto para la medición de desplazamientos como de deformaciones en superficies sólidas. Se trata de una técnica óptica no invasiva de campo completo que mediante el análisis de imágenes digitales del objeto sometido a ensayo permite obtener el campo completo de desplazamientos. Presenta, además, una versión 3D y otra 2D cuya aplicación depende de si se presenta o no una componente de desplazamiento fuera de plano, respectivamente.

En este estudio se pone en práctica una metodología experimental para el análisis de impacto de placas planas de aluminio empleando la técnica DIC en su versión 3D. Para ello, múltiples placas de distinto espesor fueron ensayadas empleando distintas tipologías de impactadores. De este modo, se busca establecer la influencia de estos factores en parámetros geométricos tridimensionales de la región impactada como son el área y el volumen dañados.

2. Fundamentos teóricos

Para la aplicación de esta técnica es necesario tomar diversas imágenes de la muestra durante la realización del ensayo. Comparando las imágenes adquiridas con respecto a la imagen de referencia (sin aplicación de carga), el software de correlación de imágenes, mediante la aplicación de los algoritmos, obtiene los campos de desplazamiento en la superficie de la muestra y a partir de ellos se pueden obtener los campos de deformaciones

por derivación. Todo ello se lleva a cabo evaluando el cambio de posición de numerosos grupos de píxeles en base a la escala de grises de la imagen de la muestra antes y después de ser deformada. Así, para que el programa pueda distinguir entre los diferentes puntos de la muestra es necesario que su superficie tenga un patrón irregular, bien presente en la propia textura del material o generado artificialmente.

Respecto a la aplicación de Correlación Digital de Imágenes, para el proceso de búsqueda en la imagen deformada, se establece un área de análisis sobre la que se hará la correlación. Para establecer los desplazamientos de un punto P cualquiera de la imagen, una faceta cuadrada de dimensiones (2M+1) x (2M+1) píxeles centrada en el punto P de la imagen de referencia es elegida y usada para buscar su correspondiente localización en la imagen deformada. Para evaluar cada una de las facetas de la imagen de referencia y la de la imagen deformada, un criterio de correlación debe ser establecido anteriormente. Es razonable asumir que la forma de la faceta de referencia cambia en la imagen deformada. Sin embargo, y basado en la hipótesis de continuidad en la deformación de un objeto sólido, un conjunto de puntos vecinos permanecen como vecinos después de la deformación.

El moteado aleatorio en de la probeta tiene un carácter fundamental (ver figura 1), ya que para cada una de las facetas en los que se encuentre dividida la imagen digital (estado 1), se dispondrá de un único nivel de gris $F_i(x,y)$, donde 'x' e 'y' son las coordenadas del centro de cada faceta.

$$F_i(x,y) = \frac{\sum f(i,j)}{N} \tag{1}$$

Donde:

$f(i,j)$ → Nivel de intensidad de cada píxel contenido en la faceta, cuyo valor puede oscilar entre 0 y 255.

N → Número total de píxeles contenidos en faceta.

El valor de cada $F_i(x,y)$ será comparado con los otros niveles de gris obtenidos en la segunda imagen $G(x,y)$. Asumiendo que la distribución de niveles de intensidad no varía tras la deformación, aquella que se asemeje más, será su correspondiente faceta en el estado 2.

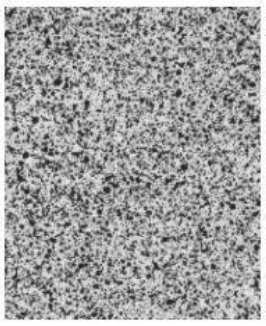


Figura 1: Moteado de la probeta.

El criterio de correlación utilizado para la evaluación del presente trabajo es 'zero normalized sum of square diference, (ZNSSD)' [5]. Donde la ecuación (2) establece el criterio de correlación empleado para la detección de cada una de las facetas de píxeles en las que se ha dividido la superficie.

$$C_{ZNSSD} = \sum_{i=-M}^{M}\sum_{j=-M}^{M}\left[\frac{f(x_i,y_j)-f_m}{\Delta f} - \frac{g(x_i',y_j')-g_m}{\Delta g}\right]^2 \tag{2}$$

Los términos $f(x_i, y_j)$ y $g(x_i, y_j)$ son los valores del tono de gris en el pixel x_i, y_i, correspondientes a la imagen inicial y deformada. Los términos restantes de la ecuación 2 se expresan en las ecuaciones (3, 4, 5, 6).

$$f_m = \frac{1}{(2M+1)^2}\sum_{i=-M}^{M}\sum_{j=-M}^{M} f(x_i,y_j) \tag{3}$$

$$g_m = \frac{1}{(2M+1)^2}\sum_{i=-M}^{M}\sum_{j=-M}^{M} g(x_i',y_j') \tag{4}$$

$$\Delta f = \sqrt{\sum_{i=-M}^{M}\sum_{j=-M}^{M}\left[f(x_i,y_j)-f_m\right]^2} \tag{5}$$

$$\Delta g = \sqrt{\sum_{i=-M}^{M}\sum_{j=-M}^{M}\left[g(x_i',y_j')-g_m\right]^2} \tag{6}$$

Para la evaluación de los datos obtenidos mediante DIC, se ha empleado una serie de algoritmos basados en las Curvas de Bézier [6], en los que para la eliminación de los datos pertenecientes a la zona dañada por el impacto, se origina un vacío en dicha zona. De esta forma, mediante una función polinómica, se ajusta la nube de puntos anterior que permitirá la reconstrucción de la probeta impactada en su forma original.

Posteriormente, la nube de puntos reconstruida, servirá para cuantificar el daño del impacto, para ello, mediante un algoritmo se aplica la 'Triangulación de Delaunay' [7].

3. Metodología experimental

Para la realización de los impactos se empleó la máquina de impacto por gravedad que se muestra en la figura 2. Se utilizaron tres impactadores diferentes en función de su forma: cónica, semiesférica y bala. Las probetas de ensayo consistieron en placas planas de aluminio con dimensiones 150x150 mm y distintos espesores: 2, 3, 4, 5 y 6 mm.



Figura 2: Banco de ensayos.

Se estableció un plan de ensayos atendiendo a los distintos impactadores y al espesor de la probeta, abarcando en total un rango de energía de impacto de 1-40J para los impactadores bala y semiesfera, y 1-50J para el impactador cónico.

Para la adquisición de datos de fuerza ejercida por el impactador, se dispuso una mesa de trabajo compuesta de un amplificador de carga que capturaba la señal emitida por la célula de carga acoplada al impactador, una tarjeta de adquisición de datos y un ordenador en el que se procesó toda la información obtenida, dando como resultado las gráficas Fuerza vs Tiempo durante el impacto. La figura 3 muestra una de estas gráficas para el ensayo de impacto a 30 J correspondiente al impactador cónico sobre una placa de 5 mm de espesor.

Posteriormente al impacto de las probetas, se llevó a cabo la aplicación de la técnica DIC para el estudio y análisis del daño provocado. Para ello fue necesario establecer previamente el moteado en todas las probetas. El setup elaborado para el uso de DIC se muestra en la figura 4, en la cual se destacan sus componentes principales. Como se puede observar, las probetas eran colocadas en un soporte frente al que se situaba el sistema estereoscópico de cámaras que tomaban las imágenes. De esta manera, tomando una imagen de la placa antes del ensayo que servía de referencia del estado indeformado, sobre la imagen tomada después del ensayo pudo establecerse el campo de desplazamientos adquirido por la placa.

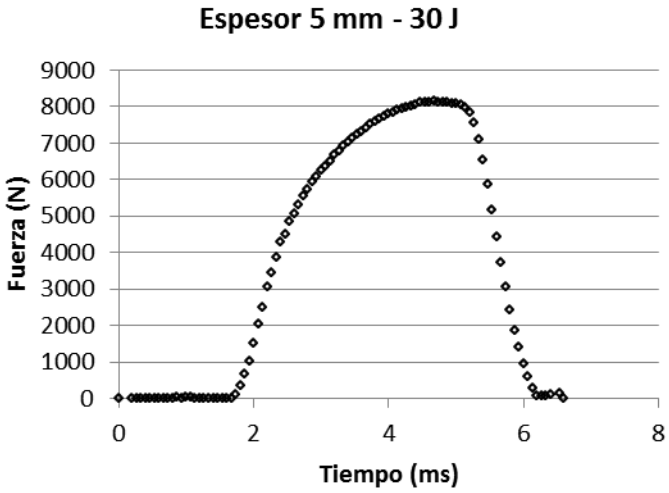


Figura 3: Gráfica Fuerza vs Tiempo, para un impactador cónico sobre una probeta de espesor 5 mm y una energía de impacto de 30 J.

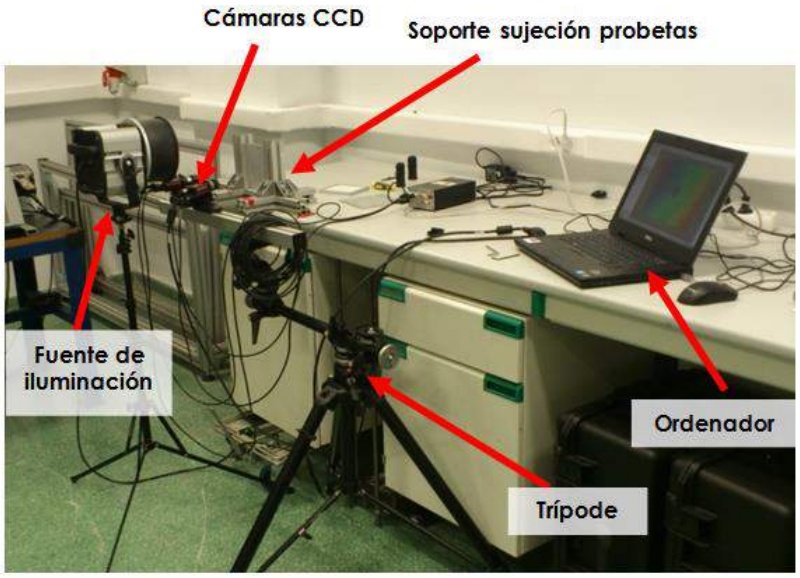


Figura 4: Setup de DIC.

En este setup se emplearon dos cámaras Stingray F-504B/C, mejorando la calidad de las capturas de imágenes mediante una fuente de luz artificial halógena de 150 W de potencia. Para la digitalización de las placas se empleó el software comercial VIC 3D. Tras la digitalización de las probetas se exportó la información obtenida a una GUI de Matlab, ideada para la caracterización del daño.

4. Resultados experimentales

Los resultados obtenidos mediante la interfaz gráfica se reúnen en tres gráficas diferentes que relacionan los parámetros que definen la geometría del impacto, como son el área, el volumen y la profundidad, con la energía de impacto. Debido al elevado número de gráficas que se obtuvieron de los múltiples ensayos, en este punto se muestran como ejemplo las correspondientes a una probeta de 3 mm de espesor, recogidas en las figuras 5, 6 y 7.

De la figura 5 se deduce que el impactador que provoca un mayor daño en lo referido al área es el semiesférico, siendo el que menos daño ejerce en cuanto al área el cónico, como era de suponer debido a su geometría aguda. Se aprecia, también, que el aumento de la energía de impacto conlleva el aumento del área dañada.

En la figura 6, se aprecia de nuevo como el impactador que provoca un mayor daño es el semiesférico, ahora referido al volumen generado. Se puede ver con facilidad para los tres impactadores la relación directa entre la energía de impacto y el volumen dañado.

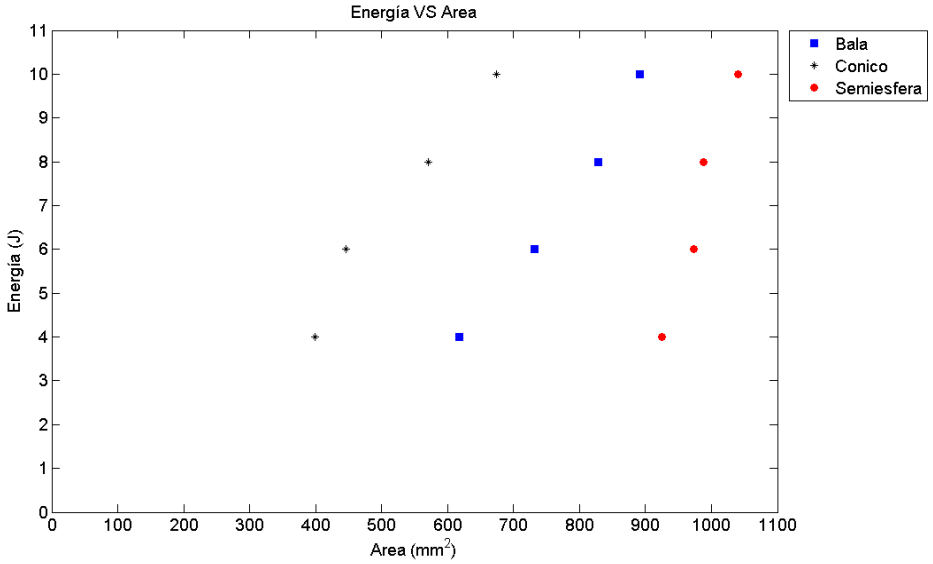


Figura 5: Energía de impacto vs Área dañada para una probeta de espesor de 3 mm.

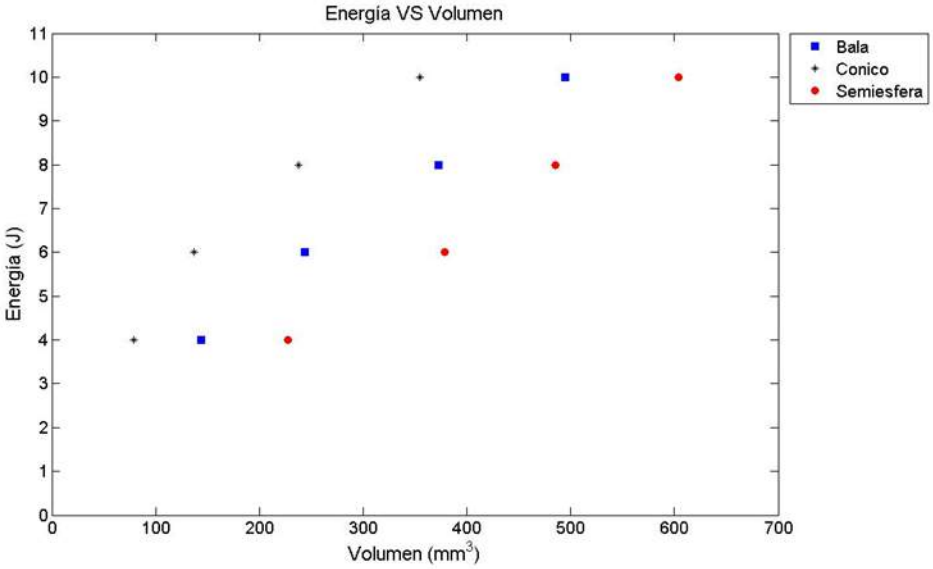


Figura 6: Energía de impacto vs Volumen dañado para una probeta de espesor 3 mm.

Por su parte, en la figura 7 se aprecia como el cónico es el que provoca un efecto más desfavorable, seguido por el impactador tipo bala y el semiesférico en este orden.

Las tendencias que se observan en las figuras 5, 6 y 7 se repiten para todos los impactos realizados en los restantes espesores, siendo el impactador semiesfera el que más daño provoca en cuanto a área y volumen dañado y el impactador cónico el que produce una mayor penetración.

Por otra parte, se llevó a cabo un análisis en el que se cuantificó el incremento de volumen y área para los distintos impactadores respecto a una energía de referencia. Con ello, se pretendía evidenciar que la cuantificación del volumen en un impacto es un parámetro a tener en cuenta a la hora de garantizar la estabilidad del material bajo este tipo de solicitaciones.

En las figuras 8 y 9 se muestran los resultados de este análisis para una probeta de espesor de 3 mm tomando una energía de referencia de 4 J en cuanto al incremento de área y volumen, respectivamente. Se aprecia en ambas, cómo el efecto del impactador cónico tiene una tendencia más acentuada que el resto de impactadores a incrementar el daño producido, tanto en área como en volumen, con el aumento de la energía de impacto.

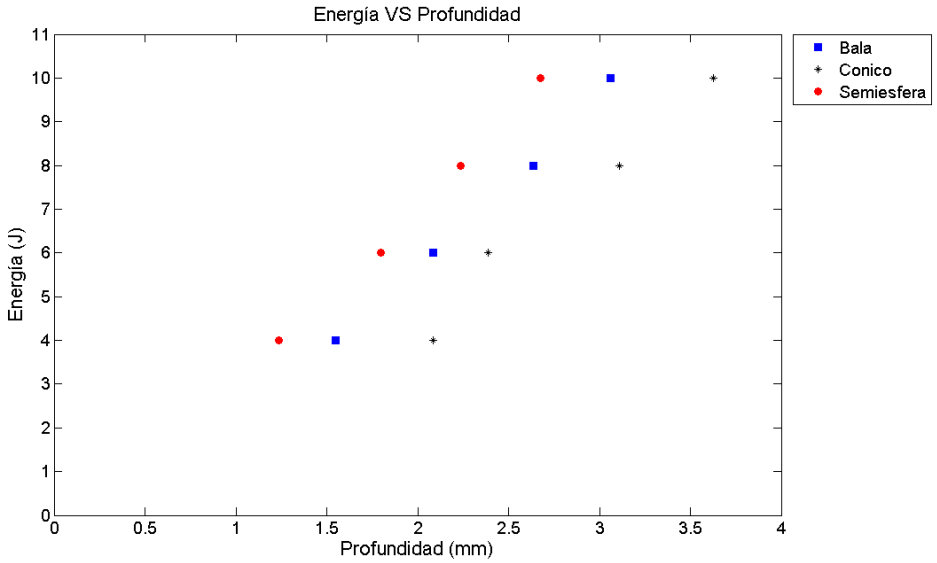


Figura 7: Energía de impacto vs Profundidad para una probeta de espesor 3 mm.

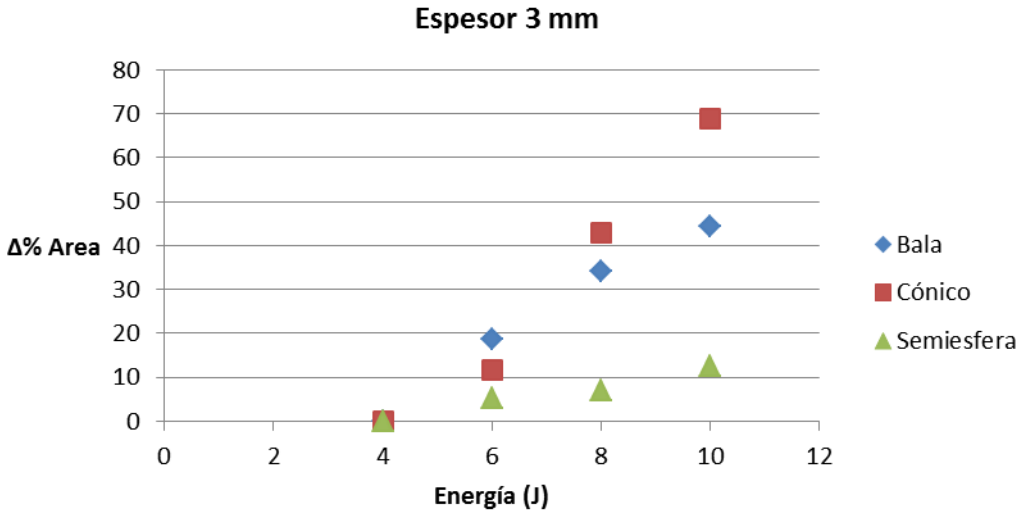


Figura 8: Incremento de área vs Energía para una probeta de espesor 3 mm.

Con los resultados correspondientes al resto de probetas se observaron las siguientes tendencias:

- Para probetas de espesores 2, 3, 4, 5 y 6 mm, el impactador cónico es el que proporciona un mayor incremento de su área conforme se aumenta la energía de impacto. Por el contrario, el semiesférico es el que menos incremento ocasiona.
- Respecto al incremento de volumen, para los espesores 2, 3 y 4, el impactador cónico será el que produzca un mayor aumento y el semiesférico el que menos. Sin embargo, para la probeta de 5 mm, es prácticamente muy similar el incremento en los tres impactadores y para la probeta de 6 mm es el semiesférico el que origina un mayor incremento.
- El impactador cónico, ocasiona un mayor incremento de volumen que de área en todos los espesores a excepción de los espesores 5 y 6 mm, donde el incremento de área es mayor.
- En cuanto al impactador semiesférico, al igual que el de la bala, el incremento de volumen es mucho mayor que el incremento de área, independientemente del espesor de la probeta.

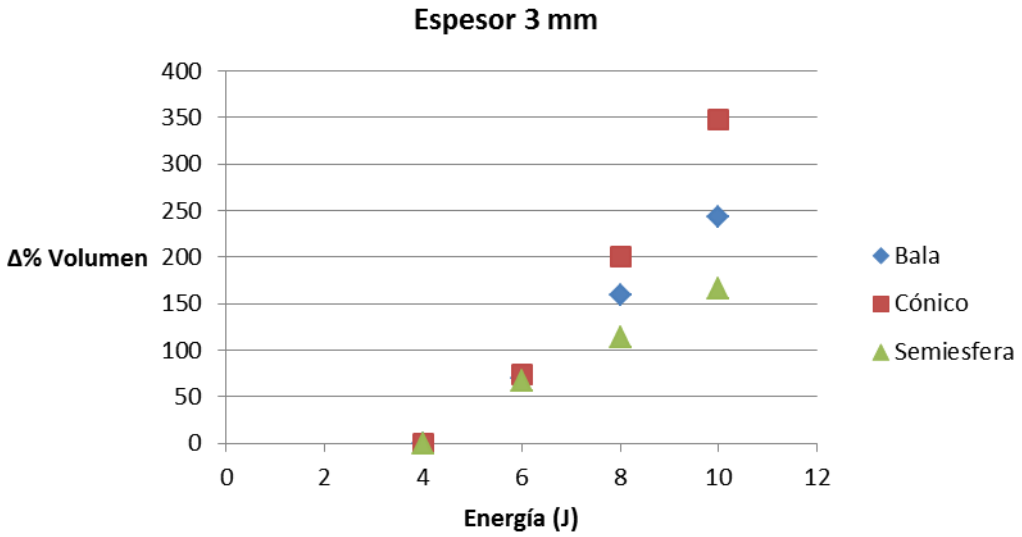


Figura 9: Incremento de volumen vs Energía para una probeta de espesor 3 mm.

5. Conclusiones

En este estudio se ha puesto en práctica la técnica DIC 3D para llevar a cabo un análisis tridimensional de la zona impactada producida en placas sometidas a impactos de distintas características. Todo ello ha permitido enfatizar y poner en valor parámetros de la geometría generada en el impacto como son el volumen y el área dañados.

En base a los resultados obtenidos, se puede concluir que el parámetro cuantitativo asociado al volumen dañado es un dato muy importante a considerar cuando se desee cuantificar el daño, ya que su incremento ante distintas energías de impacto es incluso mayor que el incremento de área dañada. Por otra parte, queda demostrado que para una menor rigidez del material el efecto del impacto llevará consigo un volumen y área dañados mayores.

Finalmente, del análisis de influencia de la tipología de impactador sobre estos parámetros se concluye que, aunque el impactador que provoca un mayor daño en el área y volumen es el semiesférico, a la hora de evaluar el incremento de estas magnitudes con respecto a una energía de impacto de referencia, es el impactador cónico el que produce un mayor incremento.

6. Referencias

[1] S. Abrate. Impact on composite structures, Cambridge: Cambridge University Press, (1998). ISBN: 9780521018326

[2] P.O. Sjoblom, J.T. Hartness, T.M. Cordell. On low-velocity impact testing of composite materials, Journal of Composite Materials, 22, (1988), 30-52.

[3] W.H. Peters, W.F. Ranson. Digital imaging techniques in experimental stress analysis, Optical Engineering, 21, (1982), 213427.

[4] T.C. Chu, W.F. Ranson, M.A. Sutton, W.H. Peters. Applications of digital image correlation technique to experimental mechanics, Experimental Mechanics, 25, (1985), 232–244.

[5] B. Pan, K. Qian, H. Xie, A. Asundi. Two dimensional digital image correlation for in plane displacement and strain measurement: A review, Measurement Science and Technology, 20, (2009), 062001.

[6] E. López, R. López, R. Dorado, F.A. Díaz. Caracterización geométrica de daños superficiales empleando técnicas ópticas de campo completo, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, 17, (2013), 111-120.

[7] D.T. Lee, B. Schachter. Two Algorithms for Constructing Delaunay Triangulations, International Journal of Computer Information Sciences, 10, (1980), 219-242.

Optimización de actuadores termo-mecánicos con polímeros termoestables con memoria de forma

D. Santiago Abraira[1], F. Ferrando Piera[2], S. De la Flor López[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Rovira i Virgili. davidmanuel.santiago@urv.cat*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Rovira i Virgili. f.ferrando@urv.cat*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Rovira i Virgili. silvia.delaflor@urv.net*

Los Polímeros con Memoria de Forma (SMP) son materiales inteligentes capaces de cambiar de forma al aplicarles un estímulo externo. Mediante un procesado termo-mecánico denominado "programación" se les puede imponer una forma temporal que permanecerá fija hasta la aplicación de dicho estímulo. Una vez fijada esta forma, puede permanecer inalterable hasta que no se procede al proceso de recuperación. Esta recuperación puede ser realizada en condiciones libres o en condiciones restringidas donde, o se impide la recuperación de la forma una vez una vez fijada la forma temporal (generando tensiones de recuperación) o bien se permite la recuperación de la forma pero fijando una tensión en el proceso de recuperación (y generando trabajo mecánico). Para llevar a cabo el estudio de la recuperación de memoria de forma bajo condiciones de restricción, se han sintetizado una serie de polímeros a partir de un diglicidil-éter de bisfenol A como base epoxi y una polieteramina y una polietilenimina hiperramificada comercial como agentes reticulantes. En función del contenido de polímero hiperramificado podemos ajustar adecuadamente las propiedades térmicas y mecánicas. Las condiciones de ensayo fueron realizadas con diferentes niveles de tensión máxima aplicada y condiciones totalmente restringidas para poder analizar cómo afecta la tensión máxima impuesta en la generación de tensión de recuperación. En los experimentos destinados a valorar el trabajo mecánico realizado, se analizaron diferentes niveles de tensión parcial de restricción. Los resultados obtenidos permiten optimizar el contenido del polímero hiperramificado con el fin de maximizar el comportamiento como actuador termo-mecánico.

1. Introducción

Los polímeros con memoria de forma (SMPs) son materiales capaces de modificar una forma inicial de diseño pre-programada cuando se les aplica un determinado estímulo externo [1]. Este fenómeno se denomina Efecto Memoria de Forma (SME) y suele ser inducido térmicamente, pese que a que también es posible inducirlo por corriente eléctrica, luz o campos magnéticos si el polímero es adecuadamente procesado [2–4]. Este SME también es comúnmente conocido en aleaciones metálicas (aleaciones con memoria de forma o SMA), pero los SMP presentan ciertas ventajas como, por ejemplo, una menor densidad, mucha más facilidad de conformación, extremadamente mayores deformaciones recuperables y un gran y sencillo ajuste de las temperaturas de transición o activación. Por el contrario, las tensiones de trabajo que suelen contemplar son mucho más bajas que las posibles para las SMA. Los principales campos de aplicación de los SMP son básicamente aplicaciones biomédicas, como suturas quirúrgicas o intervenciones mínimamente invasivas, pero también está encontrando un campo activo de aplicación en micro-electrónica y en el ámbito aero-espacial [5–7].

De entre los varios tipos de SMPs, los polímeros termoestables con memoria de forma han suscitado un gran interés en los últimos años debido a sus excelentes propiedades de memoria de forma. Entre ellos, los SMPs de tipo epoxi y de tipo acrilato son los más comunes. Las resinas epoxi han sido utilizadas en numerosas aplicaciones (recubrimientos, adhesivos o matriz para composites) debido a sus buenas propiedades mecánicas y su resistencia química y térmica [8]. Sin embargo su comportamiento frágil y su baja elongación a rotura (debido a su estructura altamente reticulada) limitan en gran medida su uso como SMPs. El método más utilizado para que los polímeros termoestables presenten propiedades de memoria de forma consiste en añadir segmentos gomosos que aumenten la movilidad de la estructura [9, 10]. Sin embargo, este método acostumbra a llevar asociado unos valores de tensión a rotura demasiados bajos para aplicaciones con altas solicitaciones mecánicas.

Recientemente nuestro grupo de investigación ha publicado el uso de polímeros hiperramificados como modificantes de polímeros con memoria de forma basados en resinas epoxi [11, 12]. Los resultados mostraron tensiones de rotura de hasta 15 MPa y deformaciones entorno a un 60% a alta temperatura y ratios de fijación y recuperación de hasta 97% y 98% respectivamente. De acuerdo con estos valores, los SMPs de tipo epoxi

modificados con polímeros hiperramificado son buenos candidatos para aplicaciones que requieran altas prestaciones mecánicas y de memoria de forma. Sin embargo, en este tipo de aplicaciones es posible que el efecto de memoria de forma no pueda ser llevado en condiciones libres, es decir, que haya de ser llevado a cabo bajo condiciones total o parcialmente impedidas (ver Figura 1). En este sentido, el objetivo de este trabajo consiste en analizar el comportamiento termo-mecánico de una serie de polímeros con memoria de forma modificados con un polímero hiperramificado previamente caracterizados sometidos a recuperaciones de forma restringidas con el fin de determinar su uso potencial como actuadores termo-mecánicos.

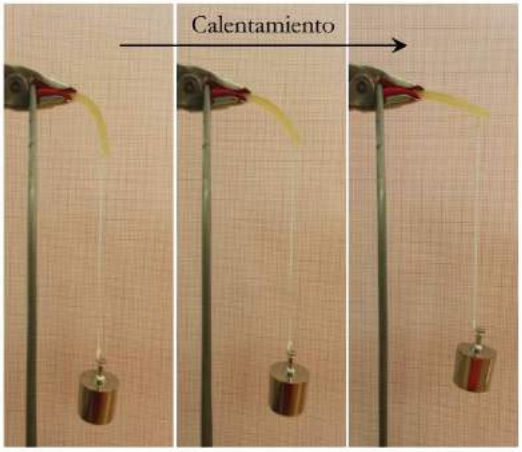


Figura 1: Secuencia fotográfica del efecto de memoria de forma bajo condiciones de restricción en la que se genera un trabajo mecánico.

2. Materiales y métodos

2.1. Materiales

Se ha utilizado una resina epoxi de tipo DGEBA (diglicidil éter de bisfenol A) como resina epoxi base (Araldyte GY 240, Huntsman) (Figura 2a) y dos tipos de agentes reticulantes: una poli(etilenimina) hiperramificada comercial (Lupasol® FG, BASF) de 800 g/mol (Figura 2b) y una polieter diamina comercial de 430 g/mol (Jeffamine® D-400, Huntsman) (Figura 2c). En la Tabla 1 aparecen las formulaciones utilizadas para este estudio. El contenido de cada reactivo fue seleccionado para obtener una estructura molecular formada por redes estequeométricas de DGEBA-Jeffamine® D-400 y de DGEBA-Lupasol® (indicadas por los números X e Y en la nomenclatura de las formulaciones: X-Y-FG). En este estudio tan solo se utilizaron tres de las formulaciones previamente estudias [11]: la de menor contenido en polímero hiperramificado (90-10-FG), la de mayor contenido en polímero hiperramificado (30-70-FG) y una formulación intermedia (60-40-FG).

Tabla 1: Tabla 1: Formulaciones utilizadas para este estudio y contenido de cada reactivo.

Formulación	wt.% DGEBA	wt.% Jeffamine® D-400	wt.% Lupasol® FG	Densidad de reticulación, ν_c (mol/g)
90-10-FG	63,5	34,8	1,7	0,001915
60-40-FG	70,2	23,2	6,6	0,002551
30-70-FG	76,8	11,6	11,6	0,003187

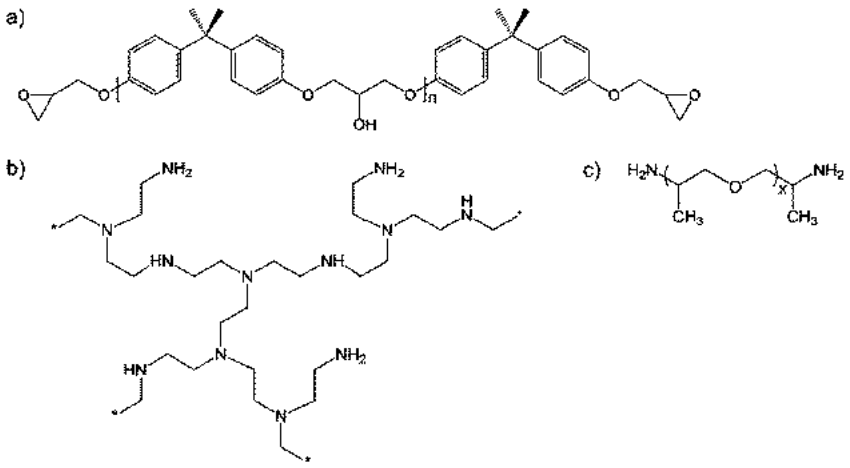


Figura 2: a) estructura química de la resina epoxi DGEBA; b) estrucutra química de la polietilenimina hiperramificada Lupasol® FG; c) estructura química de la polieter diamina Jeffamine® D-400.

2.2. Caracterización de propiedades termo-mecánicas

Las propiedades termo-mecánicas fueron evaluadas utilizando un analizador dinamo-mecánico DMA Q800 (TA Instruments) equipado con mordazas de flexión en tres puntos. Se utilizaron probetas de dimensiones 30 mm x 5,5 mm x 2,5 mm, una frecuencia de ensayo de 1 Hz, una deformación de 0,1 % y una velocidad de calentamiento de 3 ºC/min. Mediante los datos obtenidos en estos ensayos se determinó la temperatura de transición vítrea T_g, y los módulos de almacenamiento E' en estado vítreo (E'_g) y en estado gomoso (E'_r). También se determinó la temperatura $T_g^{E'}$, que corresponde al inicio de la transición vítrea. De acuerdo con Yakacki *et al.* [13] y con Feldkamp y Rousseau [14], los polímeros termoestables presentan un pico de deformación cuando son deformados a esta temperatura.

2.3. Caracterizacion de propiedades de memoria de forma

Las propiedades de memoria de forma fueron analizadas usando un analizador dinamo-mecánico DMA Q800 (TA Instruments) equipado con mordazas de tensión y probetas de dimensiones 20 mm x 2 mm x 0,5 mm. El proceso termomecánico de programación consiste en 4 pasos y se puede llevar a cabo en condiciones libres (ver Figura 3a) o en condiciones restringidas (ver Figura 3, recorrido 1-4a). La programación en condiciones libres se lleva a cabo calentando la muestra hasta una determinada temperatura de programación T_{prog} y deformándola hasta un valor de tensión máxima σ_m. La deformación de la probeta en este punto es ε_m. El siguiente paso consiste en enfriar la muestra hasta una temperatura baja T_{low} (inferior a la temperatura de transición del SMP) para fijar la forma temporal. A continuación se descarga la tensión máxima aplicada y la deformación en este punto es ε_u. Finalmente, el efecto de memoria de forma se lleva a cabo calentando la probeta hasta una temperatura de recuperación $T_{recovery}$ lo que induce a la recuperación de la forma original del SMP.

En la programación bajo condiciones totalmente restringidas (ver Figura 3a, recorrido 1-4b), la deformación obtenida después de la descarga de la tensión (ε_u) se mantiene fija. De este modo, cuando el SMP se calienta hasta $T_{recovery}$ genera una tensión de recuperación σ_{rec} en lugar de recuperar su forma original. Para esta clase de experimentos se utilizaron cinco valores de tensión máxima (2, 4, 6, 8 y 10 MPa) para analizar el efecto de la tensión máxima en la generación de tensión de recuperación.

En la programación bajo condiciones parcialmente restringidas (ver Figura 3b, recorrido 1-4b), la tensión no se descarga hasta $\sigma = 0$ si no que se descarga hasta un determinado valor de tensión de restricción σ_{const}. Bajo estas condiciones, el polímero genera trabajo mecánico ya que recupera una cierta cantidad de deformación en contra de una tensión externa cuando se calienta hasta $T_{recovery}$. El trabajo desarollado durante este proceso fue calculado de acuerdo a la ecuación siguiente:

$$\left({}^{kJ}/_{m^3}\right) = \sigma_{const} \times \left(\varepsilon_u{}' - \varepsilon_p{}'\right) \tag{1}$$

En este tipo de experimentos, la tensión máxima aplicada fue un 75% de la tensión de rotura de cada formulación y se utilizaron seis valores distintos de restricción: 0, 20, 40, 60, 80 y 100% de la tensión máxima aplicada durante el proceso de deformación.

La temperatura de programación T_{prog} escogida para ambos tipos de ensayo fue la de inicio de la transición vítrea $T_g^{E'}$, la temperatura de fijación T_{low} fue la temperatura ambiente (~25 ºC), la velocidad de calentamiento fue 3 ºC/min y la velocidad de deformación fue 1 MPa/min.

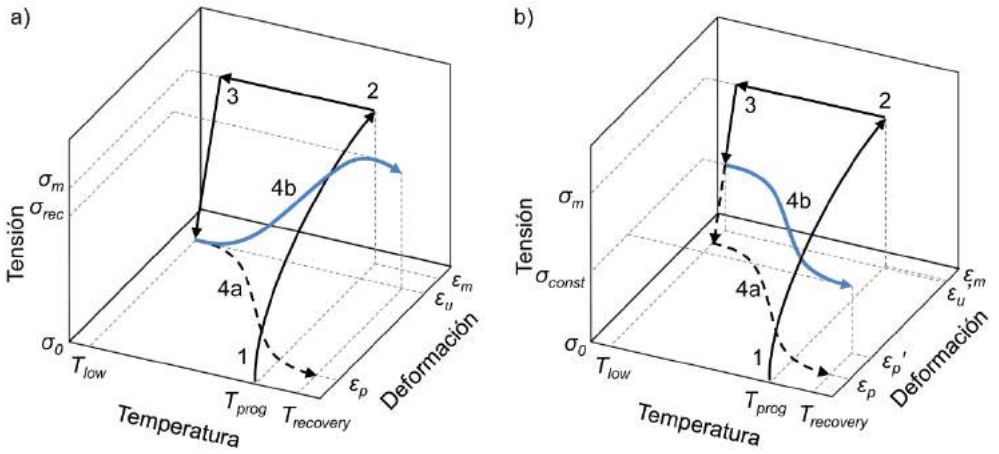


Figura 3: a) representación esquemática del ciclo de memoria de forma con recuperación libre (camino 1-4a) y con recuperación totalmente restringida (camino 1-4b); b) representación esquemática del ciclo de memoria de forma con recuperación libre (camino 1-4a) y con recuperación parcialmente restringuida (camino 1-4b).

3. Resultados y discusión

3.1. Propiedades termo-mecánicas

En la Tabla 2 aparecen listadas las propiedades termo-mecánicas de las tres formulaciones. Al aumentar el contenido de polímero hiperramificado aumenta la densidad de reticulación de los materiales (debido a la mayor cantidad de grupos reactivos y a la presencia de puntos de ramificación internos) lo que conlleva una disminución de la movilidad molecular y por lo tanto un aumento de la temperatura de transición vítrea (de 60 ºC en la formulación 90-10-FG a 117 ºC en la formulación 30-70-FG). La estructura dispersa del polímero hiperramificado también genera materiales más heterogéneos (es decir, más "desordenados"). Este hecho se puede observar en el descenso del pico de la curva de tan δ y en el aumento de la anchura de la transición vítrea (FWHM). La curva de tan δ se puede relacionar con la estructura interna de los materiales. La altura del pico de tan δ es indicativo del carácter viscoso del material durante la relajación y la anchura de la curva está relacionada con la energía disipada debido al rozamiento entre cadenas poliméricas durante el proceso de relajación. En general, curvas de tan δ altas y estrechas indican estrucutras más homogéneas con mayor movilidad molecular.

Tabla 2: Propiedades termo-mecánicas obtenidas mediante análisis dinamo-mecánicos.

Formulación	T_g (ºC)	$T_g^{E'}$ (ºC)	Pico de tan δ	FWHM (ºC)	E'_g (MPa)	E'_r (MPa)
90-10-FG	60	50	0,96	15,5	2878	16
60-40-FG	87	71	0,62	21,1	3149	29
30-70-FG	117	98	0,41	24,6	2858	52

3.2. Generación de tensión de recuperación

La Figura 4 muestra la generación de tensión de recuperación σ_{rec} de la formulación 90-10-FG para cada tensión máxima aplicada durante el proceso de programación. Los valores de σ_m fueron escogidos para realizar un estudio comparativo del efecto de σ_m dentro los límites de rotura de cada formulación. Los valores de tensión y deformación a rotura fueron previamente estudiados [10].

La tensión de recuperación σ_{rec} aumenta de forma progresiva a medida que la temperatura aumenta hasta alcanzar un máximo a $T_{\sigma rec}$. En la Tabla 3 aparecen listados los valores máximos de tensión de recuperación obtenidos para cada formulación y para cada tensión máxima σ_m. La tensión de recuperación presenta valores más altos a medida que aumenta la tensión máxima de programación. Esto se debe a que mayores valores de σ_m implican mayores valores de deformación máxima ε_m y por lo tanto mayor energía acumulada durante el proceso de deformación y fijación de la forma temporal. Durante el proceso de recuperación impedida, una mayor energía acumulada se traduce en una generación de tensión de recuperación más elevada. Por lo tanto, cuanto mayor sea el nivel de tensión/deformación aplicado al SMP durante la programación de la forma temporal,

mejores valores de tensión de recuperación serán obtenidos durante el proceso de recuperación totalmente impedida. El valor más alto de σ_{rec} fue de 6,8 MPa, obtenido con la formulación 60-40-FG con σ_m = 10 MPa. Varios trabajos de investigación acerca de la generación de tensión de recuperación se pueden hallar en la literatura, sin embargo en ningún caso han sido reportados valores tan altos como los obtenidos en este estudio. Arrieta *et al.* [15] reportaron valores de tensión de recuperación entorno a 6 MPa con SMPs de tipo acrilato; Ortega *et al.* [16] reportaron valores de 4 MPa con SMPs de tipo metacrilato; Cui *et al.* [17] reportaron valores de 3,7 MPa en polieter uretanos modificados con hasta un 20% de microparticulas de $BaSO_4$.

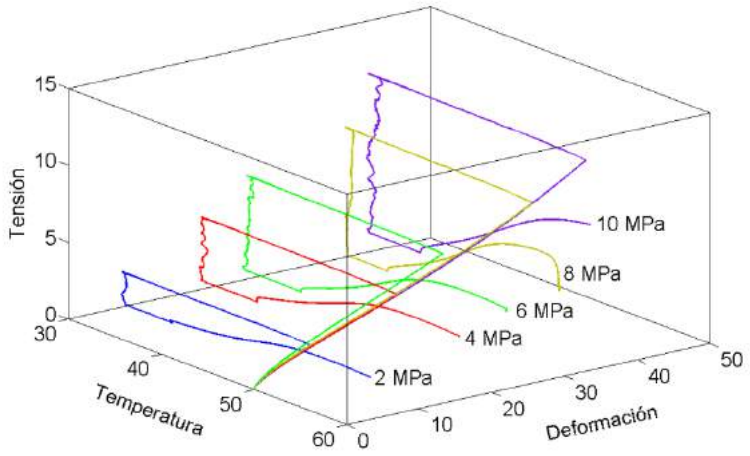


Figura 4: Representación en tres dimensiones del proceso de recuperación totalmente impedida y de generación de tensión de recuperación de la formulación 90-10-FG para cada tensión máxima σ_m.

Tabla 3: Valores de tensión a rotura (σ_b), valores de tensión máxima aplicada durante la programación de la forma temporal (σ_m), valores máximos de tensión de recuperación (σ_{rec}), temperatura de programación (T_{prog}) y temperatura a la que se obtuvo el valor máximo de σrec ($T_{\sigma rec}$).

Formulación	σ_b (MPa)	σ_m (MPa)	σ_{rec} (MPa)	T_{prog} (MPa)	$T_{\sigma rec}$ (ºC)
90-10-FG	12,7	2	1,5	50	52
		4	2,9		
		6	4,1		
		8	5,1		
		10	6,1		
60-70-FG	12,3	2	1,4	71	78
		4	2,8		
		6	4,4		
		8	5,7		
		10	6,8		
30-70-FG	15,4	2	0,7	98	104
		4	2,1		
		6	3,5		
		8	5,0		
		10	6,3		

Con valores bajos de σ_m (2 y 4 MPa) los mejores valores de σ_{rec} fueron obtenidos con la formulación 90-10-FG, sin embargo a medida que σ_m aumenta, las valores de σ_{rec} presentaron mayores valores con las formulación 60-40-FG y 30-70-FG. En general, los artículos de investigación que estudian la generación de tensión de recuperación con polímeros con memoria de forma señalan que la densidad de reticulación (y por lo tanto el módulo de almacenamiento en estado gomoso) es el parámetro más importante a tener en cuenta. Sin embargo, los resultados obtenidos en este estudio señalan que con bajos niveles de carga la alta movilidad molecular (formulación 90-10-FG) tiene un mayor efecto que la densidad de reticulación (formulación 30-70-FG). Con valores elevados de σ_m el efecto de la densidad de reticulación es más importante que la mayor libertad de movimiento de estructuras más homogéneas. Así pues, para aquellas aplicaciones en las que los SMPs hayan de trabajar en condiciones totalmente impedidas se debe alcanzar un compromiso entre densidad de reticulación y homogeneidad molecular para que sean capaces de ejercer suficiente "fuerza" de recuperación y tengan suficiente movilidad molecular.

En la Tabla 3 también aparecen listados los valores medios de las temperaturas en las que se obtuvo el valor máximo de tensión de recuperación $T_{\sigma rec}$ de cada formulación. Como se puede observar, existe una relación casi líneal entre T_{prog} y $T_{\sigma rec}$ siendo el ratio $T_{prog}/T_{\sigma rec}$ de 1,02, 1,09 y 1,06 para las formulaciones 90-10-FG, 60-40-FG y 30-70-FG respectivamente. Los valores de $T_{\sigma rec}$ indican la temperatura a la cual se obtiene la máxima tensión de recuperación, sin embargo la generación de tensión de recuperación empieza a temperaturas mucho más bajas que las temperaturas de transición vítrea de cada formulación (ver Figura 4). Ambos resultados pueden tener implicaciones importantes en el diseño de aplicaciones prácticas.

3.3. Generación de trabajo mecánico

La Figura 5 muestra los experimentos de generación de trabajo mecánico a través de procesos de recuperación de memoria de forma parcialmente impedidos en la formulación 90-10-FG con diferentes niveles de tensión de restricción. Como se puede observar, un mayor nivel de restricción produce una menor recuperación de memoria de forma.

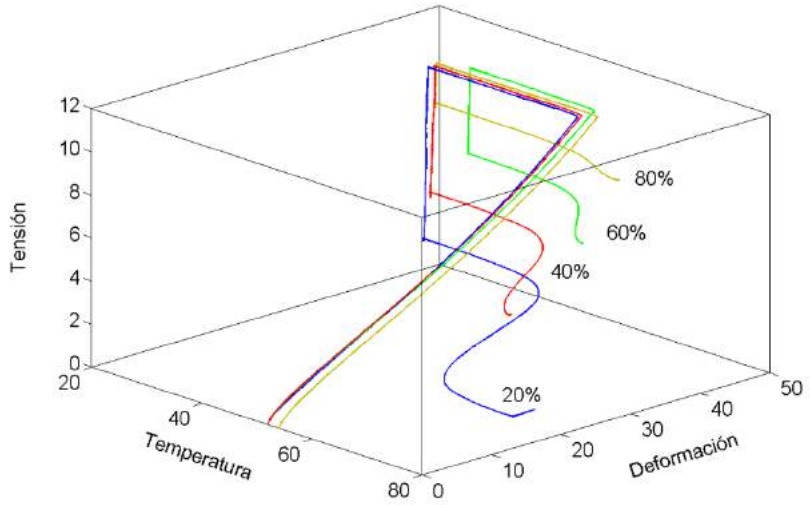


Figura 5: Representación en tres dimensiones del proceso de recuperación totalmente parcialmente impedida y de generación de trabajo mecánico de la formulación 90-10-FG para cada nivel de restricción.

En la Tabla 4 aparecen listados los resultados del proceso de programación bajo condiciones parcialmente restringidas. Con el fin de realizar un estudio comparativo con el mismo nivel de carga, en los experimentos de genereación de trabajo mecánico cada formulación fue deformada aplicando una tensión máxima correspondiente a un 75% de la tensión a rotura.

Nótese que el trabajo mecánico es nulo cuando el nivel de restricción es 0% o 100% ya que en el primer caso no hay tensión de restricción (σ_{const} = 0 MPa) y en el segundo caso no hay recuperación ($\varepsilon_u' - \varepsilon_p' = 0$). El trabajo mecánico realizado aumenta desde 0 kJ/m^3 hasta mostrar un máximo y desciende otra vez hasta 0 kJ/m^3. El máximo de W_a es observado entorno a un 40% de restricción para la formulación 90-10-FG y se desplaza hasta un 20% en la formulación 30-70-FG.

Los valores más elevados fueron obtenidos con la formulación 90-10-FG (785 kJ/m^3). Nunca antes habían sido reportados valores de trabajo mecánico tan altos como los obtenido en este estudio: Lakhera *et al.* [18] reportó valores de 300 kJ/m^3 en SMPs de tipo acrilato programados en compresión; Rapp and Baier [19] reportó valores de 280 kJ/m^3 con un SMP comercial de tipo poliestireno (Veriflex®); Kolesov *et al.* [20] reportó valores de 175 kJ/m^3 en copolímeros de tipo etileno-1-octeno. Dichos valores obtenidos con la formulación 90-10-FG surgen de la combinación de las excelentes propiedades mecánicas y de memoria de forma. Los altos valores de tensión y deformación a rotura (casi 13 MPa y 60%) y de ratio de recuperación de forma (96%) permiten aplicar altas tensiones de restricción y recuperar grandes deformaciones.

El valor absoluto de W_a es mayor en formulaciones con bajo contenido en polímero hiperramificado porque la deformación máxima adquirida al ser deformadas hasta σ_m es mayor y por lo tanto también es mayor la cantidad de deformación recuperada. Así pues es necesario cuantificar la eficiencia del proceso de generación de trabajo mecánico. Para ello se calculó el ratio de trabajo mecánico desarrollado W_a respecto al trabajo necesario para deformar el polímero W_p (W_p (kJ/m^3) = σ_m x ε_m). Los valores de W_a/W_p muestran la misma tendencia que los

valores de W_a: aumentan desde 0% hasta presentar un máximo y descienden hasta 0% otra vez. Los valores más elevados de W_a/W_p fueron obtenidos con la formulación 90-10-FG y éstos descienden a medida que aumenta el contenido en polímero hiperramificado. En el caso de la generación de trabajo mecánico, queda patente que la homogeneidad molecular representa un factor crítico.

Tabla 4: Valores de tensión máxima aplicada durante la programación de la forma temporal (correspondiente a un 75% de σ_b) (σ_m), deformación correspondiente a σ_m (ε_m), nivel de restricción (correspondiente al % de σ_m), trabajo mecánico desarrollado durante el proceso de recuperación de forma parcialmente impedido (W_a), ratio de trabajo desarrollado/trabajo necesario para programar la muestra (W_a/W_p).

Formulación	σ_m (MPa)	ε_m (%)	Restricción (%)	W_a (kJ/m^3)	W_a/W_p (%)
90-10-FG	10	46	0	0	0
			20	640	14,4
			40	785	17,3
			60	601	12,8
			80	256	5,6
			100	0	0
60-40-FG	9	20	0	0	0
			20	202	11,6
			40	238	13,3
			60	98	6,3
			80	23	1,4
			100	0	0
30-70-FG	12	11	0	0	0
			20	163	10,1
			40	108	8,0
			60	18	1,9
			80	0	0
			100	0	0

4. Conclusiones

En este estudio se ha estudiado la generación de tensión de recuperación y de trabajo mecánico en procesos de recuperación de memoria de forma total y parcialmente impedidos en polímeros con memoria de forma sintetizados a partir de resinas epoxi modificadas con un polímero hiperramificado.

La tensión de recuperación obtenida durante el proceso de recuperación de memoria de forma bajo condiciones totalmente impedidas aumentó a medida que se incrementó la tensión aplicada durante la programación de la forma temporal. Se obtuvieron valores de tensión de recuperación cercanos a 7 MPa. Los polímeros con memoria de forma para ser usados como actuadores han de mostrar, por un lado una estructura reticulada que ejercia suficiente fuerza de recuperación, y una estructura suficientemente homogénea que permita su movilidad molecular.

El trabajo mecánico realizado durante los procesos de recuperación parcialmente impedidos mostro un máximo en torno a un 40% de restricción. Se obtuvieron valores de trabajo mecánico excepcionalmente elevados entorno a 780 kJ/m^3 con la formulación 90-10-FG. La homogeneidad y movilidad molecular se revelaron como factores clave en la generación de trabajo mecánico.

De acuerdo con los resultados obtenidos, la morfología molecular de los polímeros con memoria de forma destinados a aplicaciones basadas en actuadores termo-mecánicos ha de ser estudiada en detalle para asegurar altas fuerzas de recuperación y suficiente movilidad molecular. Los polímeros con memoria de forma basados en resinas epoxi modificados con polímeros hiperramificados son materiales prometedores para dichas aplicaciones con los que se pueden obtener altos valores de tensión de recuperación y trabajo mecánico.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen el soporte financiero a MINECO (MAT2014-53706-C03-01, MAT2014-53706-C03-02) and Generalitat de Catalunya (2014-SGR-67) A la Agència de Gestió d'Ajuts Universitaris i de Recerca (AGAUR).

6. Referencias

[1] A. Lendlein, S. Kelch. Shape-Memory Polymers, Angewandte Chemie International Edition, 41, (2002), 2034–2057.

[2] Y. Wang, G. Zhu, X. Cui, T. Liu, Z. Liu, K. Wang. Electroactive shape memory effect of radiation cross-linked SBS/LLDPE composites filled with carbon black, Colloid and Polymer Science, 292, (2014), 2311–2317.

[3] A. Lendlein, H. Jiang, O. Jünger, R. Langer. Light-induced shape-memory polymers, Nature, 434, (2005), 879–882.

[4] Y. Cai, J.-S. Jiang, Z.-W. Liu, Y. Zeng, W.-G. Zhang. Magnetically-sensitive shape memory polyurethane composites crosslinked with multi-walled carbon nanotubes, Composites Part A: Applied Science and Manufacturing, 53, (2013), 16–23.

[5] W. Small IV, P. Singhal, T. S. Wilson, D. J. Maitland. Biomedical applications of thermally activated shape memory polymers, Journal of Materials Chemistry, 20, (2010), 3356–3366.

[6] Y. Liu, H. Du, L. Liu, J. Leng. Shape memory polymers and their composites in aerospace applications: A review, Smart Materials and Structures, 23, (2014), 023001.

[7] J. Reeder, M. Kaltenbrunner, T. Ware, D. Arreaga-Salas, A. Avendano-Bolivar, T. Yokota, Y. Inoue, M. Sekino, W. Voit, T. Sekitani, T. Someya. Mechanically adaptive organic transistors for implantable electronics, Advanced Materials, 26,(2014), 4967–4973.

[8] K. S. Santhosh Kumar, R. Biju, C. P. Reghunadhan Nair. Progress in shape memory epoxy resins, Network Polymers towards High Performance Materials, 73, (2013), 421–430.

[9] T. Xie, I. A. Rousseau. Facile tailoring of thermal transition temperatures of epoxy shape memory polymers, Polymer, 50, (2009), 1852–1856.

[10] A. B. Leonardi, L. A. Fasce, I. A. Zucchi, C. E. Hoppe, E. R. Soulé, C. J. Pérez, R. J. J. Williams. Shape memory epoxies based on networks with chemical and physical crosslinks, European Polymer Journal, 47, (2011), 362–369.

[11] D. Santiago, X. Fernández-Francos, F. Ferrando, S. De la Flor. Shape-memory effect in hyperbranched poly(ethyleneimine)-modified epoxy thermosets, Journal of Polymer Science Part B: Polymer Physics, 53, (2015), 924–933.

[12] D. Santiago, A. Fabregat-Sanjuan, F. Ferrando, S. De la Flor. Improving of Mechanical and Shape-Memory Properties in Hyperbranched Epoxy Shape-Memory Polymers, Shape Mememory and Superelasticity, DOI: 10.1007/s40830-016-0067-y, (2016).

[13] C. M. Yakacki, S. Willis, C. Luders, K. Gall. Deformation limits in shape-memory polymers, Advanced Engineering Materials, 10, (2008), 112–119.

[14] D. M. Feldkamp, I. A. Rousseau. Effect of the Deformation Temperature on the Shape-Memory Behavior of Epoxy Networks, Macromolecular Materials and Engineering, 295, (2010), 726–734.

[15] J. S. Arrieta, J. Diani, P. Gilormini. Cyclic and monotonic testing of free and constrained recovery properties of a chemically crosslinked acrylate, Journal of Applied Polymer Science, 131, (2014), 39813.

[16] A. M. Ortega, C. M. Yakacki, S. A. Dixon, R. Likos, A. R. Greenberg, K. Gall. Effect of crosslinking and long-term storage on the shape-memory behavior of (meth)acrylate-based shape-memory polymers, Soft Matter, 8, (2012), 7381–7392.

[17] J. Cui, K. Kratz, A. Lendlein. Adjusting shape-memory properties of amorphous polyether urethanes and radio-opaque composites thereof by variation of physical parameters during programming, Smart Materials and Structures, 19, (2010), 065019.

[18] N. Lakhera, C. M. Yakacki, T. D. Nguyen, C. P. Frick. Partially constrained recovery of (meth)acrylate shape-memory polymer networks, Journal of Applied Polymer Science, 126, (2012), 72–82.

[19] S. Rapp, H. Baier. Determination of recovery energy densities of shape memory polymers via closed-loop, force-controlled recovery cycling, Smart Materials and Structures, 19, (2010), 045018.

[20] I. S. Kolesov, K. Kratz, A. Lendlein, H.-J. Radusch. Kinetics and dynamics of thermally-induced shape-memory behavior of crosslinked short-chain branched polyethylenes, Polymer, 50, (2009), 5490–5498.

Análisis de las propiedades mecánicas de polímeros con memoria de forma mediante microdureza instrumentada

S. De la Flor[1], A.Belmonte[2], A.Fabregat-Sanjuan[3], C. Guimaraes[4], V. Lorenzo[5], X. Fernández-Francos[6]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili. silvia.delaflor@urv.net*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili. albertofrancisco.belmonte@urv.cat*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Rovira i Virgili. a.fabregat@urv.cat*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidade Federal do ABC. caue.guimaraes.@aluno.ufabc.edu.br*

[5]*Dpto. de Física Aplicada e Ingeniería de Materiales. Universidad Politécnica de Madrid. vicente.lorenzo@upm.es*

[6]*Dpto. de Máquinas y Motores Térmicos. Universitat Politècnica de Catalunya. xavier.fernandez@mmt.upc.edu*

Los polímeros con memoria de forma (SMP) son materiales inteligentes capaces de cambiar de una forma temporal a su forma original en la que fueron procesados a través de un estímulo externo. Para determinar la efectividad de un SMP para una aplicación concreta es necesario obtener una completa caracterización mecánica a temperatura ambiente, puesto que en muchas aplicaciones serán almacenados durante largo espacio de tiempo a esta temperatura debiendo, durante este tiempo, mantener la fijación así como unas propiedades mecánicas no poco exigentes. Además, su comportamiento termomecánico a esta temperatura (temperatura usual de fijación) condiciona de manera determinante la capacidad de retención de forma y el posterior proceso de recuperación libre o impedida. En el presente trabajo se han analizado las características mecánicas a temperatura ambiente de una familia de polímeros con memoria de forma tiol-epoxi mediante experimentos de penetración monitorizada, discutiendo los resultados en función del efecto de la composición del polímero (% de modificante de red y funcionalidad del agente de curado). Se han analizado los diferentes parámetros característicos como son la dureza, el módulo de indentación, el creep de indentación y la recuperación viscoelástica y se han relacionado con la estructura de red y la densidad de entrecruzamiento. A partir de los resultados se puede concluir cómo el tipo de agente de curado de diferente funcionalidad pero similar estructura (3-tiol y 4-tiol) así como el cambio de estructura (añadiendo isocianurato) permite modular las propiedades mecánicas de estos SMPs siendo claramente identificable a través los ensayos de microdureza instrumentada.

1. Introducción

Los polímeros con memoria de forma (SMPs) son materiales que pueden cambiar de una forma temporal a su forma original a través de un estímulo externo (calor, campo magnetico o energía lumínica). La forma original se determina mediante el proceso de curado y es permanente, mientras que la forma temporal es impuesta por un proceso de programación, que depende de la naturaleza física del polímero con memoria de forma (SMP). [1-6]. En el proceso de programación se almacena gran cantidad de energía de deformación que se libera en el proceso de recuperación de la forma o en forma de trabajo mecánico si esa recuperación es impedida [7-9]. Los SMP más comunes son los termo-sensibles, que recuperan su forma mediante la aplicación de calor como estímulo externo. La eficiencia de un SMP viene dada por su respuesta de memoria de forma (SMR) que incluye sus capacidades mecánicas (alta deformabilidad y resistencia), buena fijación y retención de la forma temporal así como un proceso de recuperación de forma controlado.

La creciente demanda de materiales con memoria de forma en la industria aeroespacial, aplicaciones estructurales, dispositivos electrónicos o aplicaciones biomecánicas (músculos artificiales), ha redirigido la investigación de estos materiales con el objetivo de obtener grandes límites de deformación recuperable, alta resistencia, alta capacidad de realizar trabajo mecánico y gran resistencia a ambientes agresivos [1-3]. De entre todos los posibles polímeros con memoria de forma, los termoestables son los más adecuados para las aplicaciones más exigentes por su fácil capacidad de procesado y de ser sintetizados a medida. En concreto, los sistemas termoestables basados en resinas epoxi son de gran relevancia no sólo debido a la excelente resistencia mecánica, térmica y química, sino sobre todo debido a las buenas propiedades de memoria de forma que se puede obtener, como, por ejemplo, una mejor retención de la forma temporal y recuperación más rápida de la forma original comparado con otros SMP

termoplásticos. [4, 10]. Sin embargo, la rigidez inherente a las resinas epoxídicas comunes y sus bajos niveles de tensión y deformación a rotura, limitan mucho su rango de aplicación.

Para estos sistemas epoxi se pueden conseguir mejores niveles de tensión y deformación variando adecuadamente la estructura de la red, y eligiendo adecuadamente las condiciones de programación de memoria de forma. Con el fin de limitar la rigidez de estos materiales, diversos autores han utilizados agentes de curado caracterizados por cadenas alifáticas largas y flexibles [11-14]. Otros autores han conseguido mejorar la deformabilidad estudiando el efecto de la temperatura de programación, consiguiendo máximos resultados a una temperatura de programación muy próxima a la temperatura de transición vítrea (Tg) [12, 13]. Recientemente, nuestro grupo de investigación ha desarrollado un grupo de SMPs termoestables basados en la química click de sistemas tiol-epoxi con características muy prometedoras para las aplicaciones como actuadores termo-mecánicos [15]. Estos materiales presentan mayores niveles de tensión y deformación en comparación con otros SMP base epoxi [11, 13, 14] además de presentar una dinámica de relajación de la estructura de red muy homogénea y definida, lo que favorece una excelente respuesta a la memoria de forma y, concretamente, una buena fijación de la forma temporal.

Para determinar la efectividad de un SMP para una aplicación concreta, es necesario definir las condiciones operativas más adecuadas con el fin de obtener un control seguro y reproducible en el proceso de recuperación de forma. Estas condiciones se relacionan a través de una serie de parámetros como son: el ratio de recuperación de forma (Rr, % de deformación recuperada respecto a la impuesta en el proceso de programación); ratio de fijación (Rf, % de deformación fijada en forma temporal respecto a la impuesta en el proceso de programación) y ratio de velocidad de recuperación de la forma (Vr, % de deformación recuperada por unidad de tiempo). Sin embargo, además de estas propiedades relacionadas con el proceso de recuperación de la forma, es muy interesante obtener una caracterización mecánica completa de estos materiales a temperatura ambiente, puesto que en muchas aplicaciones serán almacenados durante largo espacio de tiempo a esta temperatura debiendo, durante este tiempo, mantener la fijación así como unas propiedades mecánicas no poco exigentes. Además, su comportamiento termomecánico a esta temperatura (temperatura usual de fijación) condiciona de manera determinante la capacidad de retención de forma y el posterior proceso de recuperación, ya sea libre o impedida.

Los ensayos de indentación instrumentada (DSI) resultan de gran utilidad a la hora de determinar características mecánicas de materiales poliméricos de manera no destructiva, rápida y sin necesidad de gran cantidad de muestra. La dureza de un material puede definirse como una medida de su resistencia a una deformación permanente, relacionándose ésta con las componentes viscoelástica y plástica que gobiernan sus propiedades mecánicas y que, en consecuencia, pueden darnos una idea de la pérdida de fijación de la forma programada a la temperatura de análisis [16,17]. Algunos autores han utilizado previamente esta técnica para caracterizar el comportamiento mecánico de los SMP, pero centrándose más en el análisis de la recuperación de la huella [18, 19] o en el análisis de la nanodureza con la temperatura [20].

El objetivo de este trabajo consiste en analizar las características mecánicas de la familia de polímeros con memoria de forma tiol-epoxi mediante experimentos de penetración monitorizada, discutiendo los resultados en función del efecto de la composición del polímero (% de modificante de red y funcionalidad del agente de curado). Se analizarán los diferentes parámetros característicos obtenibles de estos ensayos como son la dureza, el módulo de indentación, el creep de indentación y la recuperación viscoelástica (relacionada con la capacidad de auto-reparación). Se comparará el comportamiento obtenido mediante los ensayos de microdureza instrumentada con los valores determinados mediante análisis dinamo-mecánicos con el fin de obtener un estudio detallado del comportamiento mecánico de los SMP en su proceso de fijación de la forma.

2. Materiales y métodos

El material utilizado en el presente estudio está basado es una resina epoxi comercial, Diglicidil éter de bisfenol A (DGEBA, GY240, Huntsman) con un peso molecular por equivalente epoxi de 182 g/eq. Como agentes de entrecruzado se han utilizado un Pentaeritritol tetrakis (3-mercaptopropionato) que denominaremos 4-tiol, con peso molecular por tiol equivalente de 122.17 g/eq y un Trimetilopropano tris(3-mercaptopropionato) que denominaremos 3-tiol, de peso molecular por tiol equivalente de 132.85 g/eq. Además, con el fin de modificar adecuadamente la estructura de red, se ha empleado un tri(2,3 epoxipropil)ISOcianurato, que llamaremos ISO, con peso molecular por epoxi equivalente de 99.09 g/eq y con diferentes proporciones del 10 al 40% (10:90% wt o % en masa. ISO:DGEBA) manteniendo una proporción estequiométrica de los grupos epoxi y tiol. Como iniciador se ha utilizado un imidazol encapsulado (LC80) en proporción de 0.5 ppc con respecto a la masa de resina epoxi de la mezcla.

Todas las formulaciones han sido preparadas mezclando manualmente los componentes en un vial y curando la mezcla obtenida en un molde de teflón. El proceso de curado se realizó en horno durante una hora a 120ºC y otra

hora a 150ºC. La composición de las diferentes formulaciones analizadas y la nomenclatura empleada puede verse en la Tabla 1.

2.1. Caracterización Termomecánica

La estructura de red así como las propiedades termomecánicas (temperatura de transición vítrea, Tg y módulo de almacenamiento, E´) se caracterizaron con un analizador dinámico-mecánico DMA Q800 de TA Instruments equipado con un sistema de sujeción de flexión tipo ménsula. El análisis se realizó a frecuencia constante de 1 Hz, con amplitud de oscilación de 10 μm y a 3ºC/min. Las muestras empleadas fueron cuidadosamente pulidas para obtener una sección rectangular (ca. 20 x 7.5 x 1.8 mm^3). A partir del módulo relajado (Er´) y mediante el modelo de Affine modificado, se obtuvo la densidad de reticulación (v_e) [18].

2.2. Caracterización mecánica

Para los ensayos de microdureza instrumentada a temperatura ambiente (21.5 ± 1.5ºC) se empleó un durómetro Shimadzu DUH 211S con indentador Berkovich en punta de diamante. El sistema fue calibrado con una muestra de sílice vítrea con el fin de determinar la función de área del indentador y la rigidez del equipo. Una vez posicionadas las muestras en el equipo, se dejaron durante media hora para alcanzar el equilibrio térmico y así evitar problemas de deriva térmica. Se aplicó una fuerza, P_{max}, de 10 mN a una velocidad dP/dt= 1.4632 mN/s en la primera etapa del proceso de indentación. Alcanzado el valor de P_{max}, se mantuvo la fuerza durante 5 segundos antes de descargar. Posteriormente se retiró la fuerza aplicada P_{max} a -1.4632 mN/s hasta alcanzar un valor P_{min} de 0.02 mN. Esta fuerza P_{min} se mantuvo constante durante 5 s y, finalmente, se descargó completamente. Las durezas Martens y de indentación, HMs y H_{it}, y el módulo de indentación, E_{it}, se calcularon mediante el método de Oliver y Pharr [21]. Otros parámetros que se determinaron en cada ensayo fueron la fluencia de indentación, C_{it}, y la fracción de trabajo elástico, η_{it}. Cada medida se replicó seis veces y los intervalos de confianza (nivel de confianza = 95%) para los parámetros calculados fueron inferiores al 5% del valor promedio en la mayoría de los casos.

Tabla 1: Composición y Nomenclatura de las diferentes formulaciones estudiadas

Formulación	**DGEBA wt (%)**	**tiol wt (%)**	**ISO wt (%)**	**LC80 wt (%)**
3tiol-NETA	57.64	42.07	0.00	0.29
3tiol-10%ISO	50.11	44.04	5.57	0.28
3tiol-20%ISO	43.08	45.88	10.77	0.27
3tiol-30%ISO	36.49	47.61	15.64	0.26
3tiol-40%ISO	30.31	49.22	20.21	0.25
4tiol-NEAT	59.66	40.04	0.00	0.30
4tiol-10%ISO	51.95	41.99	5.77	0.29
4tiol-20%ISO	44.73	43.81	11.18	0.28
4tiol-30%ISO	37.95	45.52	16.26	0.27
4tiol-40%ISO	31.56	47.13	21.04	0.26

3. Resultados

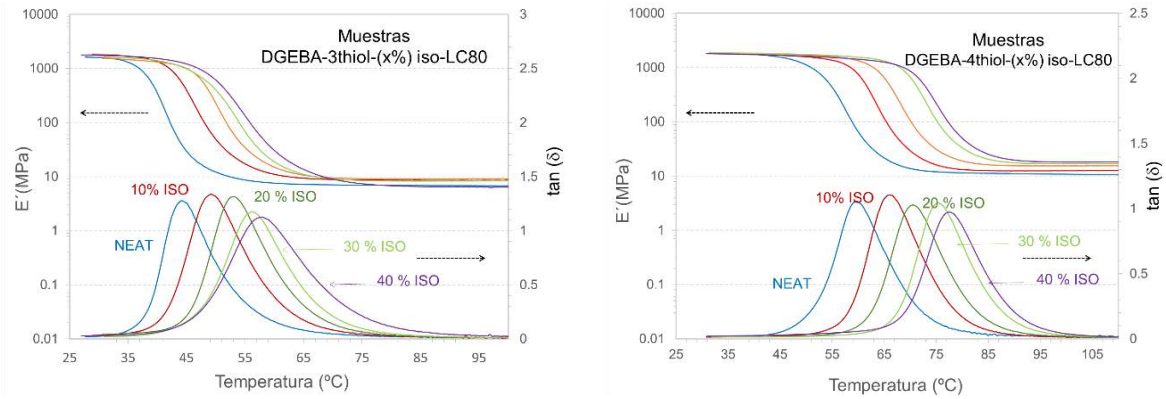
En el presente apartado se analiza, en primer lugar, los resultados termomecánicos obtenidos para poder relacionarlos, posteriormente, con los resultados de microdureza instrumentada.

3.1. Resultados Termomecánicos

En la Figura 1 se presentan los resultados del análisis termo-dinamo mecánico y en la Tabla 2 se resumen los principales parámetros a extraer.

Los resultados obtenidos del análisis termo-mecánico fueron detalladamente analizados en nuestro trabajo previo [18], destacamos aquí lo más relevante para el presente estudio. Se puede observar en la Figura 1 y en la Tabla 2 como, mediante el uso de agentes de curado de diferente funcionalidad pero similar estructura (3-tiol y 4tiol) y con la mezcla de resinas epoxi de diferente funcionalidad y estructura (DGEBA y ISO) se pueden obtener materiales con estructuras de red homogéneas y adecuadamente variables (temperaturas de transición vítrea desde 44ºC hasta 78ºC y módulo relajado desde 6.5 MPa hasta 18 MPa) así como procesos de relajación estrechos y abruptos (valores bajos de FWHM – anchura a media altura- y valores altos de pico de tan δ), todos ellos

parámetros muy adecuados para conseguir SMPs con transiciones rápidas y controladas y a temperaturas ajustables a las necesidades de cada aplicación. Se observa que el incremento de funcionalidad en el sistema conlleva a densidades de reticulación más altas y la formación de estructuras más impedidas en cuanto a movilidad y, en consecuencia, a Tg's más altas. El añadir isocianurato también conlleva cambiar la funcionalidad del sistema, introduciendo puntos de entrecruzamiento de diferente naturaleza, y también mayores Tg's. Como contrapartida, esos entrecruzamientos de diferente naturaleza, masa y rigidez, provocan incompatibilidades en la red cuando la presencia de ISO es alta (30% y 40%). Esto es especialmente notable en el caso de 3-tiol, probablemente debido a la existencia de una cadena lateral de etilo que produce in-homogeneidades y estructura de red menos empaquetada. Todas estas características deben tenerse en cuenta puesto que ayudarán en la posterior interpretación de los resultados de indentación.



(a) (b)

Figura 1: Resultados dinamo-mecánicos para las muestras (a) 3-tiol y (b) 4-tiol

Tabla 2: Parámetros termo-mecánicos de las diferentes formulaciones estudiadas

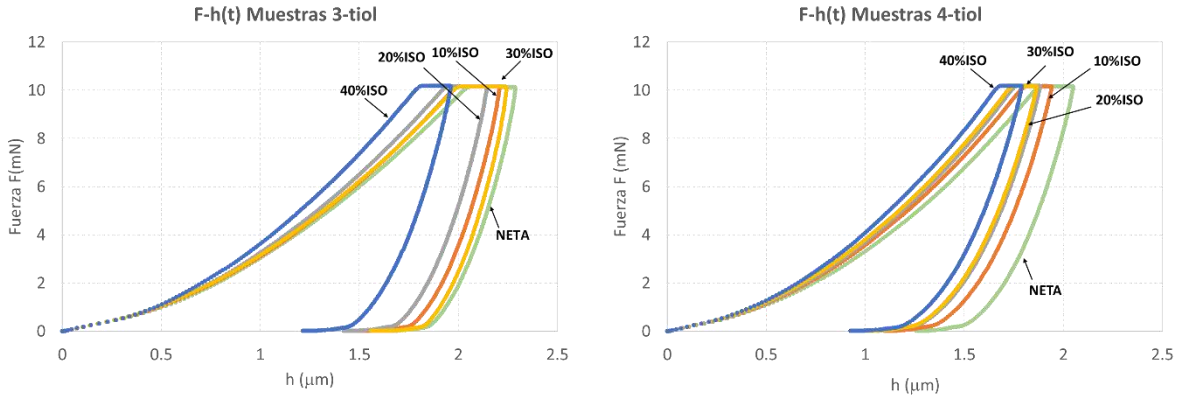
Formulación	Tg (ºC)	FWHM (ºC)	Pico de tanδ	Eg' (MPa)	Er' (MPa)	ν_e (mol/kg)
3tiol-NETA	44.1	10.3	1.28	1590	6.7	0.530
3tiol-10%ISO	49.1	11.9	1.34	1585	8.5	0.649
3tiol-20%ISO	53.1	11.7	1.31	1540	9.2	0.760
3tiol-30%ISO	56.2	12.5	1.18	1616	8.5	0.863
3tiol-40%ISO	57.9	15.7	1.13	1744	6.4	0.961
4tiol-NEAT	59.7	12.0	1.06	1850	10.8	0.822
4tiol-10%ISO	66.1	12.1	1.11	1815	12.6	0.960
4tiol-20%ISO	70.6	12.1	1.03	1855	15.5	1.089
4tiol-30%ISO	75.4	11.8	1.05	1870	17.0	1.209
4tiol-40%ISO	77.4	12.6	0.98	1800	18.2	1.323

3.2. Resultados de indentación

En la Figura 2 se presentan los resultados de la curvas fuerza-desplazamiento (P-h) obtenidas de los experimentos DSI para las muestras de los grupos 3-tiol y 4-tiol.

Se observa en la Figura 2 que las curvas P-h son claramente distintas, dentro de un mismo grupo (muestras 3-tiol o 4-tiol añadiendo ISO) o entre grupos (comparando los grupos 3-tiol y 4-tiol). Esto remarca el hecho de que el tipo de agente de curado de diferente funcionalidad pero similar estructura (3-tiol y 4-tiol) así como el cambio de estructura (añadiendo isocianurato) permite modular las propiedades mecánicas de estos SMPs. Comparando las curvas de los sistemas 3-tiol y 4-tiol, se observa que, en ambos casos, el introducir isocianurato en el sistema provoca un desplazamiento de las curvas obteniéndose menor penetración para la misma fuerza máxima de 10 mN. Este desplazamiento es progresivo en el caso de las 4-tiol pero no en el caso de las 3-tiol, donde la curva de 3-tiol-30%ISO sigue una tendencia anómala. Para entender mejor este comportamiento y la relación entre la

estructura de los compuestos y su respuesta mecánica, se presenta, en la tabla 3, los diferentes parámetros deducibles de los ensayos de DSI.



(a) (b)

Figura 2: Curvas fuerza (F)-desplazamiento (h) obtenidas de los ensayos DSI para las muestras de los grupos (a) 3-tiol y (b) 4-tiol

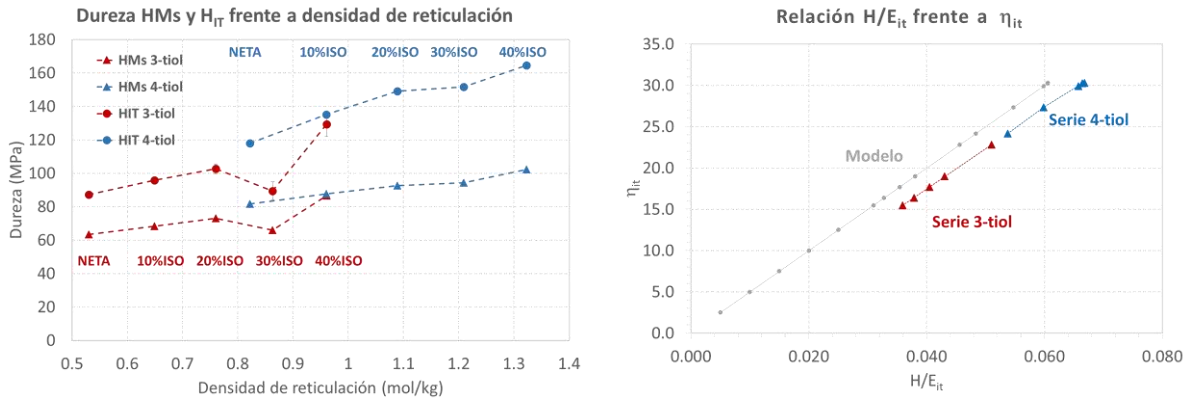
Tabla 3: Parámetros obtenidos de los ensayos DSI para las diferentes formulaciones estudiadas

Formulación	**HM_S (MPa)**	**H_{it} (MPa)**	**E_{it} (GPa)**	**C_{it} (%)**	**η_{it} (%)**
3tiol-NETA	63±1	87±2	2.30±0.03	12.0±0.3	16.4±0.5
3tiol-10%ISO	68±1	96±1	2.37±0.02	11.5±0.2	17.7±0.4
3tiol-20%ISO	73±2	103±3	2.39±0.02	11.1±0.1	19.0±0.2
3tiol-30%ISO	66±3	89±7	2.49±0.03	12.9±0.6	15.5±1.2
3tiol-40%ISO	87±4	129±5	2.54±0.05	9.6±0.3	22.8±1.0
4tiol-NEAT	82±1	118±3	2.20±0.02	9.6±0.3	24.2±0.7
4tiol-10%ISO	88±1	135±3	2.26±0.03	8.3±0.3	27.4±0.8
4tiol-20%ISO	93±1	149±2	2.24±0.01	7.7±0.2	30.3±0.4
4tiol-30%ISO	94±2	152±3	2.31±0.02	7.9±0.3	29.9±0.6
4tiol-40%ISO	102±5	165±8	2.46±0.05	7.8±0.3	30.3±0.8

Los resultados de la Tabla 3 muestran como las diferentes durezas crecen con el contenido en isocianurato en ambos grupos (3-tiol y 4-tiol) siendo más altos en el grupo de las 4-tioles. Esto es debido al mayor grado de entrecruzamiento del grupo de las 4-tiol (ver Tabla 1). En aquellas formulaciones donde el valor de ν_e es similar (3-tiol-40%ISO y 4-tiol-10%ISO) los valores de HMs coinciden y los de H_{it} son muy semejantes. Para ver este efecto con mayor claridad, se presenta, en la Figura 3(a), la evolución de las durezas con la densidad de reticulación. Se observa claramente en dicha figura como ambas durezas crecen casi linealmente con ν_e pero existe una discrepancia en la tendencia en la muestra de 3tiol-30%ISO. Esto puede ser probablemente debido a que, como se ha comentado antes, el efecto del isocianurato en la in-homogeneidad y el empaquetamiento de la estructura de red es más acusado en los sistemas 3-tiol. Coincide además con una mayor dispersión de los resultados, lo que puede explicar que los valores medidos no sigan la tendencia esperada. Se observa también como la dureza sube casi linealmente con el % de isocianurato en la 3-tiol y en las 4-tiol hasta el 30% y 40% donde esa subida se estabiliza. Parece como si el contenido de isocianurato no produjera cambios significativos en las propiedades mecánicas a partir de un determinado valor, pudiendo deberse, de nuevo a las incompatibilidades en la red cuando la presencia de ISO es alta.

Es interesante también entender la diferencia entre la dureza martens (HMs) y la dureza de indentación (H_{it}) [22]. La primera (HMs) es una medida de la resistencia frente a la deformación plástica y elástica o recuperable, mientras que la H_{it} es una medida de la resistencia a la deformación permanente o plástica. En consecuencia, estos resultados parecen indicar que el isocianurato incrementa la resistencia tanto a la deformación permanente como a la recuperable. Aún más, se aprecia que la diferencia entre HMs y H_{it} es mayor en los sistemas 4-tiol, lo que implica que el ratio de la deformación permanente frente a la total (permanente+recuperable) es más importante en estos

sistemas 4-tiol y crece con el % de isocianurato. Esta afirmación puede confirmarse analizando el parámetro η_{it} que representa la parte elástica del trabajo de indentación. Este parámetro se define como el ratio del trabajo elástico recuperado en la descarga con respecto al trabajo total realizado en el proceso de carga. Se aprecia de nuevo como estos valores son mayores para los sistemas 4-tiol que los 3-tiol y que, dentro de cada grupo, el % de isocianurato afecta tan sólo ligeramente con bajas proporciones (de NETA a 20%). En consecuencia, podemos deducir que la recuperación elástica instantánea de los sistemas 4-tiol es significativamente mayor que los 3-tiol y que el % de isocioanurato no parece contribuir a este efecto, más aún, parece que lo limita. De nuevo, la introducción de puntos de entrecruzamiento de diferente naturaleza, masa y rigidez, provocan incompatibilidades en la red cuando la presencia de ISO es alta (30% y 40%) afectando a la recuperación elástica del sistema.



(a) (b)

Figura 3: (a) Evolución de la dureza HMs y H_{it} con la densidad de entrecruzamiento y (b) variación del ratio H/E_{it} frente a η_{it}

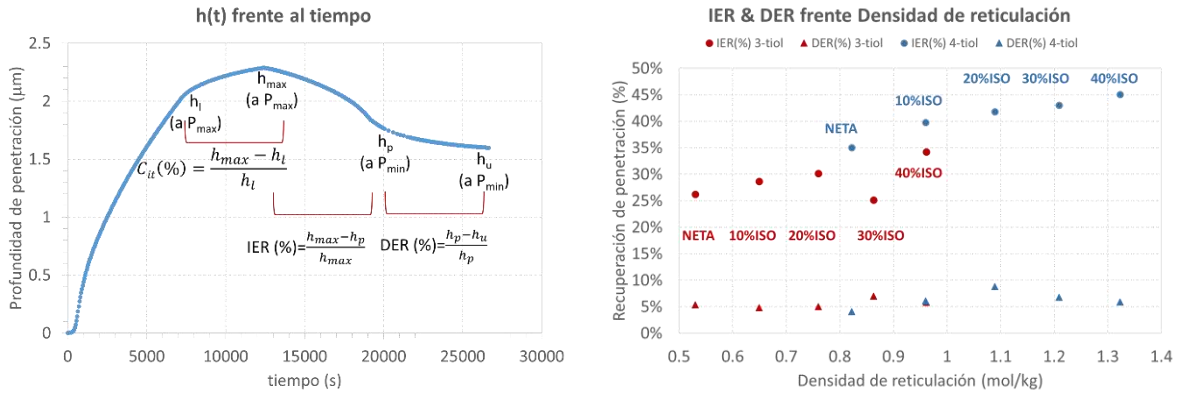
Si analizamos ahora el comportamiento del módulo de indentación para las distintas formulaciones, podemos apreciar de nuevo cómo el valor sube muy ligeramente con el % de isocianurato, por tanto, con la densidad de reticulación, pero de manera muy poco relevante al estar analizados los materiales en estado vítreo. Curiosamente, los valores de E_{it} para las muestras 3-tiol son un poco mayores que las 4-tiol, lo que parece contradecir la tendencia hasta ahora observada pues puede pensarse que la tendencia de E_{it} tiene que ser semejante a la presentada por H_{it}. Es importante destacar que E_{it} y H_{it} miden diferentes aspectos de la respuesta mecánica [22]. Mientras E_{it} está relacionado con la deformación recuperable, H_{it} lo está con la deformación permanente. En consecuencia, es predecible que estos parámetros sean dependiente de η_{it}. De hecho, algunos autores [23] han demostrado, mediante un análisis dimensional, que el ratio H_{it} con respecto al módulo de indentación, E_{it}, está relacionado con η_{it} a través de la siguiente ecuacion (1) que puede aplicarse a materiales con comportamiento elasto-plástico ideal.

$$\eta_{it} \approx 5\frac{H_{it}}{E^*} \quad (1)$$

Aunque este modelo no puede aplicarse a sistemas poliméricos en el sentido estricto, sí que puede aplicarse de manera cualitativa. Observando los valores de la tabla 3 y la Figura 3(b), se aprecia que existe una clara linealidad entre el cociente H_{it}/E_{it} y η_{it} siendo la pendiente de la recta 4.7 para la serie 4-tiol y 4.9 para la serie 3-tiol. Estos valores muy cercanos al 5 indican que estos SMP termoestables se comportan, por debajo de T_g, de un modo análogo a los materiales elasto-plásticos ideales. El ratio H_{it}/E_{it}, también sirve como parámetro de clasificación de los materiales en términos de su resistencia al daño [24], con lo que se deduce que, en los sistemas 3-tiol crece ligeramente con el isocianurato pero en los sistemas 4-tiol a partir de 20% no aporta mejoras en este parámetro.

Por último, para poder entender con mayor detalle el comportamiento mecánico de estos materiales, es necesario estudiar el comportamiento elástico y plástico dependiente del tiempo en términos de creep y recuperación elástica. El cálculo del creep se realiza a partir del ratio entre la variación en la profundidad de penetración durante el tiempo a P_{max} fija (tiempo de espera) con respecto a la profundidad alcanzada al principio de este tiempo. Los valores presentados en la Tabla 3 indican que existe un ligero decrecimiento del creep con el incremento de la densidad de reticulación pero que se estabiliza a partir del 4-tiol20%ISO, indicando de nuevo que, pese a que la densidad de reticulación sube, el tipo de red generada no aporta mejoras a este parámetro. Se observa que la mejor resistencia al creep la ofrecen los sistemas 4-tiol y, concretamente, la 4-tiol-20%ISO indicando, junto con los resultados anteriores, que los sistemas 4-tiol tienen no sólo mejor resistencia a la deformación plástica, sino también a la viscoelástica. Otro parámetro que resulta interesante analizar es la recuperación viscoelástica. Este parámetro se calcula como el ratio de la variación en la profundidad de penetración durante el tiempo a carga

mínima (después de descarga) con respecto a la profundidad alcanzada al principio de este tiempo y también suele denominarse recuperación elástica retardada. Este dato da una idea de la capacidad de la capacidad del material para la auto-recuperación y, en el caso de nuestros materiales, de la posible pérdida de fijación de la forma que se le haya impuesto. En la figura 4(b) se ha representado la variación de este parámetro (DER recuperación elástica retardada junto con la recuperación instantánea, IER, entendiéndose como el ratio de la variación de profundidad entre la máxima y la del final del proceso de carga, con respecto a la máxima). Se presenta también en la Figura 4(a) una representación esquemática de la curva h-t con los diferentes parámetros mencionados. Como se aprecia en la figura 4(b), con respecto al DER, todos los materiales presentan un valor muy bajo (alrededor del 6% de promedio) pudiendo significar un claro indicativo de la buena fijación que pueden presentar. Estos resultados son acordes con los obtenidos mediante los ensayos de memoria de forma donde se obtuvo un ratio de fijación de casi un 100% en todos los casos. En cuanto al IER, se aprecia en la figura 4 que sigue una tendencia semejante a la apreciada para el η_{it} como es esperable.



(a) (b)

Figura 4: (a) curva profundidad de penetración (h) en función del tiempo donde se indican los parámetros de cálculo. (b) Recuperación elástica instantánea y retardada para las diferentes formulaciones estudiadas

4. Conclusiones

En el presente trabajo se han estudiado en detalle las propiedades mecánicas de una familia de SMP tiol-epoxi variando el agente de curado (diferente funcionalidad pero similar estructura 3-tiol y 4-tiol) y variando la estructura (añadiendo isocianurato), comprobando cómo se puede modular las propiedades mecánicas de estos SMPs siendo claramente identificable a través los ensayos de microdureza identada. Se ha observado cómo las diferentes durezas crecen con el contenido en isocianurato en ambos grupos (3-tiol y 4-tiol) siendo más altos en el grupo de las 4-tioles debido a su mayor grado de entrecruzamiento. Se aprecia, además, que el efecto del isocianurato en la in-homogeneidad y el empaquetamiento de la estructura de red provoca un efecto de "saturación" en la mejora de las propiedades, siendo más acusado en los sistemas 3-tiol. En cuanto a las propiedades de creep se observa un ligero decrecimiento del creep con el incremento de la densidad de reticulación que se estabiliza a partir del 4-tiol20%ISO, indicando de nuevo que, pese a que la densidad de reticulación sube, el tipo de red generada no aporta mejoras a este parámetro. La mejor resistencia al creep la ofrecen los sistemas 4-tiol que presentan no sólo mejor resistencia a la deformación plástica instantánea, sino también a la dependiente del tiempo. Respecto a la recuperación viscoelástica, se aprecian diferencias significativas en la recuperación elástica instantánea, mientras que en la retardada todas las composiciones presentan valores bajos, lo que sugiere que estos materiales pueden presentar una buena fijación de forma.

5. Referencias

[1] MD. Hager, S. Bode, C. Weber, US. Schubert. Shape memory polymers: Past, present and future developments, Progress in Polymer Science, 49-50, (2015) 3–33.

[2] A. Lendlein, T. Sauter. Shape-memory effect in polymers, Macromolecular Chemistry and Physics, 214, (2013), 1175–1177.

[3] A. Anis, S. Faiz, M. Luqman, AM. Poulose, SKH. Gulrez, H. Shaikh. Developments in Shape Memory Polymeric Materials, Polymer-Plastics Technology and Engineering, 52, (2013), 1574–1589.

[4] KS. Santhosh Kumar, R. Biju, CP. Reghunadhan Nair. Progress in shape-memory epoxy resins, Reactive and Functional Polymers, 73, (2013) 421–430.

[5] KK. Julich-Gruner, C. Löwenberg, AT. Neffe,M. Behl, A. Lendlein. Recent Trends in the Chemistry of Shape-Memory Polymers, Macromolecular Chemistry and Physics, 214, (2013), 527-536.

[6] PT. Mather, X. Luo, IA. Rousseau, Shape Memory Polymer Research. Annual Review of Materials Research, 39, (2009), 445-471.

[7] M. Anthamatten, S. Roddecha, J. Li. Energy storage capacity of shape-memory polymers. Macromolecules, 46, (2013), 4230-4234.

[8] D. Santiago, A. Fabregat-Sanjuan, F. Ferrando, S. De la Flor. Recovery stress and work output in hyperbranched poly(ethyleneimine)-modified shape-memory epoxy polymers. Journal of Polymer Science Part B. Polymer Physics. 54 (2016), 1002-1013.

[9] JS: Arrieta, J. Diani, P. Gilormini. Cyclic and monotonic testing of free and constrained recovery properties of a chemically crosslinked acrylate. Journal of Applied Polymer Science, 131 (2014), 39813.

[10] I.A. Rousseau, T. Xie. Shape memory epoxy: Composition, structure, properties and shape memory performances. Journal of Material Chemistry, 20 (2010), 3431.

[11] D.M. Feldkamp, I.A. Rousseau, Effect of Chemical Composition on the Deformability of Shape-Memory Epoxies. Macromolecular Materials and Engineering, 296, (2011), 1128-1141.

[12] C.M. Yakacki, S. Willis, C. Luders, K. Gall, Deformation limits in shape-memory polymers. Advanced Engineering Materials, 10 (2008), 112-119.

[13] Feldkamp, D. M.; Rousseau, I. a. Effect of the deformation temperature on the shape-memory behavior of epoxy networks. Macromolecular Materials and Engineering, 295 (2010), 726-734.

[14] D. Santiago, X. Fernández-Francos, F. Ferrando, S. De la Flor. S.: Shape-memory effect in hyperbranched poly(ethyleneimine)-modified epoxy thermosets. Journal of Polymer Science Part B. Polymer Physics, 53 (2015), 924-933

[15] A. Belmonte, D. Guzmán, X. Fernández-francos, S. De la Flor. Effect of the Network Structure and Programming Temperature on the Shape-Memory Response of Thiol-Epoxy " Click " Systems, Polymers, 7 (2015),2146–2164.

[16] J.Hay. Introduction to instrumented indentation testing, Experimental Tecniques, 33, (2009), 66-72.

[17] J.G. kohl, N. Bierwisch, T.T. Ngo, G. Favaro, E. Renget. Determining the viscoelastic behavior of polyester fiberglass composite by continuous micro-identation and friction properties, Wear, 350 (2016), 63-67.

[18] E. Wornyo, K. Gall, WP. King. Nanoindentation of shape memory polymer networks, Polymer, 48 (2007), 3213-3225.

[19] K. Gall, P. Kreiner, D. Turner, M. Hilse, Shape-memory polymers for microelectromechanical systems. Journal of microelectromechanical systems, 123 (2004) 472-483.

[20] J.T. Fulcher, Y.C.Lu, G.P.Tandon, D.C. Foster, Thermomechanical characterization of shape memory polymers using high temperature nanoindentation. Polymer Testing, 29 (2010), 544-552.

[21] W. Oliver, G. Pharr, An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments, journal of Materials Research, 7, (1992), 1564-1583

[22] V. Lorenzo, C. Acebo, X. Ramis, À. Serra, Mechanical characterization of sol-gel epoxy silylated hyperbranched poly(ethyleneimine) coatings by means of Depth Sensing Indentation methods. Progress in Organic Coatings, 92 (2016), 16-22.

[23] Y.T. Cheng, C.M. Cheng, Scaling, dimensional analysis and indentation measurements, Materials Science and Engineering R, 44(2004),91-146.

[24] S. Ligot, E. Bousser, D. Cossement, J. Klemberg-Sapieha, P. Viville, P. Dubois, R. Snyders, Correlation between mechanical properties and cross-linking degree of ethyl lactate plasma polymer films, Plasma Processes and Polymers, 12 (2015), 508-518.

Determinación de la mezcla óptima de arcilla para el mejoramiento de la calidad del bloque H-10 en la Industria Cerámica

MSc (c). R. A. García León [1], MSc. R. Bolívar León [2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña - Colombia. ragarcial@ufpso.edu.co*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Pamplona - Colombia. rbolivarl@unipamplona.edu.co*

Esta investigación parte de la necesidad de mejorar las características de las arcillas utilizadas por las empresas productoras de material cerámico en la región de Norte de Santander en Colombia, mediante técnicas experimentales que permitan determinar una mezcla cerámica óptima a nivel laboratorio la cual posea los porcentajes adecuados de material arcilloso para que el bloque H-10 fabricado actualmente cumpla con los requisitos y estándares de calidad nacionales, basados en la norma NTC4017 y 4205.

Para el desarrollo del proyecto, iniciamos en la primera fase con el análisis de las variables que intervienen actualmente en el proceso de fabricación del bloque H-10, tales como: Procesamiento, proporciones, materiales, componentes, etc. En donde luego de obtener esta información en la segunda fase, se realizaran diferentes estudios tecnológicos a nivel laboratorio los cuales servirán de ayuda para formular la mezcla optima de material arcilloso a través de diseño de experimentos y de esta manera optimizar el proceso productivo. Tiendo en cuenta que la etapa de mezclado es considerada como la más crítica, debido a que es donde se trabaja la materia prima.

Por consiguiente, con esta investigación se espera aumentar la rentabilidad de la empresa disminuyendo los desperdicios que actualmente superan el 8% ayudando a una mayor productividad y calidad en las piezas fabricadas, asimismo generando un menor costo en la producción, con lo que evidentemente aumentara la competitividad y productividad de la empresa y como consecuencia aportará al desarrollo productivo de las empresas de esta región de Colombia.

1. Introducción

Actualmente en Colombia, muchas de las empresas dedicadas a la producción de bloques H-10 no cumplen con los estándares adecuados de calidad en porcentajes admisibles de seguridad basados en la norma NTC 4017 y 4205. Se supone que esto ocurre debido a que durante la etapa de mezclado del proceso productivo no se está realizando la composición óptima de material cerámico, que según analisis realizados por investigadores, la arcilla debe poseer la plasticidad apropiada que se logra durante este proceso de mezclado y amasado [1] [2] [3].

Las arcillas se consideran como un mineral que está constituido principalmente, por una mezcla de alumino-silicatos cristalinos, a los que se denominan minerales arcillosos, y de otros silicatos y minerales de hierro, calcio, titanio, etc., los cuales están acompañados frecuentemente por materia orgánica [4].

La materia prima (La arcilla) en la mayoria de las fabricas, se encuentra ubicada en los patios de las ladrilleras y es utilizada en el proceso de mezclado sin tener en cuenta las proporciones quimicas y características de las arcillas mediante tecnicas experimentales de laboratorio, a este hecho se le adiciona que el proceso se realiza manualmente y no existe ninguna verificación técnica que permita obtener el producto con la calidad necesaria, lo cual en caso de hacerse, le permitaria optimizar la productividad, minimizar costos y desperdicios.

Por lo anterior, las arcillas se pueden caracterizar a nivel laborario por granulometría, límites de Atterberg y determinación composición química, la difracción de rayos X, análisis térmicos y gravimétricos diferenciales, como los analisis mas importantes [5] [6].

En la actualidad en el diseño de mezcla de experimentos, se deben evaluar los resultados de un primer lote de prueba como muestra, el cual se pueda usar como base o punto de partida para realizar ajustes de las proporciones y mezclas de arcilla hasta que se alcancen las propiedades requeridas. Sin embargo, este método

para la optimización del rendimiento de la cerámica tarda mucho tiempo y puede no ser capaz de revelar la composición óptima real. Es por esta razón, que existe una metodología utilizando técnicas matemáticas y estadísticas específicas para el diseño de mezcla experimentos, en la cual se definen las propiedades deseadas y se establece una mezcla óptima empleando un número mínimo de experimentos [7] [8]. El desarrollo de este método implica experimentos variando las proporciones de componentes de un producto a partir del análisis de los cambios en las propiedades. Para iniciar con dicho procedimiento que hace parte de la segunda fase de la investigación, se deben evaluar inicialmente las variables del proceso productivo en cada una de las etapas con la finalidad de tener una visión mas amplia acerca de las malas prácticas realizadas actualmente.

En investigaciones realizadas por Coronado y Segadães, se utilizó el diseño de la mezcla de experimentos (M-DoE), como una metodología para definir el número mínimo de mezclas necesarias para modelar y predecir las propiedades tecnológicas (absorción de agua, resistencia a la flexión, porosidad abierta, contracción de cocción lineal, pérdida de peso y aparente densidad) teniendo en cuenta las composiciones químicas y mineralógicas de los productos finales, lo que demuestra la importancia de combinar la metodología M-DoE con las predicciones de equilibrio de fase para comprender mejor el desarrollo de los productos lanzados propiedades finales [9].

Para el caso particular de Colombia, varias arcillas fueron caracterizadas química, mineralógica, granulométrica, plástica y térmicamente tres arcillas que fueron denominadas "Cascajo" (C), "Roja" (R) y "Amarilla" (A), también obtuvieron mezclas cerámicas aptas para la fabricación de ladrillos y tejas, sin tener en cuenta la capacidad de la empresa para producir los productos con las modificaciones propuestas. Por esta razón, en esta fase de la investigación nos centraremos en la determinación de las variables del proceso productivo y de esta manera proceder experimentalmente con las caracterizaciones de la arcilla a nivel laboratorio [10] [11].

2. Materiales y Metodos

Iniciando con la primera fase de la investigación como punto de partida que el proceso cerámico se compone principalmente de tres etapas, que son: preparación de la pasta cerámica, moldeo de la pieza y cocción. En la primera etapa del proceso se modifica la composición y la plasticidad de la arcilla con el fin de obtener una pasta cerámica homogénea, luego se moldea según la forma deseada, presión o extrusión. Una vez, se ha obtenido la pieza moldeada se procede al secado controlando la velocidad de evaporación de agua con el fin de evitar defectos en la producto. Posteriormente, se somete al proceso de cocción con el fin disminuir la porosidad, aumentar la densidad y la resistencia mecánica [12] [13] [14].

El proceso productivo es manejado en tres medidas estratégicas: la explotación minera, la transformación de la arcilla y la comercialización del producto final. Una de las etapas definitivas de este proceso es la cocción, realizada en los hornos. Para su ejecución, el horno pasa por tres etapas: precalentamiento, quema y enfriamiento; deben controlarse en forma correcta, con la finalidad de obtener productos con defectos mínimos y reducir el impacto ambiental [15].

De acuerdo a su capacidad de producción y desarrollo tecnológico las industrias ladrilleras se han clasificado en chircales, ladrilleras pequeñas, medianas y grandes. Por lo general, estas industrias mantienen el proceso productivo como se puede observar en la figura 1 [16].

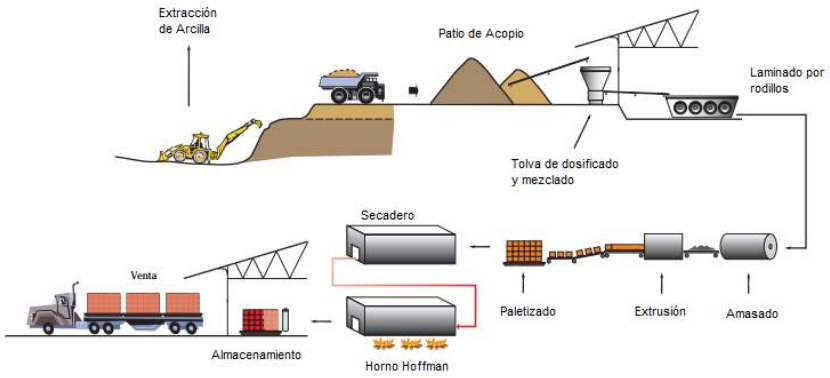


Figura 1: Esquema de fabricación del bloque.

En su mayoría las arcillas se destinan a la industria cerámica de la construcción, un 90 % de la producción se dedica preferentemente a la fabricación de materiales de construcción y agregados, por lo que sólo un 10 % se dedica a otras industrias (fabricación de papel, caucho, pinturas, absorbentes, decolorantes, arenas de moldeo, productos químicos y farmacéuticos, agricultura, etc.) [17].

Estos materiales, son muy usados a nivel de la construcción y otros procesos industriales, pueden ser clasificados atendiendo a multitud de parámetros; así, las minas que contienen minerales arcillosos en su composición pueden ser clasificados dependiendo de su mineralogía, composición química, origen geológico, propiedades físicas, utilización industrial, comportamiento geotécnico, entre otras clasificaciones, pero siendo la más común y la más conocida la clasificación mineralógica, entre las que podemos encontrar, según su estructura molecular, arcillas de tipo caolín, illita y montmorillonita [18].

En el área Norte Santandereana existe gran diversidad de productos que se pueden fabricar con esta materia prima, Colombia en estos momentos no es una gran potencia en fabricación industrial de productos a base de arcillas, sin importar que en los suelos exista una gran abundancia de arcillas óptimas. Para el caso de Norte de Santander existe gran variedad de yacimientos naturales; pero a pesar de esto, es un departamento cuya exportación de materiales a base de arcilla no superan el 5,7% del total de las exportaciones a nivel regional, representando para la economía del departamento aproximadamente 13,7 millones de dólares a Julio de 2013; y teniendo en cuenta que estas cifras, en relación con materiales para la construcción, sólo se ve reflejada para el municipio de Cúcuta y su área metropolitana, pues es el único municipio que posee PYMES en lo referente a fabricación de materiales arcillosos [19] [20].

Generalmente, se utilizan tres componentes que desempeñan papeles importantes en la optimización del rendimiento de las propiedades finales de los bloques y materiales cerámicos. El primer componente es la arcilla, por lo que su plasticidad facilita la estructura del producto, mientras que el segundo es el feldespato o alúmina (Al_2O_3) que se utiliza para fundente y la tercera es el sílice (SiO_2) que se utiliza como un material de relleno y estabilizador [21] [6]. Estas composiciones se determinan mediante la composición química, la cual es la base de la clasificación modernas de los minerales y la aproximación de las mezclas con los diagramas ternarios [22] [23] [7], que para el caso de muchas fabricas productoras de bloques o ladrillos no tienen encuenta las proporciones de cada uno de estos componentes quimicos.

3. Resultados

Como objeto de muestra se tuvo en cuenta la Ladrillera Hora Ltda. La cual fue fundada en el año 1999 en donde se construyó el horno Hoffman de tiro inducido mediante un extractor de aire y tiene la capacidad de producir 23500 bloques H-10 diarios, aproximadamente 700.000 bloques cerámicos mensuales, el cual consta de un sistema con 24 recamaras, las cuales poseen una capacidad de hasta 5 apiles por recamara y de 650 ladrillos secos aproximadamente por apiles, con una separación de 60 cm entre cada apile de ladrillos. Así mismo, la construcción de un secadero natural de 2586 m^2 y en el año 2003 se construye un secadero artificial para 6000 piezas diarias. La quema es realizada atreves de carbón mineral, donde cada ladrillo tiene un consumo promedio de 0.288 Kg [24].

En el 2007, se cambia totalmente la línea de producción, se adquieren equipos de mayor capacidad y de mejor tecnología con el objetivo de trabajar con altos estándares de calidad y eficiencia. Posteriormente se amplía el horno Hoffman 54 metros de longitud y en el 2009 se cambia las ramadas de zinc de los secaderos por plástico con la finalidad de que el proceso secado sea más rápido.

Entre el año 2010 y 2011, se adquieren dos equipos de mayor capacidad en la línea de producción (Un mezclador y molino laminador 800), en donde deja la posibilidad de desarrollar y mejorar la calidad del producto actual. Además se amplía 18 metros más el horno Hoffman quedando de 72 metros y se constituye un nuevo secadero artificial con tecnología que minimiza el impacto ambiental.

El 25 de noviembre de 2015, la empresa logra certificarse en los Sistemas Integrados de Gestión (ISO 9001, OHSAS 18001 e ISO 14001) en su proceso de fabricación de productos derivados de la arcilla y productos de mampostería.

En Junio de 2016, se inicia la construcción de un nuevo sistema de secado forzado, con la finalidad de aprovechar los gases generados por el horno y aumentar la producción.

3.1. Variables del proceso productivo en cada una de las etapas

El proceso productivo inicia mediante una retroexcavadora, la cual trasporta la materia prima de la mina existente en los patios de la empresa hacia la tolva de alimentación (Ver figura 2 y 3), estas arcilla utilizadas actualmente son referenciadas como pilas de arcillas verdes y rojas en donde se controla que los porcentajes de la mezcla no sobrepasen el 40% de arenas. En esta etapa se da inicio al proceso de reducción de la materia prima que generalmente se agrupa en forma de roca (Terrones), para luego ser distribuido en tamaños de partículas menores en las demás etapas del proceso por medio de bandas trasportadoras.



Figura 2: Extracción de la materia prima



Figura 3: Tolva de alimentación

Este equipo es capaz de sincronizar y dosificar de forma exacta la proporción de la mezcla de arcilla ya extraída de las pilas para continuar con el proceso, debido a que ajusta la altura y la velocidad de la cinta transportadora para obtener Bloques uniformes y de excelente calidad. La materia prima sale aproximadamente con terrones de diámetro entre 10 y 25 centímetros.

Transporte de la materia prima: Para dirigir el material en todo el proceso productivo hasta el final, se utilizan bandas transportadoras guiadas por rodillos, estas bandas son un equipo adecuado para el transporte de arcillas para ser transformados en materiales para la mampostería en este caso Bloques H-10. Según lo informado por la persona encargada de producción y el laboratorio, se alcanza una producción entre 9 a 11 toneladas hora, este mecanismo se caracteriza por el fácil mantenimiento de su estructura. (Ver Figura 4).



Figura 4: Desterronador.

Trituración del material "Destronador": El primer proceso que recibe la materia prima es realizado por el desterronador (Ver figura 4), donde da inicio a la etapa de trituración de la arcilla, se lleva a cabo mediante las cuchillas montadas sobre los dos ejes robustos paralelos que giran a diferentes velocidades, gracias al movimiento giratorio de las cuchillas están se incrustan sobre el material y producen desgarre del mismo y reduciendo el tamaño del material entre aproximadamente 0.1 y 50 centímetros siendo la dimensión adecuada continuar el proceso.

Disminución del tamaño del grano de la arcilla en el Desintegrador: Luego de pasar el material por el desterronador, este se transporta por bandas al desintegrador este equipo adecuado para la trituración de terrones de arcilla, el cual los transforma en granulometrías de entre 0.5 y 20 centímetros. Este equipo se caracteriza por la trituración uniforme que realiza al material y facilita el trabajo de las siguientes maquinas.

Laminado de la arcilla: Seguidamente trasportada la materia prima por banda del desintegrador esta se traslada al Molino Laminador I , el cual es de alta resistencia al desgaste y de molienda fina, gracias a su compacta estructura, es más estable en funcionamiento, poco ruidoso y con menos polvo en el proceso. Esta máquina es imprescindible para la molienda de arcilla, además es la adecuada para la reducción del material, debido a que produce una masa uniforme que garantiza una mayor calidad del moldeo.

Amasado del material "Amasadora I": El material anteriormente era transportando por banda para seguir con el proceso de amasado en la Amasadora I, este mezclador es un equipo adecuado para la homogenización y mezclado de la arcilla. En esta etapa del proceso se le adiciona la cantidad de agua requerida si es necesario dependiendo el material procesado. Actualmente, debido a que realizó un análisis en los costos en el consumo de energía, el resultado arrojó que el equipo podía ser desactivado sin implicar defectos en el proceso y en la calidad del producto y de esta manera reducir los costos.

Paso del material por el Laminador II: Luego de salir la materia prima del Molino Laminador I, se trasporta por banda al Laminador II, en donde se realiza el mismo proceso del molino laminador y transporta la mezcla de una forma adecuada a la Amasadora II. En esta etapa del proceso la arcilla llega con un porcentaje de humedad de aproximadamente el 16% en donde se le adiciona agua continua al paso de la banda transportadora en un 3%, es decir que sale con un 19% de humedad a la siguiente etapa.

Paso del material por la Amasadora II: Al paso de la arcilla por el Molino Laminador II, al igual que en todos los procesos este también se traslada por bandas hacia la Amasadora II, que realiza la misma función de la primera pero las paletas mezcladoras son menos compactas y más pequeñas, en este proceso la mezcla de arcilla es trabajada para pasar finalmente a la extrusora, el tamaño de las partículas de arcilla es menor de 2 milímetros y no se le adiciona más agua, pero en algunas ocasiones dependiendo de la conformación de las arcillas es necesario agregar un poco más de agua con la manguera dispuesta en la máquina.

Extrusión de la arcilla: La arcilla después de pasar por todas las etapas anteriores, ya se encuentra con su mezcla adecuada y de esta manera se traslada por bandas a la extrusora, su principal función es extrusión de materiales arcillosos en conformación semihúmeda como seca. En su proceso, la arcilla entra por la parte superior de la maquina donde cae en un sistema de dos ejes paralelos con paletas que reciben la mezcla y la van llevando hacia el interior del tornillo sin fin que se encarga de impulsar la mezcla para la extrusión de la arcilla en un ladrillo compacto. La bomba de vacío, funciona en conjunto con la extrusora de ladrillos, ya que esta presta la función de extraer las moléculas de vapor de agua que se generan en el proceso de extrusión del ladrillo, también ayuda a extraer sustancias no deseadas del producto, asimismo se tiene en cuenta que la bomba no se baje de un vacío de 23 PSI.

Corte del bloque: Se utiliza una cortadora automática (ver figura 5), su principal función es realizar el corte del material ya extruido en el tiempo y distancia requerida para la elaboración del bloque H-10. Tiene un excelente mecanismo que brinda una confiabilidad en sus cortes alcanza una producción de entre 58 y 60 Bloques por minuto alcanzando una producción diaria de 23.500 Bloques por día según la información suministrada por la persona encargada de producción y el laboratorio, luego estos ladrillos finalmente son transportados en carretas y almacenado en los secadores.



Figura 5: Cortadora automática [24].

Secado natural: Luego que los bloques son extruidos con aproximadamente un 20% de humedad son secados a condiciones ambientales durante 5 a 7 días en donde se elimina el agua casi un 8% de humedad, este proceso ocurre en el patio de secado o ramadas, los cuales son apilados en columnas de 10 bloques y 19 Bloques dependiendo del espacio y son acumulados 4.480 Bloques y los restantes 19.020 a secado artificial, para después ser transportados al secadero artificial con la finalidad de no generar deformaciones o transformaciones bruscas en el material antes de pasar al secado artificial donde las temperaturas son mayores [25] (Ver Figura 6).



Figura 6: Patio de secado natural

Stoker: El Stoker, es un equipo adecuado y utilizado para la inyección de carbón hacia la hornilla (Rejilla horizontal a media altura donde se prepara el calor que se enviara al extractor), donde el carbón de alimentación se lleva atreves de una tolva y la inyección de carbón por medio de un tornillo sin fin de gran longitud. El quipo puede durar un tiempo estimado de tres horas inyectando carbón de forma automática a un nivel de tolva llena, para transportar este calor por medio de extractores y remover el aire caliente con ventiladores en el secadero artificial, en donde se alcanzan temperaturas de aproximadamente 50°C.

Conducción de aire caliente a secaderos: Para el secado adecuado de los ladrillos que van hacer quemados en el horno es necesario crear un ambiente a alta temperatura para disminuir el porcentaje de humedad, esto de realiza atreves de un extractor, que es un equipo que se encarga de inyectar o conducir el calor que produce la secado artificial.

Secaderos Artificial: Para la recirculación del aire caliente brindado por el extractor se utiliza un carro con ventilador de recirculación, este carro de translación es un equipo adecuado para agitar y homogenizar el flujo de aire caliente de 50°C dentro de la cámara de secado de manera que facilite que el calor se sature de la humedad contenida en el material que se está secando, que son aproximadamente 19.020 bloques/día, este proceso se realiza en la jornada nocturna en aproximadamente 16 horas y en el día es descargado y cargado nuevamente. En esta etapa los bloques pierden entre 5 y 8 % de la humedad.



Figura 7: Carro ventilador.

Preparación del carbón: Otro proceso importante en la empresa es preparar el carbón, esto lo hace atreves del molino de martillos, que es un equipo adecuado para la trituración de carbón transformándolo en partículas diminutas para el debido proceso y se utiliza un sistema de bandas para dirigir el carbón a la máquina.

Preparación del ladrillo de Quema en el Horno Hoffman: Consiste en 2 galerías paralelas, formadas por compartimientos contiguos, en cuyos extremos se unen por un pasa-fuegos. Son hornos continuos de alta producción, donde no se puede producir materiales vitrificados. En esta etapa el fuego se mueve a través del horno en dirección opuesta a las manecillas del reloj, este sistema permite obtener una alta eficiencia térmica y de producción, ya que el calor obtenido en la cámara de combustión se utiliza en el precalentamiento de las cámaras siguientes.

Aproximadamente una semana es el tiempo que toma realizar un ciclo completo de quema (el fuego llega al punto de donde partió). Cada galería está formada por varias cámaras, cada una de ella con su respectiva puerta en donde se almacena en promedio entre 2500 y 3000 bloques por arrumes de entre 620 y 650 bloques, para el cargue y descargue del horno y un canal de salida que va al colector principal que conduce a la chimenea, cada cámara comunica con el colector, por un conducto de humos, los cuales se cierran herméticamente con válvulas. Para mantener la circulación horizontal de los gases a través de las cámaras. La alimentación del combustible se realiza en la parte superior del horno, mediante alimentación manual o con la ayuda de Carbojet (alimentación neumática), la cual debe realizarse en forma dispersa, evitando chorros que provoquen combustión incompleta [24].

Esta empresa está dedicada a la producción en serie de ladrillos para la construcción, cuentan con un horno tipo Hoffman (Ver figura 8), que está compuesto de 24 cámaras repartidas en 12 por cada costado, para la quema continua de ladrillo H-10x30 principalmente repartidos en apiles por todo el horno, el combustible utilizado para la cocción del material es el carbón mineral, donde el consumo de carbón por mes es de 170 Ton / mes.



Figura 8: Horno Hoffman [24].

Inyección del carbón al horno de quemado de ladrillos: Este proceso se realiza con un equipo llamado carbojet, según lo informado este equipo es adecuado para la inyección del carbón al proceso de cocción de los materiales, alcanza una inyección de carbón de 8 Kg a 12 Kg por minuto para mantener la temperatura requerida en el horno.

Después que el carbojet realice la quema de cierta cantidad de apiles, se dispone a tumbar las puertas de los apiles, ya quemados por los trabajadores y a sacar el calor entre apiles por medio de un ventilador de alta potencia para así ya poder sacarlos y almacenarlos para su respectiva comercialización.

Luego de sacar gran parte de la humedad en los secaderos a los ladrillos, se dispone a cárgalos al horno en apiles de entre 600 y 650 bloques, los cuales deben llevar una configuración adecuada para el aprovechamiento del flujo de calor, luego se dispone a sellar las puertas con una pared provisional, la cual es derribada después de terminar la quemar del material, Así el ladrillo es enfriado atreves de un ventilador de alta potencia para poder retirar el producto por los trabajadores.

Los bloques al iniciar este proceso con 6 o 7 % de humedad son trasladados en carros y apilados dentro de las cámaras del horno, el cual alcanza temperaturas de hasta 1200°C. Las pérdidas totales de producción de bloques son aproximadamente del 8% según la información suministrada por la persona encargada de producción y el laboratorio y de los bloques que más se tiene pérdidas son los H-10*40 debido a sus dimensiones.

Las características morfológicas o dimensionales del bloque H-10 son largo, ancho, altura del piso a la pieza, espesor y peso, relacionadas en la Figura 9.

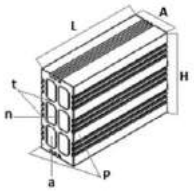


Figura 9: Dimensiones del Bloque H-10 [26].

De dónde, L= largo; A= ancho; H= alto; P= espesor más pequeño de las paredes; T= espesor más pequeño de los tabiques; N= espesor del nervio.

Las dimensiones los bloques H-10 oscilan dependiendo la tecnología utilizada por la empresa y para el caso del bloque de seis huecos que es el más común, los valores de largo varían entre 28,00 y 30,50 cm, y los valores del ancho entre 9,64 y 10,46 cm [26].

Luego de saber toda esta información que corresponde a la indentificación de las variables que influyen en el proceso productivo tambien conocido como (ventana de proceso), se procederá a dar inicio a la segunda fase de la investigación que es la toma de las muestras de arcilla de la mina existente en la ladrillera que será objeto de estudio, y de esta manera realizar los ensayos quimicos como DRX y FRX para poder saber las composiciones de material cerámico y proceder con el diseño de experimentos basados en diferentes composiciones para optener la mezcla optima, los cuales se comprobaran mediante los ensayos fisico-cerámicos a nivel laboratorio.

4. Conclusiones

Con el desarrollo de esta investigación, se pudo evidenciar que es muy importante tener un control sobre todas las variables del proceso productivo del bloque H-10 con la finalidad de evitar las pérdidas del producto por deformaciones y defectos.

Por otra parte, se logró definir que la etapa del proceso en la que se debe tener más control es la de mezclado, debido a que si los porcentajes de arenas, limos, arcillas y demás componentes, inciden directamente en el comportamiento del producto en cada una de las etapas.

Es de vital importancia caracterizar las arcillas químicamente con el objetivo de poder diseñar el producto de acuerdo a la tecnología implementada por la empresa y de esta manera poder optimizar los recursos de la empresa y así los desperdicios generados.

En la segunda y tercera fase de la investigación, se establecerá un procedimiento en cuanto a la formulación de la mezcla óptima de arcilla la cual contenga los porcentajes apropiados de material cerámico, con la finalidad de evitar errores y desperdicios en el proceso en lo que tiene que ver con material y tiempo.

5. Referencias

[1] F. Alvarez Blanco, “Lección 3. Propiedes de las arcillas.,” *Universidad de Oviedo*, 2005. [Online]. Available: www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion3.PropiedadesArcillas.pdf.

[2] C. Hernando, H. Sandoval, J. Carolina, G. Cristancho, Ó. Eduardo, and P. Naranjo, “Caracterización de un suelo arcilloso tratado con hidróxido de calcio,” *Rev. Fac. Ing. UPTC.*, vol. 21, no. 32, pp. 21–40, 2012.

[3] L. Duitama, C. Espitia, and J. Mojica, “Composición Mineralógica Y Química De Las Arcillas Empleadas Para Cerámica Roja En Las Zonas De Medellín ,” *Rev. Acad. Colomb.*, no. 34, pp. 555–564, 2004.

[4] I. Bernal, H. M. Cabeza, J. Espitia, J. Mojica, and J. Quintero, "Análisis próximo de arcillas para cerámica," *Rev Acad. Colomb. Cienc*, vol. XXVII, no. 105, pp. 569–578, 2003.

[5] R. S. Macedo, R. R. Menezes, G. A. Neves, and H. C. Ferreira, "Estudo de argilas usadas em cerâmica vermelha," *Ceramica*, vol. 54, no. 332, pp. 411–417, 2008.

[6] S. N. Monteiro and C. M. F. Vieira, "Influence of firing temperature on the ceramic properties of clays from Campos dos Goytacazes, Brazil," *Appl. Clay Sci.*, vol. 27, no. 3–4, pp. 229–234, 2004.

[7] M. Lassinantti Gualtieri, M. Romagnoli, and A. F. Gualtieri, "Influence of body composition on the technological properties and mineralogy of stoneware: A DOE and mineralogical-microstructural study," *J. Eur. Ceram. Soc.*, vol. 31, no. 5, pp. 673–685, 2011.

[8] R. R. Menezes, H. G. M. Neto, L. N. L. Santana, H. L. Lira, H. S. Ferreira, and G. A. Neves, "Optimization of wastes content in ceramic tiles using statistical design of mixture experiments," *J. Eur. Ceram. Soc.*, vol. 28, no. 16, pp. 3027–3039, 2008.

[9] M. Coronado, A. M. Segadães, and A. Andrés, "Combining mixture design of experiments with phase diagrams in the evaluation of structural ceramics containing foundry by-products," *Appl. Clay Sci.*, vol. 101, pp. 390–400, Nov. 2014.

[10] J. D. S. Amado, P. Y. M. Villafrades, and E. M. C. Tuta, "Caracterización de arcillas y preparación de pastas cerámicas para la fabricación de tejas y ladrillos en la región de Barichara, Santander," *DYNA*, vol. 78, no. 167, pp. 50–58, 2011.

[11] N. Afanador, A. Carolina, I. Jaime, C. Alberto, and L. Durán, "Caracterización de arcillas empleadas en pasta cerámica para la elaboración de ladrillos en la zona de Ocaña , Norte de Santander," *Epsilon*, vol. 20, no. ISSN 1692–1259, pp. 101–119, 2013.

[12] R. P. J. E. Muñoz Meneses R. A., Muñoz Chaves J.A., Mancilla P, "Caracterización fisicoquímica de arcillas del municipio de Guapi- costa pacífica caucana (Colombiana)," *Química*, vol. 31, pp. 537–544, 2007.

[13] J. Barranzuela, *Proceso productivo de los ladrillos de arcilla producidos en la región piura*. 2014.

[14] S. A. Jácome Manzano, *Evaluación termodinámica del proceso de cocción y análisis de gases en hornos a cielo abierto y Hoffman en Ocaña*, Universida. Ocaña: Repositorio ufpso, 2012.

[15] R. A. García León, E. Flórez Solano, and M. A. Acosta Pérez, "Análisis estructural de una máquina prensadora para producción de ladrillo macizo para las pequeñas industrias artesanales de materiales cerámicos en ocaña norte de santander y en la región," *Rev. Colomb. Tecnol. Av.*, vol. 1, no. 1692–7257, p. 7, 2015.

[16] O. Riojas Castillo and N. E. Rodríguez Montaña, "Características de hornos para productos cerámicos del Parque Minero Industrial El," *Con-Ciencias*, 2004.

[17] M. G. R. Emilia and Suárez Barrios, "Las arcillas (propiedades y usos)," *Univ. Complut. (Madrid); Univ. Salamanca*, p. 25, 2004.

[18] L. A. Díaz Rodríguez and R. Torrecillas, "Arcillas cerámicas: Una revisión de sus distintos tipos, significados y aplicaciones," *Bol. la Soc. Esp. Ceram. y Vidr.*, vol. 41, no. 5, pp. 459–470, 2002.

[19] FEDESARROLLO, "La Mineria En Colombia : Impacto Socioeconómico y Fiscal," *Psikhologitcheskii J. Rev. Psychol.*, vol. 17, no. 2, pp. 46–55, 2012.

[20] G. P. Montoya rivas and R. Montoya rivas, "Caracterización del sector cerámico tradicional del valle de Aburrá y los riesgos profesionales latentes en su proceso productivo.," *Lámpsakos*, vol. 12, pp. 34–42, 2014.

[21] E. Kamseu, C. Leonelli, D. N. Boccaccini, P. Veronesi, P. Miselli, G. Pellacani, and U. C. Melo, "Characterisation of porcelain compositions using two china clays from Cameroon," *Ceram. Int.*, vol. 33, no. 5, pp. 851–857, 2007.

[22] J. A. Junkes, M. A. Carvalho, A. M. Segad??es, and D. Hotza, "Ceramic tile formulations from industrial waste," *InterCeram Int. Ceram. Rev.*, vol. 60, no. 1, pp. 36–41, 2011.

[23] Y. Q. Martinez, "Caracterización fisicoquímica de cuarzo en el municipio de la playa de belén (Norte de Santander)," *Univ. Fr. paula santander ocaña*, p. 84, 2012.

[24] S. A. Jacome Manzano, "Evaluación termodinámica del proceso de cocción y análisis de gases en hornos a cielo abierto y Hoffman en Ocaña," 2015.

[25] M. A. Morales Galoc, "Ladrillos, Tecnología de los materiales en la construcción.," Peru, 2012.

[26] S. Rozo Rincón, J. Sánchez Molina, and D. Alvarez Rozo, "Propiedades físico mecánicas de bloques H10 fabricados en el área metropolitana de Cúcuta," *Cencia e Ing. Neogranadina*, vol. 24, no. 1, pp. 67–78, 2014.

BLOQUE XIV

MICROMÁQUINAS, MECATRÓNICA Y ROBÓTICA

Empleo del principio de equivalencia de energía para la obtención de un modelo dinámico lineal dependiente de los parámetros inerciales y de fricción de un manipulador paralelo

C. Roldán Paraponiaris[1], F. J. Campa Gómez[2], O. Altuzarra Maestre[3]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. constantino.roldan@ehu.eus

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. fran.campa@ehu.eus

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. oscar.altuzarra@ehu.eus

En este trabajo se desarrolla un método para obtener las ecuaciones de la dinámica en forma lineal respecto a los parámetros inerciales y de fricción de un mecanismo. El prototipo estudiado es un mecanismo plano 2-PRR de cinemática paralela.

Así, se utiliza el principio de equivalencia de energía para obtener las expresiones explícitas de la dinámica separando los elementos del mecanismo. Mediante el procedimiento seguido, la dinámica de los movimientos de traslación, rotación y por efecto gravitatorio se muestran claramente separados, además, se puede plantear de forma independiente para cada sólido.

La expresión resultante es reducida y utilizada posteriormente para identificar los parámetros desconocidos empleando una trayectoria previamente programada. Se demuestra que los parámetros identificados dependen de la trayectoria utilizada para la identificación, por lo que se ha utilizado un método de optimización global que busque una trayectoria óptima que minimice el error en los parámetros identificados.

Una vez identificados los parámetros, se presenta un análisis para determinar su desviación estándar y sus valores medios. Luego, el modelo dinámico es actualizado con los parámetros identificados y validado con otra trayectoria. Se compararán las fuerzas resultantes del modelo reducido, modelo actualizado y las señales experimentales.

1 Introducción.

Los mecanismos de cinemática paralela suelen ser utilizados en entornos industriales en aplicaciones de *pick & place*[1], instrumentación científica[2] y mecanizado[3]. Sin embargo, estos mecanismos presentan complejidades debido a la cinemática y dinámica. Por ello, se hace imprescindible contar con modelos dinámicos precisos para desarrollar controles avanzados o compensar perturbaciones durante su funcionamiento.

Al desarrollar el modelo dinámico de un mecanismo determinado, los parámetros son obtenidos de modelos CAD o de datos de fabricantes. Sin embargo, muchas veces estos parámetros deben ser *"calibrados"* experimentalmente para contrarrestar errores de fabricación y montaje. Adicionalmente, el efecto de fricción varía de sistema en sistema y con el tiempo.

Así pues, es importante contar con un proceso fiable para identificar experimentalmente los parámetros dinámicos del sistema. Con este fin, el modelo del mecanismo debe ser planteado de manera que los parámetros puedan ser obtenidos al resolver un sistema lineal que relacione los datos experimentales y los parámetros dinámicos (e.j. masas e inercias) y parámetros de fricción.

Para ello, se pueden emplear métodos basados en ecuaciones de Lagrange o Newton-Euler. Sin embargo, con ellos se obtienen ecuaciones complejas debido a la cinemática de cadena cerrada. En este trabajo, se desarrolla una metodología empleando el *principio de equivalencia de energía* para obtener el modelo dinámico de un mecanismo plano de cinemática paralela (figura 1) que pueda ser usado para la identificación de los parámetros dinámicos y de fricción. Su empleo permite analizar independientemente cada sólido del mecanismo y de manera sistemática.

2 Modelo dinámico.

Con el principio de equivalencia de energía se establece que cada sólido de un sistema mecánico puede ser analizado individualmente siempre que la suma de la energía de cada sólido sea igual a la energía de todo el sistema [4]. Como condición, cada sólido debe moverse como si estuviese ensamblado. Así pues, en la ecuación 1 se muestra la relación entre los desplazamientos virtuales de los actuadores $\delta\mathbf{q}_\rho$ y el desplazamiento virtual del centro de masa $\delta\mathbf{q}_b$, siendo $\mathbf{J}$ y $\mathbf{J}_{b_i}$ las matrices Jacobianas del sistema ensamblado y de cada sólido respectivamente. Así mismo, se obtiene la ecuación 2 que corresponde al trabajo virtual de todo el sistema debido a una fuerza generalizada f_b como suma de los trabajos virtuales de cada sólido y debido a las fuerzas generalizadas f_{b_i}. Finalmente, la fuerza en los actuadores f_ρ en la ecuación 3 se obtiene al premultiplicar la fuerza f_b por la traspuesta de la matriz Jacobiana $\mathbf{J}$.

$$\delta\mathbf{q}_b = \frac{\partial \mathbf{q}_b}{\partial \mathbf{q}_\rho}\,\delta\mathbf{q}_\rho = \mathbf{J}\,\delta\mathbf{q}_\rho \quad ; \quad \delta\mathbf{q}_{b_i} = \mathbf{J}_{b_i}\,\delta\mathbf{q}_\rho \quad ; \quad i = 1\ldots N \tag{1}$$

$$\delta W_\rho = \delta\mathbf{q}_\rho^T\mathbf{f}_\rho = \delta W_b = \textstyle\sum_{i=1}^{N}\delta W_{b_i} = \sum_{i=1}^{N}\delta\mathbf{q}_{b_i}^T\mathbf{f}_{b_i} \tag{2}$$

$$\mathrm{f}_\rho = \mathbf{J}^T\mathbf{f}_b = \textstyle\sum_{i=1}^{N}\mathbf{J}_{b_i}^T\mathbf{f}_{b_i} \tag{3}$$

2.1 Dinámica de sólido rígido.

El primer paso es separar el mecanismo plano en n sólidos rígidos. Posteriormente, se resuelve la cinemática directa de cada sólido relacionando la posición del centro de gravedad x_g, y_g y la posición angular φ_g con las coordenadas correspondientes a las juntas actuadas s_1 y s_2 del mecanismo, asumiendo que la posición del centro de gravedad de cada sólido es conocida. En las ecuaciones 4 y 5 se muestra las expresiones de velocidad y aceleración para cada sólido i.

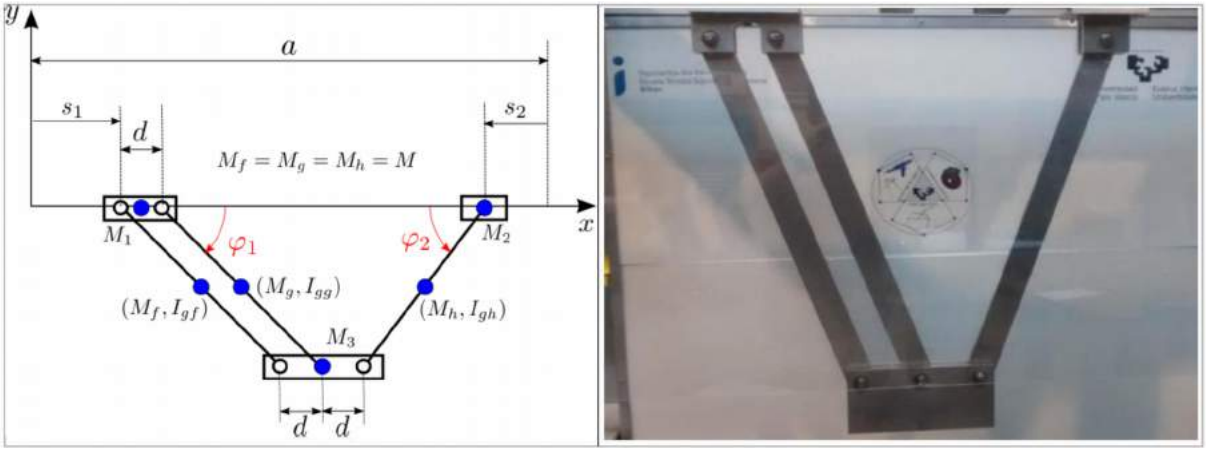


Figura 1: Esquema e imagen del prototipo “Tijera”.

$$\begin{Bmatrix}\dot{x}_{g_i}\\ \dot{y}_{g_i}\\ \dot{\varphi}_{g_i}\end{Bmatrix} = \mathbf{J}_i\begin{Bmatrix}\dot{s}_1\\ \\ \dot{s}_2\end{Bmatrix} = \begin{matrix}{}^t\mathbf{J}_i\\ \cdots\\ {}^r\mathbf{J}_i\end{matrix}\begin{Bmatrix}\dot{s}_1\\ \dot{s}_2\end{Bmatrix} \tag{4}$$

$$\begin{Bmatrix}\ddot{x}_{g_i}\\ \ddot{y}_{g_i}\\ \ddot{\varphi}_{g_i}\end{Bmatrix} = \dot{\mathbf{J}}_i\begin{Bmatrix}\dot{s}_1\\ \\ \dot{s}_2\end{Bmatrix} + \mathbf{J}_i\begin{Bmatrix}\ddot{s}_1\\ \\ \ddot{s}_2\end{Bmatrix} = \begin{matrix}{}^t\dot{\mathbf{J}}_i\\ \cdots\\ {}^r\dot{\mathbf{J}}_i\end{matrix}\begin{Bmatrix}\dot{s}_1\\ \\ \dot{s}_2\end{Bmatrix} + \begin{matrix}{}^t\mathbf{J}_i\\ \cdots\\ {}^r\mathbf{J}_i\end{matrix}\begin{Bmatrix}\ddot{s}_1\\ \\ \ddot{s}_2\end{Bmatrix} \tag{5}$$

En las ecuaciones 4 y 5 la matriz Jacobiana $\mathbf{J}_i$ puede ser divida en las matrices ${}^t\mathbf{J}_i$ y ${}^r\mathbf{J}_i$. Estas corresponden con los movimientos de traslación y rotación respectivamente. Respecto a la dinámica, la ecuación del movimiento de cada sólido se puede escribir en forma lineal tomando las ecuaciones de la cantidad de movimiento y del momento cinético como en la ecuación 6. En ella, M_i e I_i son la masa e inercia del sólido respectivamente y F_x, F_y, τ_i son las fuerzas y momento en el centro de gravedad. También se puede apreciar que los movimientos de traslación, rotación y gravitatorios están claramente diferenciados.

$$\left[\begin{bmatrix}\ddot{x}_{g_i} & 0\\ \ddot{y}_{g_i} & 0\\ 0 & \ddot{\varphi}_i\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0 & 0\\ g & 0\\ 0 & 0\end{bmatrix}\right]\begin{Bmatrix}M_i\\ \\ I_i\end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix}F_{x_i}\\ F_{y_i}\\ \tau_i\end{Bmatrix} \tag{6}$$

Al sustituir la ecuación 5 en la 6 las aceleraciones del centro de masa de cada sólido no tienen que ser medidas directamente, sino que pueden ser calculadas a partir de los datos del sistema de actuación. Así pues, se obtiene

una expresión que relaciona las fuerzas y momento en el centro de masa de cada sólido con los parámetros dinámicos y que depende de las variables cinemáticas de los actuadores como en la ecuación 7.

$$\underbrace{\left[\begin{bmatrix} {}^t\dot{\mathbf{J}}_i \begin{Bmatrix}\dot{s}_1\\ \dot{s}_2\end{Bmatrix} + {}^t\mathbf{J}_i \begin{Bmatrix}\ddot{s}_1\\ \ddot{s}_2\end{Bmatrix} & 0 \\ 0 & {}^r\dot{\mathbf{J}}_i \begin{Bmatrix}\dot{s}_1\\ \dot{s}_2\end{Bmatrix} + {}^r\mathbf{J}_i \begin{Bmatrix}\ddot{s}_1\\ \ddot{s}_2\end{Bmatrix} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix}0 & 0\\ g & 0\\ 0 & 0\end{bmatrix}}_{\mathbf{G}_i}\right]}_{\text{Matriz de velocidades y aceleraciones, } \mathbf{\Omega}_i} \begin{Bmatrix} M_i \\ I_i \end{Bmatrix} = \underbrace{\begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{y_i} \\ \tau_i \end{Bmatrix}}_{\tau_{b_i}} \tag{7}$$

Sin embargo, la ecuación 7 está escrita de manera que tengan que medirse las fuerzas en los centros de masa. Como el proceso de identificación se hará a partir de las señales medidas en los actuadores, es posible *"proyectar"* las fuerzas en los centros de masa sobre el espacio articular al pre-multiplicar ambos lados de la ecuación 7 por la traspuesta de la matriz Jacobiana $\mathbf{J}_i^T$. De esta manera resulta la ecuación 8 la cual depende sólo de los parámetros dinámicos y de las señales medidas en los actuadores.

$$\left[\mathbf{J}_i^T\mathbf{\Omega}_i + \mathbf{J}_i^T\mathbf{G}_i\right] \begin{Bmatrix} M_i \\ I_i \end{Bmatrix} = \mathbf{K_c}_i \begin{Bmatrix} M_i \\ I_i \end{Bmatrix} = \mathbf{J}_i^T\tau_{b_i} = \begin{Bmatrix} F_{1_i} \\ F_{2_i} \end{Bmatrix} \tag{8}$$

Es importante mencionar que la ecuación 8 corresponde a un sólo sólido del mecanismo. Por tanto, la expresión para la dinámica de todo el sistema se puede escribir de la siguiente manera.

$$\underbrace{\left[\mathbf{K_{c_1}}, \mathbf{K_{c_2}}, \ldots, \mathbf{K_{c_n}}\right]}_{K_c} \underbrace{\begin{Bmatrix} M_1 \\ I_1 \\ M_2 \\ I_2 \\ \vdots \\ M_n \\ I_n \end{Bmatrix}}_{\Phi_c} = \left\{\mathbf{J}_1^T\tau_{b_1} + \mathbf{J}_2^T\tau_{b_2} + \cdots + \mathbf{J}_n^T\tau_{b_n}\right\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

En $\mathbf{\Phi_c}$ se eliminan aquellos parámetros que no influyen en la dinámica, por ejemplo, inercias de sólidos que sólo se trasladan. Así mismo, la correspondiente columna en $\mathbf{K_c}$ también es eliminada. Finalmente, reordenando los parámetros restantes en $\mathbf{\Phi}_c$, la dinámica de sólido rígido del mecanismo plano puede ser escrita como

$$\mathbf{K}_{sr}\left(\rho, \dot{\rho}, \ddot{\rho}\right)_{[2\times 9]} \mathbf{\Phi}_{sr_{[9\times 1]}} = \mathbf{F}_{[2\times 1]} \tag{10}$$

$$\rho = \begin{bmatrix} s_1 \\ s_2 \end{bmatrix} \tag{11}$$

$$\mathbf{\Phi}_{sr} = [M_1, M_2, M_3, M_f, M_g, M_h, I_{gf}, I_{gg}, I_{gh}]^T \tag{12}$$

2.2 *Modelado de la fricción.*

El modelo dinámico considerado hasta ahora no incluye la fricción en el sistema. Sin embargo, este fenómeno es importante por lo que también debe ser incluido. Para el caso del mecanismo plano *tijera*, se ha utilizado el modelo simple de fricción de la ecuación 13 considerando la fricción en los actuadores y despreciando la fricción en las juntas. Este modelo incluye la fricción por Coulomb F_c y el efecto viscoso c.

$$\mathrm{F}_f = sign(\dot{s}) \cdot (F_c + c \cdot \dot{s}) \tag{13}$$

Por último, esta ecuación puede escribirse en forma de sistema lineal y para ambos actuadores de la siguiente manera.

$$\mathbf{F}_f = \begin{bmatrix} sign(\dot{s}_1) & 0 & \dot{s}_1 & 0 \\ 0 & sign(\dot{s}_2) & 0 & \dot{s}_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{c_1} \\ F_{c_2} \\ c_1 \\ c_2 \end{Bmatrix} = \mathbf{K}_f\Phi_f \tag{14}$$

2.3 *Ensamblado de los modelos de sólido rígido y de fricción.*

El modelo dinámico completo del sistema debe incluir la dinámica de sólido rígido junto con la fricción. Para ello, se adjunta el modelo de fricción de la ecuación 14 a la ecuación 10 como se muestra en la ecuación 15.

$$\left[\mathbf{K}_{rb}\mathbf{K}_f\right] \begin{Bmatrix} \mathbf{\Phi}_{rb} \\ \mathbf{\Phi}_f \end{Bmatrix} = \mathbf{K}(\rho, \dot{\rho}, \ddot{\rho})_{2\times 13}\mathbf{\Phi}_{13\times 1} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \tag{15}$$

3 Modelo para la identificación.

La identificación de los parámetros dinámicos implicaría resolver el sistema lineal de la ecuación 15 para encontrar los valores de los elementos del vector $\mathbf{\Phi}$. Como se puede apreciar, este sistema lineal es indeterminado por lo que no puede ser resuelto. Sin embargo, dicha expresión está escrita para un instante de movimiento, por tanto, si se toman varios puntos de una trayectoria, es posible construir un sistema sobredeterminado al que se puede aplicar una aproximación de mínimos cuadrados para resolver el sistema lineal. Así pues, resulta la siguiente expresión.

$$\mathbf{W}(\rho,\dot{\rho},\ddot{\rho})_{(2\cdot n_p)\times 13}\mathbf{\Phi}_{13\times 1}=\mathbf{F}_{(2\cdot n_p)\times 1} \tag{16}$$

Dónde n_p representa el número de puntos de la trayectoria utilizados para la identificación. No obstante, debido al acoplamiento entre elementos del mecanismo, la matriz W suele ser de rango deficiente. Esto implica que los parámetros dinámicos no puedan ser identificados individualmente sino más bien como combinación lineal entre ellos. En estos casos, dichas combinaciones son conocidas como *"parámetros base"*. En [5] se obtiene las expresiones de las combinaciones de los parámetros dinámicos de un mecanismo 3-PRS siguiendo un procedimiento por descomposición de valores singulares (*SVD*). Con éste procedimiento, se busca un sistema lineal reduciendo la matriz $\mathbf{W}$ hasta conseguir que la matriz tenga valores singulares no nulos. Una vez realizado el procedimiento descrito en [5] aplicado al mecanismo plano se obtiene una matriz de permutación que corresponde con las combinaciones de los parámetros dinámicos en $\mathbf{\Phi}$ (parámetros bases). Finalmente se obtiene el siguiente sistema lineal, siendo $b \leqslant 13$, y el número de dependencia lineales es igual a $13-b$.

$$\mathbf{W}_b\,(\rho,\dot{\rho},\ddot{\rho})_{(2\cdot n_p)\times b}\,\mathbf{\Phi}_{base_{b\times 1}}=\mathbf{F}_{(2\cdot n_p)\times 1} \tag{17}$$

4 Parametrización de la trayectoria de identificación y optimización.

Para realizar una buena identificación de los parámetros, es necesario que la matriz $\mathbf{W}_b$ tenga un bajo número de condición. Esencialmente el número de condición indica cómo de sensible serán los parámetros calculados a errores o distorsiones en las mediciones. Por ello, es necesario diseñar una trayectoria que resulte en una matriz $\mathbf{W}_b$ apropiada. En este sentido, en [6] y en [7] se emplean trayectorias periódicas en forma de series de Fourier para la identificación. En la siguiente ecuacion se presentan las expresiones de posición y velocidad respectivamente para cada actuador.

$$s_j(t)=s_0+\sum_{j=1}^{n_h}\left[\frac{a_j}{2\pi f\cdot j\cdot t}\cdot sin(2\pi f\cdot j\cdot t)-\frac{b_j}{2\pi f\cdot j\cdot t}\cdot cos(2\pi f\cdot j\cdot t)\right] \tag{18}$$

$$\dot{s}_j(t)=\sum_{j=1}^{n_h}\left[a_j\cdot cos(2\pi f\cdot i\cdot t)+b_j\cdot sin(2\pi f\cdot j\cdot t)\right] \tag{19}$$

Dónde, s_0 es la posición inicial, n_h es el número de armónicos, f es la frecuencia fundamental de la serie de Fourier y a_jy b_j son las amplitudes de los senos y cosenos para cada armónico.

En las ecuaciones 18, 19 el número de armónicos y la frecuencia fundamental de la serie son establecidos de antemano. Sin embargo quedan por determinar las amplitudes de la serie que resulten en un menor número de condición de la matriz $\mathbf{W}$. Para ello, en [6] y en [7] se emplean algoritmos de optimización local. No obstante, los métodos de optimización local pueden fallar en encontrar una solución ya que dependen del valor inicial. Además, la solución encontrada puede corresponder a un mínimo local.

En este trabajo se ha utilizado un método de optimización global para encontrar las amplitudes de la trayectoria de identificación. Posteriormente, se han comparado los resultados con la optimización local.

4.1 Optimización global empleando el método de búsqueda directa.

Éste método busca un grupo de puntos alrededor de punto de evaluación actual para construir una malla. A continuación se hace una búsqueda del punto dentro de la malla actual que minimice la función objetivo. De esta manera, la siguiente iteración continúa desde el último punto encontrado hasta que el tamaño de la malla es menor que una tolerancia o cierto número de iteraciones es alcanzado. Un aspecto importante de este método es que no es necesario tener información del gradiente de la función objetivo. De esta manera, este método se puede aplicar para funciones no continuas ni diferenciables como en este caso.

Adicionalmente, se compararó la optimización local con la optimización global para una frecuencia fundamental de 0.4 [Hz] y 10 armónicos. Se ha encontrado que con la optimización global el número de condición de la matriz $\mathbf{W}_b$ con rango 8 es de 20.78, mientras que el obtenido con la optimización local es de 28.23.

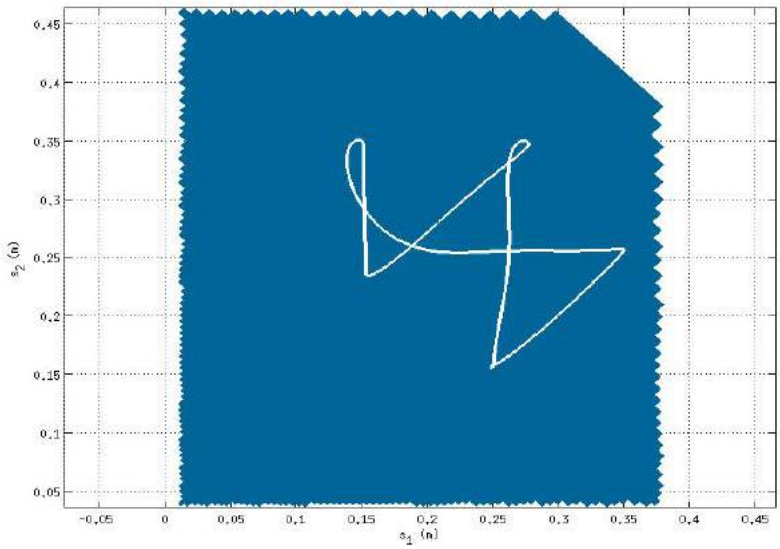


Figura 2: Trayectoria optimizada para la identificación.

4.2 Trayectoria optimizada para la identificación

En este trabajo, se ha utilizado la optimización global para obtener la trayectoria de identificación. Ésta ha sido calculada con una frecuencia fundamental de 0.4 [Hz], 10 armónicos y con las restricciones de posición inferiores de 0.02[m] y 0.0470 [m] para el actuador 1 y 2 respectivamente y superiores de 0.035 [m] para ambos actuadores. Así mismo, se definieron las restricciones de velocidad y aceleración en 0.57 [m/s] y 5 [m/s^2] para ambos actuadores basados en las capacidades del sistema de actuación. Así pues se ha obtenido la trayectoria mostrada en la figura 2.

5 Identificación de los parámetros.

Para identificar los parámetros dinámicos, la trayectoria de la figura 2 fue ejecutada y la posición, velocidad fueron obtenidas experimentalmente. Adicionalmente, la aceleración fue calculada a partir de la velocidad empleando derivación numérica. En la figura 3 se muestran las señales comandada y experimentales de posición, velocidad y aceleración para ambos actuadores. Es importante comentar que las señales experimentales de ambos actuadores han sido post-procesadas para eliminar distorsiones tales como ruido, efectos transitorios y desfases en tiempo. Para ello, la señales han sido recortadas y se ha aplicado un filtro pasa-bajo Butterworth IIR de tercer orden. Se ha utilizado una frecuencia de corte de 15 [Hz] a 2 [ms] de resolución. En cuánto a la señal del par, ésta fue calculada a partir de la corriente medida en los actuadores, multiplicando por la constante de par tomada de los datos del fabricante.

Se aprecia que, aunque existen algunas diferencias entre la señal comandada y la experimental, la diferencias no son tan relevantes. En particular, la diferencias observadas en la señal de aceleración corresponden a aceleraciones instantes concretos.

5.1 Combinaciones de parámetros y valores obtenidos.

Después de que las señales experimentales fueron post-procesadas y el algoritmo de identificación ejecutado, se obtuvieron las siguientes combinaciones lineales de los parámetros dinámicos y sus valores.

$$\Phi(1) = 0.0075 \cdot Igh + 0.0075 \cdot Igg + 0.0075 \cdot Igf + 1.0 \cdot F_{c1} = 44.6742 \tag{20}$$

$$\Phi(2) = 0.008 \cdot Igh + 0.008 \cdot Igg + 0.008 \cdot Igf + 1.0 \cdot F_{c2} = 41.8721 \tag{21}$$

$$\Phi(3) = -0.0504 \cdot Igh - 0.0504 \cdot Igg - 0.0504 \cdot Igf + 1.0 \cdot c_1 = 6.6274 \tag{22}$$

$$\Phi(4) = -0.0523 \cdot Igh - 0.0523 \cdot Igg - 0.0523 \cdot Igf + 1.0 \cdot c_2 = 2.4461 \tag{23}$$

$$\Phi(5) = 1.0 \cdot M1 - 0.5 \cdot Mh + 4.6625 \cdot Igh + 4.6625 \cdot Igg + 4.6625 \cdot Igf = 19.5026 \tag{24}$$

$$\Phi(6) = 1.0 \cdot M2 + 0.5 \cdot Mh + 0.0092 \cdot Igh + 0.0092 \cdot Igg + 0.0092 \cdot Igf = 20.8867 \tag{25}$$

$$\Phi(7) = 1.0 \cdot M3 + 4.6417 \cdot Igh + 4.6417 \cdot Igg + 4.6417 \cdot Igf = 4.7265 \tag{26}$$

$$\Phi(8) = Mh + Mg + Mf - 9.3088 \cdot Igh - 9.3088 \cdot Igg - 9.3088 \cdot Igf = 2.2236 \tag{27}$$

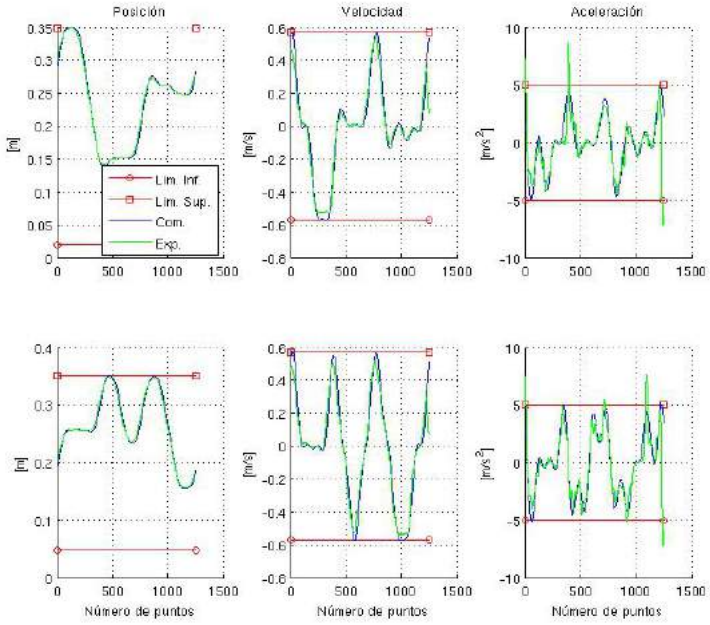


Figura 3: Posición, velocidad y aceleración de la trayectoria de identificación.

5.2 Identificación de los parámetros individuales.

Como se ha mencionado anteriormente, las ecuaciones 20-27 contienen los parámetros dinámicos en combinaciones lineales. Sin embargo, si se desea conocer el valor de cada parámetro, conviene *"deshacer"* dichas combinaciones. Al observar las ecuaciones 20-27, se aprecia que, si se conocen suficientes parámetros de antemano, el valor de los restantes parámetros desconocidos pueden ser calculados. Para ello, dado que 8 combinaciones lineales fueron conseguidas, es necesario conocer 5 parámetros para completar un sistema lineal determinado. Para el caso de la *Tijera*, I_{gh}, I_{gg}, I_{gf}, M_3, M_h, M_g, M_f, son los parámetros considerados como bien conocidos de antemano. Como entre ellos se deben escoger 5, existen hasta 21 combinaciones posibles para completar el sistema lineal. Es importante mencionar que algunas combinaciones pueden resultar en un sistema lineal de rango deficiente, en cuyo caso, el sistema no podrá ser resuelto. Así pues, resultan 15 posibles combinaciones para resolver el sistema. En la tabla 1 se muestra el valor medio de cada parámetro junto con su desviación estándar obtenidos de las combinaciones analizadas.

Tabla 1 Valores medios y desviación estándar obtenidos a partir de un grupo de parámetros conocidos de antemano.

Parámetro	Valor medio	Desviación estándar
$\mathrm{I}_{gh}[kgm^2]$	0.2651	0.1642
$\mathrm{I}_{gg}[kgm^2]$	0.2651	0.1642
$\mathrm{I}_{gf}[kgm^2]$	0.2651	0.1642
$\mathrm{F}_{c_1}[mN]$	44.672	0.0012
$\mathrm{F}_{c_2}[mN]$	41.8698	0.0013
$\mathrm{c}_1[Ns/m]$	6.6421	0.0082
$\mathrm{c}_2[Ns/m]$	2.4614	0.0085
$M_1[kg]$	1.89629	0.7672
$\mathrm{M}_2[kg]$	2.00594	0.6310
$\mathrm{M}_3[kg]$	4.2582	0.0452
$\mathrm{M}_h[kg]$	3.3610	1.4459
$\mathrm{M}_g[kg]$	3.3610	1.4459
$\mathrm{M}_f[kg]$	3.3610	1.4459

Por otra parte, el modelo dinámico del sistema ha sido actualizado con los valores medios obtenidos para cada parámetro. En la figura 4 se compara el par obtenido experimentalmente con el modelo actualizado y con el modelo con los parámetros combinados para ambos actuadores.

Se puede apreciar que el modelo con los valores medios de los parámetros se comporta de forma similar al modelo con los parámetros combinados. También, se observa que estos modelos son capaces de simular la dinámica del sistema al compararlos con la señal experimental del par.

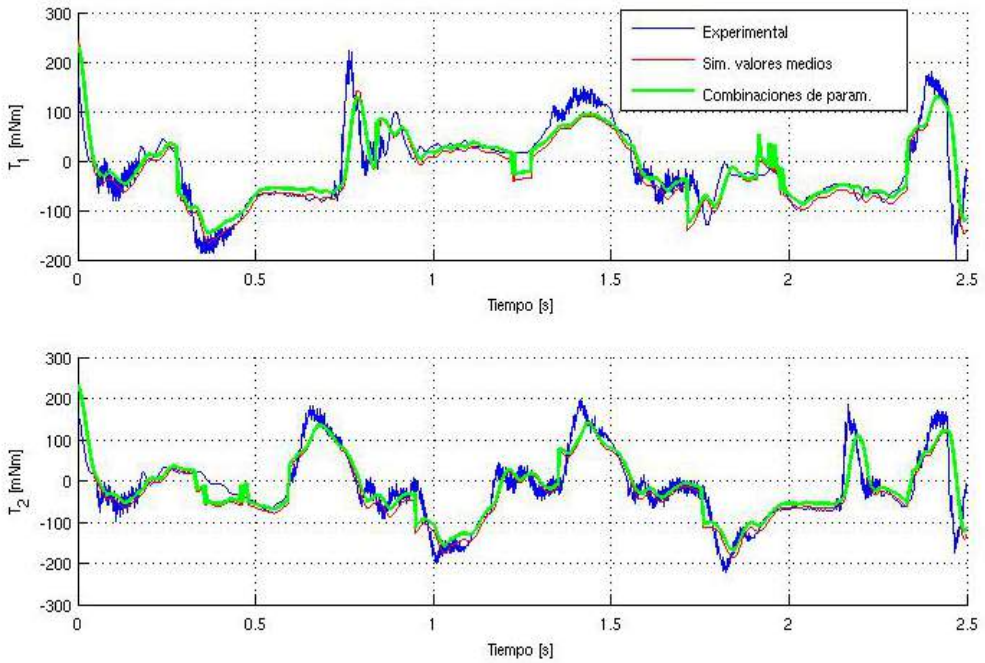


Figura 4: Par experimental, modelo con valores medio y modelo con combinaciones lineales para ambos actuadores.

6 Validación experimental

Hasta ahora, se han conseguido el valor de los parámetros dinámicos individualmente. También se ha comprobado que una vez actualizados en el modelo dinámico, el par simulado es similar al par registrado en las señales experimentales. Sin embargo, se ha utilizado la misma trayectoria de identificación en la comparación. Para validar el modelo dinámico identificado, es necesario ejecutar una trayectoria diferente a la utilizada en la identificación y comparar el par simulado con el par experimental. Con este propósito, se ha programado y ejecutado una trayectoria senoidal con una frecuencia de 3.5 [Hz], una amplitud de 11,45 [mm], 10 ciclos y con un período de control de 5 [ms]. En la figura 5 se muestra la comparación del par experimental con el modelo con los parámetros identificados y el modelo con las combinaciones de los parámetros. Se puede observar que los pares obtenidos a partir de los modelos son similares al par obtenido experimentalmente. En particular, se aprecian mayores desviaciones en el segundo actuador que se atribuyen a desalineamientos en la guía lineal que pueden afectar a la fricción del actuador.

7 Conclusiones

En este trabajo se ha visto que con el principio de equivalencia de energía es posible conseguir expresiones de la dinámica del sólido rígido que pueden ser usadas para la identificación de los parámetros dinámicos del sistema. Se ha obtenido una expresión de la dinámica dónde el movimiento de traslación y de rotación están claramente separados. Además, con el enfoque seguido, cada componente del sistema puede ser analizado individualmente y se ha incluido la fricción del sistema considerando un modelo simple de fricción que incluye la fricción de Coulomb y efecto viscoso.

Posteriormente, en el proceso de identificación se han conseguido combinaciones lineales de los parámetros dinámicos. Para conseguir el valor individual de cada parámetro, se ha propuesto un método para construir un sistema lineal determinado basado en parámetros conocidos *a priori*. De esta manera, se ha conseguido un modelo de la tijera que incluya todos los parámetros dinámicos y capaz de simular el comportamiento del sistema.

Este modelo ha sido posteriormente validado ejecutando otra trayectoria diferente a la empleada en la identificación. Aunque se aprecian algunas diferencias, especialmente para el segundo actuador, se ha visto como el par obtenido con el modelo identificado es similar al par experimental. Estas diferencias se deben a fenómenos dinámicos no modelados, desviación de los parámetros identificados con los reales así como también a desalineamientos en el sistema.

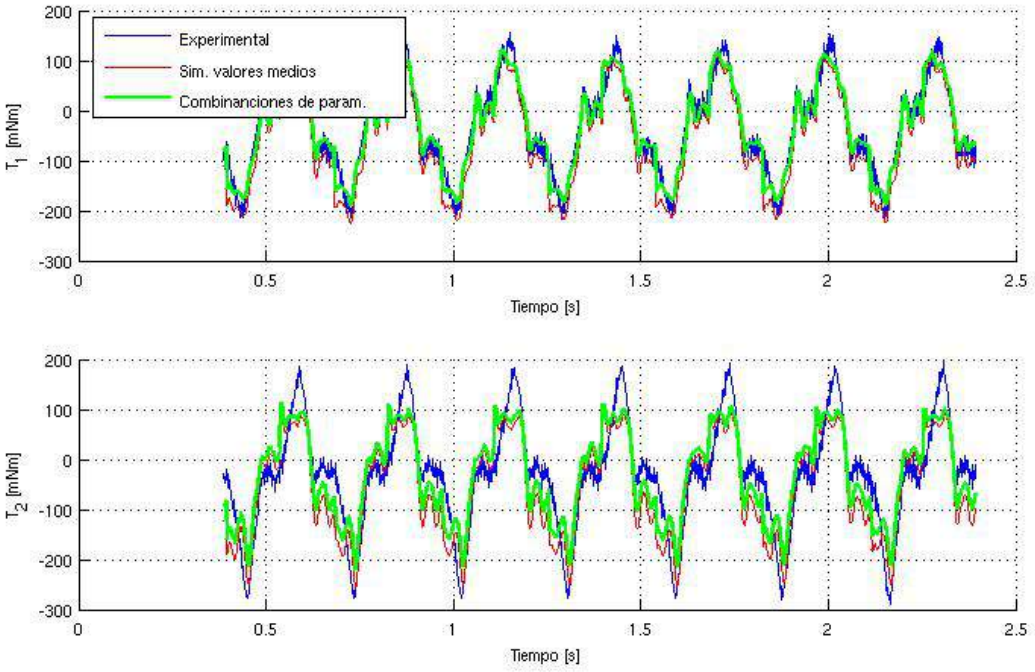


Figura 5: Par experimental, modelo con valores medio y modelo con combinaciones lineales para ambos actuadores y para la señal de validación.

8 Referencias

[1] Adept Technology Inc., 2015, http://www.adept.com/products/robots.
[2] PhysikInstrumente (PI) GmbH & Co, Parallel Kinematic Hexapods, 2015, http://www.physikinstrumente.com/products/parallel-kinematic-hexapods.html
[3] PKMtricept SL., Tricept, 2015, http://www.pkmtricept.com/
[4] Abdellatif, Houssem; Heimann, Bodo, Computational efficient inverse dynamics of 6-DOF fully parallel manipulators by using the Lagrangian formalism, Mechanism and Machine Theory, 44 (2009), 192-207.
[5] M. Gautier, Numerical Calculation Of The Base Inertial Parameters Of Robots, 1990 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Cincinatti, USA, (1990) 1020–1025.
[6] J. Swevers, C. Ganseman, J. De Schutter, H. Van Brussel, Experimental Robot Identification Using Optimised Periodic Trajectories, Mechanical Systems and Signal Processing, 10 (5) (1996), 561 – 577.
[7] M.A. Díaz Rodriguez, Identificación de parámetros dinámicos de robots paralelos basada en un conjunto de parámetros significativos, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, (2009).

Asociación Española de Ingeniería Mecánica

XXI CONGRESO NACIONAL
DE INGENIERÍA MECÁNICA

Torso humanoide con estructura inspirada en la anatomía humana usando manipuladores paralelos

Daniele Cafolla, Marco Ceccarelli

LARM: Laboratorio de robótica y mecatrónica, DICEM; Universidad de cassino y el Lazio meridional, Cassino, Italia.

El torso artificial es una parte fundamental de los robots humanoides con características especiales para imitar la actuación humana. En este trabajo se presenta un novedoso diseño de un torso con vértebras actuadas con cables, inspirado por la anatomía humana. Considerando que la anatomía del torso humano y sus articulaciones son muy complejas, se ha modelado el funcionamiento básico del torso humanoide. La estructura se presenta mediante la descripción de sus principales características y su desempeño: empezando desde su cinemática hasta los requisitos de diseño. El diseño se presenta con experimentos cuyos objetivos son comprobar la factibilidad de la solución propuesta y caracterizar su desempeño; comparándolo con la caracterización del torso humano por medio de ángulos de desplazamientos y aceleraciones lineales. Además, el consumo de energía ha sido monitoreado para comprobar la viabilidad de la utilización de una batería Li-Po como fuente de alimentación para hacer el torso humanoide totalmente portátil.

1. Introducción

Los robots humanoides, los cuales son diseñados mediante la inspiración directa en las capacidades humanas, son considerados como los compañeros y asistentes de los seres humanos durante la vida diaria [1]. Hasta ahora, la investigación sobre robots humanoides ha hecho rápidos progresos de tal manera que varios robots humanoides han sido desarrollados con mobilidad esencial y operativa para desempeñar tareas tipicas de la vida diaria en el entorno humano, como ASIMO de Honda [2], WABIAN series de Waseda University [3], HRP series de AIST/KAWADA [4], LOLA de Technical University Munich, y HUBO series de KAIST [5].
Los mecanismos seriales poseen una amplia área de trabajo y diestra maniobrabiliad, lo que puede garantizar la capacidad de imitar movimientos similares a los humanos. Sin embargo, debido a sus estructura, son suceptibles a doblarse con una carga y la vibración a alta velocidad los conduce a la falta de precisión y bajo redimiento dinámico. Estos incovenientes traen problemas en el diseño de un robot humanoide ya que se requieren esquemas de fusión de sensores más sofisticados, complejos algoritmos de control modelo-base y sistema de accionamiento potentes. Por otro lado, los mecanismos paralelos son bien conocidos por tener un mejor rendimiento en términos de comportamiento dinámico, exactitud, capacidad de carga útil, rigidez, de modo que se han estudiado amplianmente tanto en la industria como en lo académico [6]. No obstante, los mecanismos paralelos también tiene algunos incovenientes, tales como pequeño espacio de trabajo, cinemática directa compleja, y problemas de singularidad, los cuales requieren una selección apropiada de los mecanismo y un diseño mecánico complejo.El cuerpo humano es un sistema extremadamente complejo, con varios músculos y tendones en cada región (cabeza, cuello, tronco, extremidades superiores (brazos) y extremidades inferiores (piernas)) que actúan en paralelo entre sí para dar movilidad al correspondiente esqueleto [7]. Con una inspiración biométrica un robot humanoide puede ser diseñado y operado con una estructura cinemática hecha de varios mecanismos paralelos, con diferentes soluciones de diseño dependiendo de las partes del cuerpo que ellos imitarán en funcionalidad y volumen.

2. Estructura de CAUTO

El torso humano tiene un importante rol en el cuerpo humano, tanto en capacidad como en desempeño, durante las acciones. Su anatomía es bastante compleja siendo compuesta de varios sistemas cuya integración aseguran una funcionalidad muy eficiente. La comprensión de la anatomía del torso humano es muy útil para lograr diseños humanoides exitosos no solo para replicar la anatomía humana sino incluso para un mejor funcionamiento de operaciones similares a las humanas. El torso humano es una plataforma central del cuerpo humano a la cual los están unidos los miembros y dentro de la cual están localizados la mayoría de los órganos. Su anatomía es muy compacta y compleja, la cual consiste principalmente de un sistema esquelético y un conjunto de músculos relativos a las funciones biomecánicas [8, 9].

2.1. Diseño Cinemático

Un torso humano para un robot humanoide puede ser interpretado como una zona torácica y una zona pélvica que están interconectadas mediante una columna artificial que ayuda a lograr una operación similar a la humana [11-17]. Con este concepto ha sido desarrollada una estructura paralela actuada por cables tomando inspiración de la anatomía de un cuerpo humano, Figura 1. La estructura del torso humanoide propuesto para robots consiste de cuatro discos que replican las vértebras en una columna vertebral humana 4. Cada vertebra está interconectada una a otra mediante acoplamientos flexibles que se comportan como articulaciones esféricas que permiten la rotación θ, Φ, y ψ alrededor de los ejes X, Y, Z, respectivamente [13-15]. El tórax está fijado a la columna a través de un disco vertebral. La pelvis está conectada al abdomen, el cual se conecta a la columna a través de otro disco vertebral 1. En la pelvis están localizados los 5 actuadores de los cuales 4 permiten los 3 D.O.F.s de la columna vertebral humanoide. Cuatro cables están fijados a la plataforma 4 del tórax y ellos pasan a través de hoyos en los discos vertebrales hasta llegar a los actuadores. Los cables son halados por medio de los actuadores. Moviendo los actuadores antagónicamente, la columna humanoide puede ser doblada hacia la derecha, izquierda, adelante y atrás. Cuando un cable es halado su antagónico correspondiente es liberado. Además, un movimiento circular puede ser realizado gracias a la combinación de los dos movimientos anteriormente mencionados. La cinemática inversa de las articulaciones vertebrales ha sido resuelta mediante la formulación del movimiento en cada plano de un solo movimiento de rotación. Este método ha sido elegido con el objetivo de obtener cálculos sencillos para una programación práctica del accionamiento de los motores, [13-15].

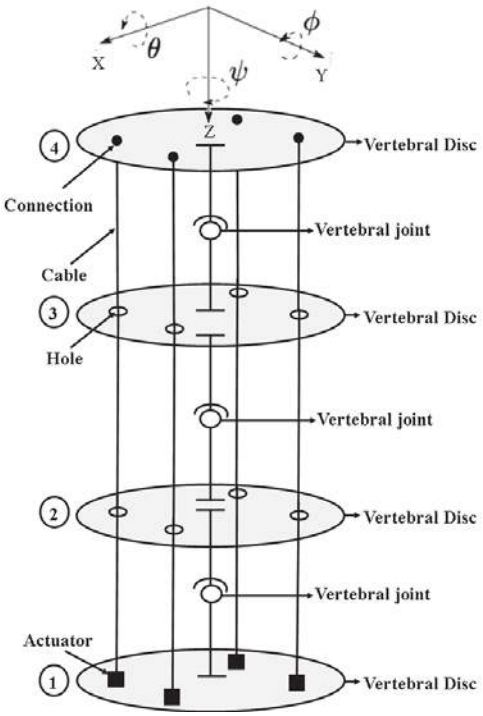


Figura 1: Esquema cinemático de la estructura paralela actuada por cables biológicamente inspirada.

2.2. Diseño Mecánico

El diseño conceptual de la Figura 2b, propone una réplica del torso humano usando una simple estructura paralela hibrida basada en una vértebra. Una estructura central ha sido pensada para funcionar como una columna vertebral con articulaciones esféricas entre las plataformas de vertebras así que estas actuaran como transmisores pasivos del movimiento hacia el tórax a lo largo de la columna. La plataforma del tórax será manipulada mediante un mecanismo actuado por cables que permitirá su inclinación y rotación. Los componentes del diseño mecánico serán limitados para alcanzar soluciones compactas con una funcionalidad apropiada. Las plataformas del tórax y pelvis son conectadas juntas a través de la columna humanoide compuesta de 2 réplicas de una FSU (Functional Spine Unit); cantidad mínima necesaria para replicar satisfactoriamente el funcionamiento humano. Una FSU puede ser replicada a partir de tres componentes: dos discos y una articulación. Los discos vertebrales serán conectados a través las articulaciones vertebrales replicando la estructura de una columna vertebral humana. El rol de una vértebra es ejecutado por un disco con una superficie curveada en los extremos superior e inferior de la misma. El rol del disco vertebral es asumido partiendo de que la articulación flexible es encapsulada en el disco así que permite al disco flexionar, doblar y girar sin caer afuera de la articulación. La articulación posee un espacio de trabajo homogéneo y de forma esférica. Con el objetivo de explicar mejor la Figura 2a, un esquema de links se fusionó con la imagen de la anatómica de una FSU y una sección de la versión final del mecanismo de la columna vertebral como se muestra en la Figura 2b. Es de resaltar que el prototipo final de la columna replica satisfactoriamente la subdivisión anatómica FSU y su estructura.

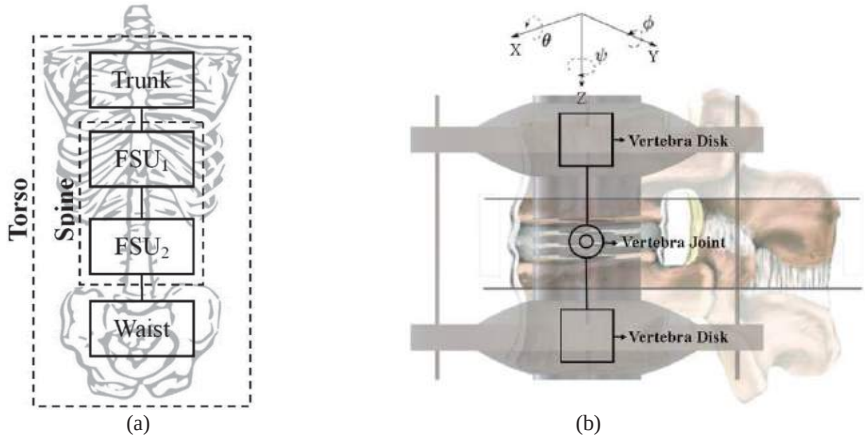
Los cables y las articulaciones flexibles han sido modelados como cuerpos elásticos por medio de una adecuada desratización para el análisis FEM durante el movimiento simulado con un cable actuado por un motor. Un torque adecuado de 1.27 Nm ha sido considerado para el actuador comercial. Este torque ha sido aplicado a los dos cables que replicando la operación de torsión por un segundo en una simulación no lineal dinámica FEM, [15]. La simulación considera también la contribución de la gravedad y todas las cargas nominales usadas en la simulación dinámica. La temperatura del ambiente ha sido puesta a temperatura ambiente. Las articulaciones flexibles han sido consideradas de aluminio y los cables de acero. Todos los componentes han sido considerados de plástico (ABS). La Figura 3 muestra el modelo CAD usado en la simulación. Figura 3a muestra las fuerzas actuantes y el punto de aplicación mientras la Figura 3b muestra el marco de referencia y los puntos de referencia.

Como criterio para el análisis de stress, la función de stress Von Mises ha sido usada para considerar todos los tres componentes del stress de un estado 3D de stress. En la Figura 4 son reportados los resultados del análisis FEM. Una lista de los máximos valores de stress computados se observa en la Tabla 1.

Tabla 1. Maximos stresses computados

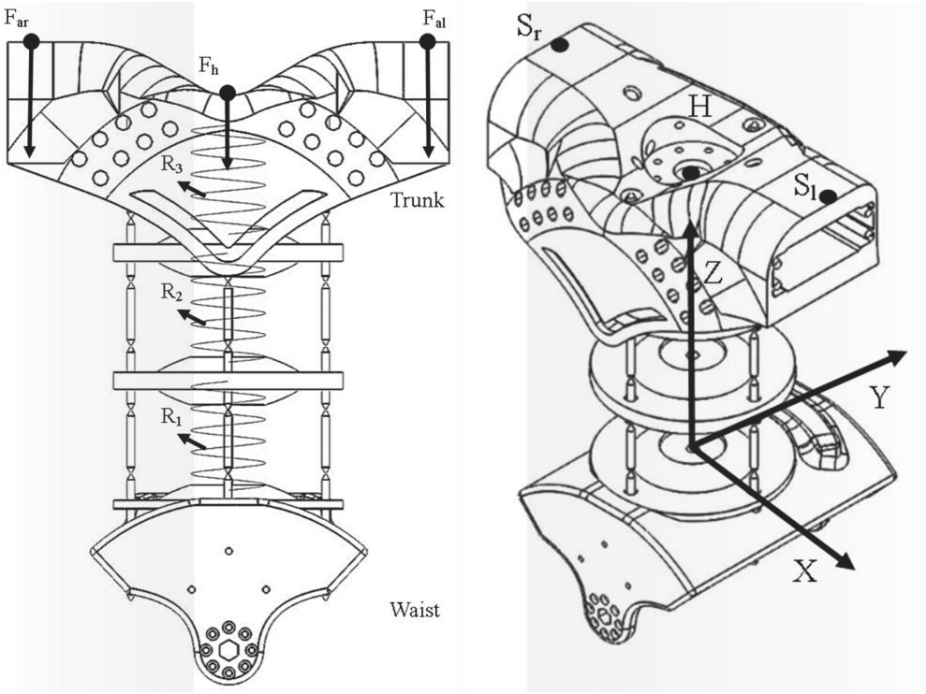
Nodo	Descripción	Valor del Stress
4924	Cable	1,394,108.625 N/m^2
38976	Articulación flexible asociada a R1	348,074.84 N/m^2
45747	Articulación flexible asociada a R2	369,784.50 N/m^2
51697	Articulación flexible asociada a R3	369,784.50 N/m^2

En este caso, se nota que no hay stresses en el modelo que excedan el límite elástico del material. Este resultado demuestra que el cable puede permitir el movimiento y que el stress está equitativamente distribuido entre las articulaciones flexibles como se muestra en el análisis dinámico en Figura 4 y que ellos pueden soportar estas cargas nominales de acuerdo a sus propiedades mecánicas.



(a) (b)

Figura 2: Diseño conceptual del torso humanoide: (a) Estructura conceptual de un torso humanoide, (b) Esquema de una FSU inspirado por el conjunto de vertebras humanas.



(a) (b)

Figura 3: Modelo CAD para simulación: (a) Fuerzas actuantes, (b) Marco y puntos de referencia.

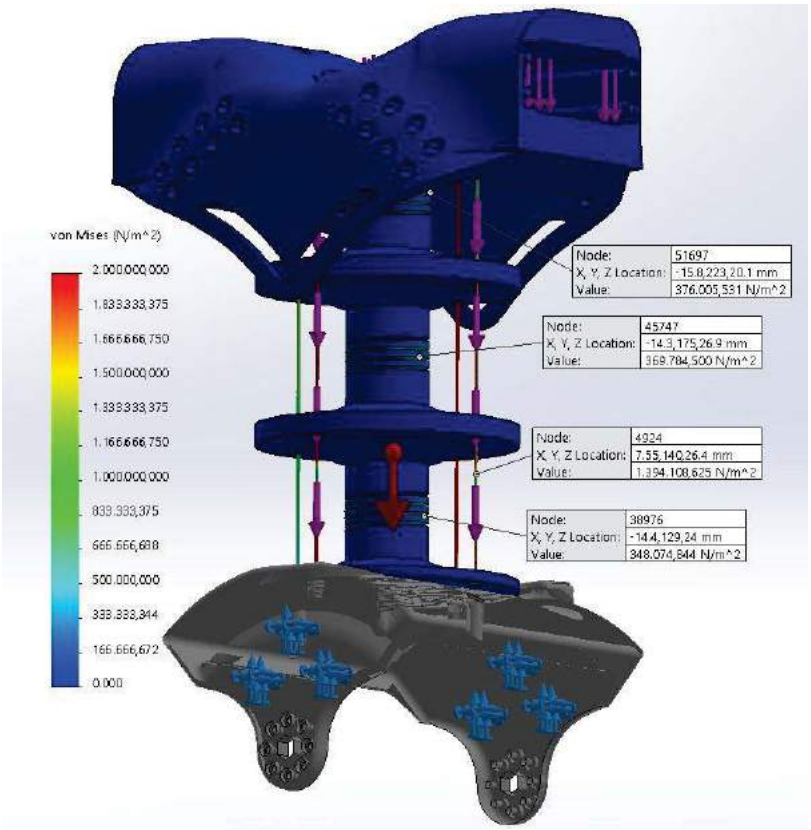


Figura 4: Stress computado sobre la estructura propuesta durante la operación de torsión.

3. Prototipo a bajo coste

El diseño del torso propuesto presenta cuatro discos que simulan cuatro vertebra, las cuales están conectadas una a otra a través de articulaciones flexibles. Cinco servo-motores han sido ensamblados en la plataforma de la zona pélvica. Cuatro de ellos halan los cables en diferentes combinaciones que permiten al tórax doblarse y hacer el movimiento de torsión. El quinto servo-motor permite la rotación de la pelvis. La actuación es controlada con una tarjeta de control de Arduino y con la correspondiente programación del movimiento.

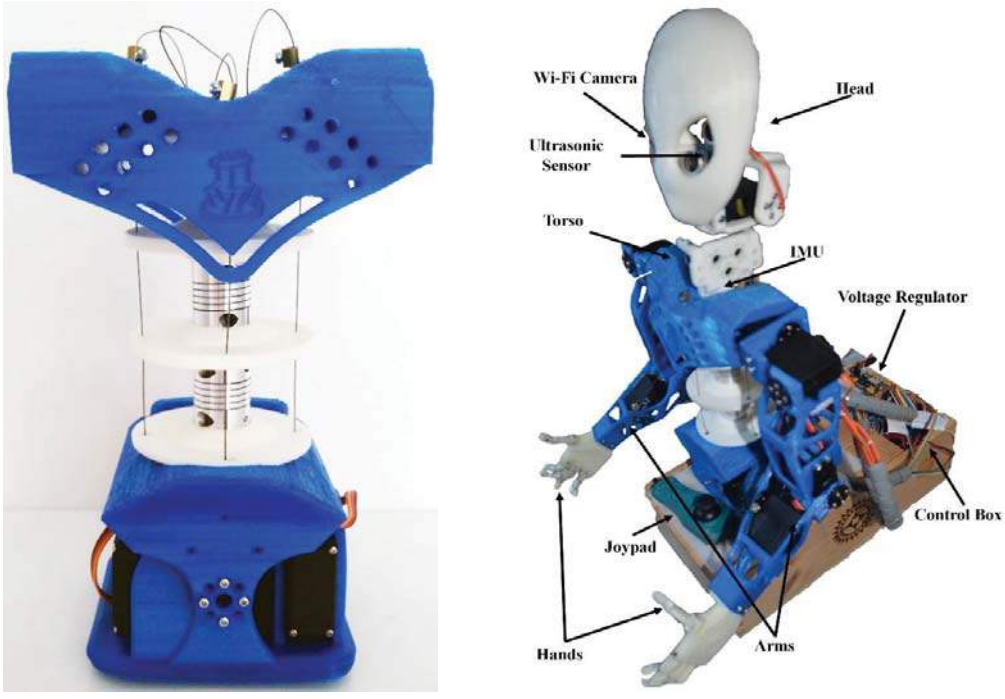
3.1. 3D printing

La impresión 3D es una tecnología de prototipado rápido que es reconocido como un recurso útil en el proceso de desarrollo de mecanismos de robots, a través de un procedimiento que permite la verificación de la viabilidad de las soluciones desde etapas tempranas en el desarrollo de robots. Prototipado Rápido (Rapid Prototyping (RP)) es un término usado para describir una variedad de procesos, los cuales tienen como objetivo la creación tridimensional de partes físicas a partir de modelos virtuales 3D por computadora mediante el uso de máquinas impresoras automatizadas. Las partes son construidas directamente a partir de un modelo CAD 3D y pueden coincidir con un modelo dentro de los límites de precisión del proceso de impresión elegido. El procedimiento presentado en [18] ha sido usado para construir el prototipo. La Figure 5a muestra la impresión 3D del novedoso torso humanoide CAUTO (CAssino hUmanoid TORSO).

3.2. Componentes

Los coples flexibles seleccionados son "Huco Single Helix Beam Couplings" en aluminio [19]. Para medir el consumo de potencia con un voltaje constante, el sensor de corriente que ha sido elegido es un ACS712 [20]. El sensor de corriente ACS712 está basado en el principio del efecto Hall.

Para medir el desplazamiento angular y la aceleración linear se ha usado un sensor a GY-85 [21] IMU (Inertial Mesurement Unit). El GY-85 es un módulo de nueve ejes (giroscopio de tres ejes + acelerómetro de tres ejes + sensor de campo magnético de tres ejes). Los servomotores que actuarán en el prototipo son Tower Pro MG 995 [22]. La Figura 5b muestra el conjunto del prototipo realizado combinando partes producidas por prototipado rápido con componentes comerciales, incluyendo sensores y actuadores.



(a) (b)

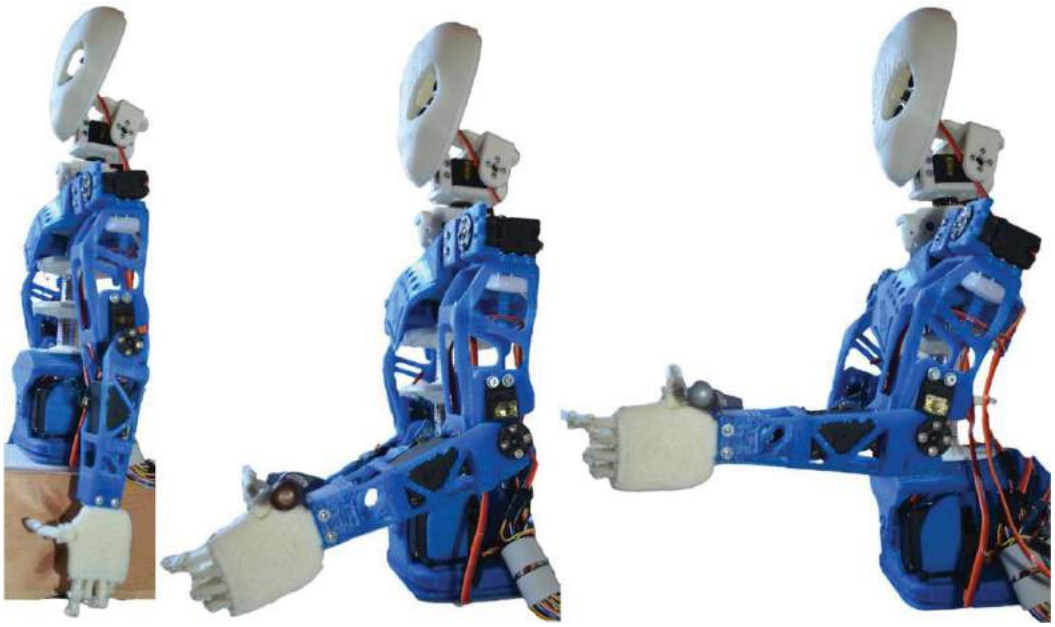
Figura 5. El prototipo CAUTO construido en el LARM de Cassino: (a) Estructura del Torso, (b) Sistema completo.

4. Experimentos de validación

La construcción del prototipo y los test de validación son una actividad fundamental en el desarrollo de máquinas y particularmente en el diseño de robots. Esta actividad puede llegar a consumir mucho tiempo y es costosa, aunque necesaria para alcanzar un diseño final adecuado. Por este motivo, antes de la producción final, es necesario trabajar con prototipos.

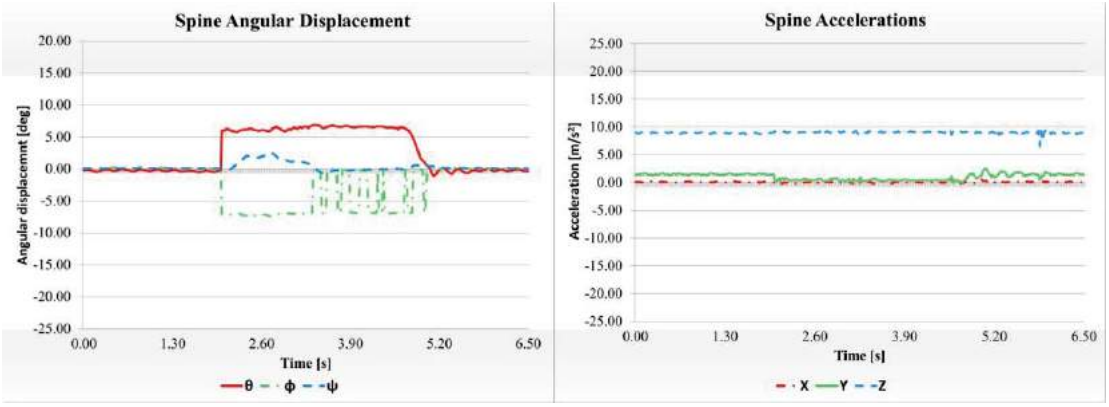
4.1. Movimiento 3D con carga

El experimento consiste en la elevación de una carga de 560 gramos. El torso humano inicia parado en una posición erguida, la carga es puesta sobre los brazos y es elevada por los dos brazos simultáneamente. La posición alcanzada es mantenida y finaliza cuando los brazos regresan a su posición inicial bajando la carga. La Figura 6 muestra el experimento del torso humanoide elevando la carga de 560 gramos. La Figura 7a presenta los ángulos adquiridos con la IMU durante el experimento. El experimento se llevó a cabo en 20.40 segundos. Los 560 gramos han sido elevados en 7.60 segundos y la posición ha sido mantenida alrededor de 8.44 segundos. El ángulo θ adquirido tuvo un rango entre –3.76° y 0.23°. El ángulo Φ adquirido tuvo un rango de –2.44° y 2.37°. El ángulo ψ adquirido tuvo un rango entre–2.07° y 3.68°. Cuando la carga es aplicada sobre los brazos, el torso se inclina hacia adelante pero el torso balancea el peso adicional inclinándose hacia atrás manteniendo una posición constante sin caerse como es mostrado en la evolución de θ en el tiempo en la Figura 7a. Es de notar, mediante el análisis de la gráfica en la Figura 7b, que las aceleraciones lineales son constantes presentando una operación de elevación de la carga suave. Cuando el movimiento es realizado, la aceleración a lo largo del eje X tiene un rango entre –2.24 m/s^2 y 2.20 m/s^2, la aceleración lineal a lo largo del eje tiene un rango entre –0.24 m/s^2 y 2.55 m/s^2 y la aceleración lineal a lo largo del eje Z tiene un rango entre 8.16 m/s^2 y 9.81 m/s^2. El eje Z tiene offset de 9.81 debido a la aceleración de la gravedad. Solamente se presentan picos en la aceleración en el momento en que inicia la elevación de la carga y en el momento en que se inicia el descenso de la carga debido a la vibración que coincide con la inercia de la carga. La Figura 8 muestra el consumo de potencia durante el experimento. La potencia es constante hasta cuando que se da inicio a la operación de elevación de la carga; durante la elevación de la carga se absorbe más corriente para permitir que los brazos mantengan la masa adicional y puedan elevarla, y por lo tanto, se consume más potencia; cuando la carga es bajada, el consume de potencia decrece. El consumo de potencia tiene un rango entre 13.32 W y 24.09 W y un valor promedio de 18.07 W. Este experimento demuestra que el torso propuesto puede elevar satisfactoriamente una carga de 560 gramos, que es alrededor del 35% de su propio peso, incluyendo los brazos. Por lo tanto, el uso de una bacteria como fuente de alimentación es todavía viable, permitiendo una buena durabilidad.



(a) (b) (c)

Figura 6: Capturas del experimento de elevación de una carga de 560 gramos: (a) Posición de reposo, (b) Posición de inicio de elevación de la carga, (c) Posición final de elevación de la carga.



(a) (b)

Figura 7: Datos adquiridos por la IMU durante el experimento de elevación de una carga de 560 gramos: (a) desplazamientos angulares, (b) aceleraciones.

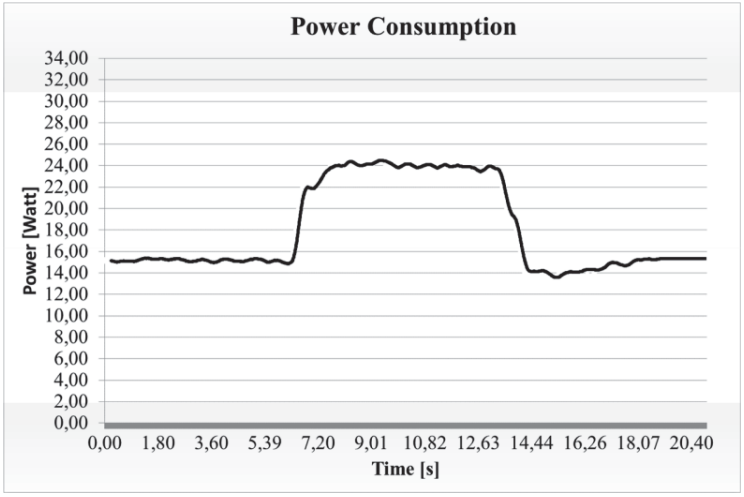


Figura 8 Consumo de potencia durante el experimento de elevación de una carga de 560 gramos, Figura 6.

5. Conclusiones

En este artículo se presenta el novedoso diseño del torso humanoide CAUTO. En particular, se ha ilustrado un ejemplo en el cual el robot levanta una carga igual al 35% de su peso.
Se ha presentado la caracterización de funcionamiento tanto simulando como experimental que demuestra la eficiencia del prototipo. Además, sus características permiten un consumo energético abordable con uso de una batería Li-Po de 11.1V y 2.2A como fuente de alimentación para hacer el torso humanoide totalmente portable.

6. Referencias

[1] C. Kemp, P. Fitzpatrick, H. Hirukawa, K. Yokoi, K. Harada, and Y. Matsumoto, Humanoid Robots. In Siciliano, B., Khatib, O., eds., Springer handbook of robotics. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, (2008), 1307–1333.

[2] M. Hirose and K. Ogawa, Honda humanoid robots development. Philosophical Transaction of the Royal Society, 365(1850), (2007), 11-19.

[3] Y. Ogura.,H. Aikawa, K. Shimomura, A. Morishima, H.O. Lim, and A. Takanishi, Development of a new humanoid robot WABIAN-2. In Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International, (2006), 76-81.

[4] K. Kaneko, F. Kanehiro, M. Morisawa, K. Miura, S. Nakaoka, S. and Kajita, Cybernetic Human HRP-4C. In Proceeding of 9th IEEE/RAS International Conference on Humanoid Robots (Humanoids 2009), Paris, December 7-10, (2009), 7-14.

[5] M. Zucker, S. Joo, M.X. Grey, C. Rasmussen, E. Huang, M. Stilman, and A. Bobick, A General-purpose System for Teleoperation of the DRC-HUBO Humanoid Robot. Journal of Field Robotics, 32(3), (2015), 336-351.

[6] J.P. Merlet, Parallel robots. Dordrecht: Springer, 2nd edition, (2006).

[7] K.S. Saladin, Human Anatomy. New York: McGraw Hill Higher Education, (2008).

[8] R. L. Huston, Principle of Biomechanics, CRC Press, (2009).

[9] C. Virginia, Bones and Muscles: An Illustrated Anatomy. Wolf Fly Press, New York, (1999).

[10] B. Gao, H. Song, J. Zhao, S. Guo, L. Sun, and Y.Tang, Inverse kinematics and workspace analysis of a cable-driven parallel robot with a spring spine, Mechanism and Machine Theory, 76, (2014), 56-69.

[11] D. Cafolla and M. Ceccarelli, Design and simulation of humanoid spine, In: New Trends in Mechanism and Machine Science: From Fundamentals to Industrial Applications, Springer, Dordrecht, (2014), 285-594.

[12] D. Cafolla D., C. I-Ming, and M. Ceccarelli, An experimental characterization of human torso motion, Frontiers of Mechanical Engineering, Volume 10, Issue 4, (2015), 311-325.

[13] Cafolla D. and Ceccarelli M., "Design and validation of a PKM Structure for a Humanoid Torso", in Proceedings of The 14th IFToMM World Congress, Taipei, Taiwan, (DOI) 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS13.122, 2015.

[14] Cafolla D. and Ceccarelli M., "Experimental Inspiration and Rapid Prototyping of a novel Humanoid Torso", Robotics and Mechatronics: Proceedings of the 4th IFToMM International Symposium on Robotics and Mechatronics, Springer, Dordrecht, (DOI) 10.1007/978-3-319-22368-1_7, 2015, pp. 65-74.

[15] Cafolla D. and Ceccarelli M., "Design and simulation of a cable-driven vertebra-based humanoid torso", International Journal of Humanoid Robotics, Vol. 13, No. 4,,(DOI) 10.1142/S0219843616500158, 2016.

[16] M. Henriksen, H. Lund, R. Moe-Nilssen, H. Bliddal, and B. Danneskiod-Samsoe, Test-retest reliability of trunk accelerometric gait analysis, Gait Posture, 19, (2004), 288–97.

[17] R. Moe-Nilssen and J.L. Helbostad, Interstride trunk acceleration variability but not step width variability can differentiate between fit and frail older adults, Gait Posture, 21, (2005), 164–70.

[18] L. Roos , F. Guenter , A. Guignard, and A.G. Billard, Design of a biomimetic spine for the humanoid robot robota, In Biomedical Robotics and Biomechatronics, BioRob 2006. The First IEEE/RAS-EMBS International Conference on, (2006), 329-334.

[19] Cafolla D. and Ceccarelli M., Design and FEM analysis of a novel humanoid torso, In: Multibody Mechatronic Systems, Springer, Dordrecht, (2014), 477–488.

[20] M. Ceccarelli , G. Carbone, D. Cafolla D. and M.F. Wang, How to use 3D printing for feasibility check of mechanism design, In Advances in Robot Design and Intelligent Control, Springer International Publishing, (2015), 307-315.

[21] Huco Single Helix Beam Couplings, http://www.huco.com/products.asp?cat=59, (2015).

[22] ACS712 Current Sensor, http://www.robot-italy.com, (2015).

[23] GY-85 IMU Sensor, https://github.com, (2015).

[24] Tower Pro MG995 Servo, http://www.servodatabase.com/servo/towerpro/mg995, (2015).

Análisis mecatrónico de la influencia de la elasticidad de una máquina herramienta en las prestaciones dinámicas de sus servoaccionamientos

I. Ansoategui Belategui[1], F. J. Campa Gómez[1], C. López Ugarte[1]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco/ Euskal Herriko Unibertsitatea. UPV-EHU.

El desarrollo de las máquinas grandes para la industria de la máquina-herramienta, conlleva problemas por necesidad de desplazar grandes pesos con rigidez limitada. Para su diseño, se requieren nuevos modelos mecatrónicos. Aquí se presenta un modelo de 3 grados de libertad considerando la flexibilidad estructural de la máquina. Se va a simular el comportamiento dinámico para estimar el jerk máximo a programar para un error en la punta de herramienta. Se demuestra que la flexibilidad del elemento a mover tiene influencia. El considerar la rigidez de una columna de una máquina vertical infinita, para obtener un sobredisparo deseado en punta de herramienta, puede suponer un error de 90% en el jerk comandado. El modelo se va a validar experimentalmente en banco de ensayos.

1. Introducción

En los últimos años, el crecimiento de los sectores de energías renovables, ferrocarril, aviación, plataformas marinas, la energía de fusión en grandes plantas científicas, etc. ha requerido el desarrollo de grandes máquinas-herramienta. Para los diseñadores el problema principal de estas máquinas es garantizar suficiente precisión en la punta de la herramienta en todo el espacio de trabajo, debido a sus grandes pesos y el uso de elementos estructurales de grandes voladizos como columnas o carneros. Como consecuencia, estas máquinas tienen bajas frecuencias naturales, lo cual significa que sufren problemas de chatter [1]. Estos también necesitan ser calibrados en espacios de trabajo muy grandes, para compensar las deflexiones debido a su propio peso [2]. También, se presentan problemas térmicos y deben ser compensados, especialmente en máquinas que trabajan en climas tropicales bajo relativamente altos gradientes de temperatura ambiente [3]. Finalmente, la combinación de las frecuencias naturales y las grandes fuerzas inerciales complican el control de la posición en la punta de la herramienta, cuando la máquina intenta ejecutar movimientos moderadamente ágiles [2].

Este trabajo está enfocado en el último problema, que es, el control de posición en la punta de la herramienta para máquinas grandes. En estas máquinas, la localización de los encóderes empleados para controlar la posición están muy lejos de la punta de la herramienta, ver figura 1, lo cual significa que la deflexión de los elementos estructurales debido a las fuerzas inerciales deriva en errores notables. Para minimizarlos desde la etapa de diseño, es necesario el uso de modelos mecatrónicos para analizar la transmisión mecánica y el rendimiento dinámico de la estructura.

Para un análisis mecatrónico sencillo de servo-accionamientos, se pueden usar modelos inerciales [4]. Sin embargo, si se desea tener en cuenta la flexibilidad de la cadena de transmisión, el enfoque más común es el desarrollo de modelos de 2 grados de libertad (gdl). En la década reciente, se han desarrollado varios modelos mecatrónicos de 2 gdl, de la posición angular en el encóder del motor y la posición del encóder lineal. Entre otros autores, A. Dequidt [5] en el año 2000 desarrolló un modelo de 2 gdl, con nuevas reglas para la determinación del ancho de banda y el ratio inercial. Y. Altintas [6] en 2011 llevó a cabo una revisión integral del diseño y el control de sistemas de accionamientos. Y más recientemente, R. Caracciolo [7] en 2014 propuso un modelo mecatrónico, que minimiza el par del motor. Sin embargo, para máquinas-herramientas grandes con una gran inercia y rigidez limitada en los elementos de la máquina, los modelos de 2 gdl no son lo suficientemente precisos. Se debe añadir un tercer gdl para la punta de la herramienta como en la figura 1, modelando la naturaleza flexible de los elementos estructurales localizados desde el encóder lineal hasta la punta de la herramienta. Si no, se obtendrán grandes sobredisparos al final de la columna o el carnero donde se encuentra la punta de la herramienta.

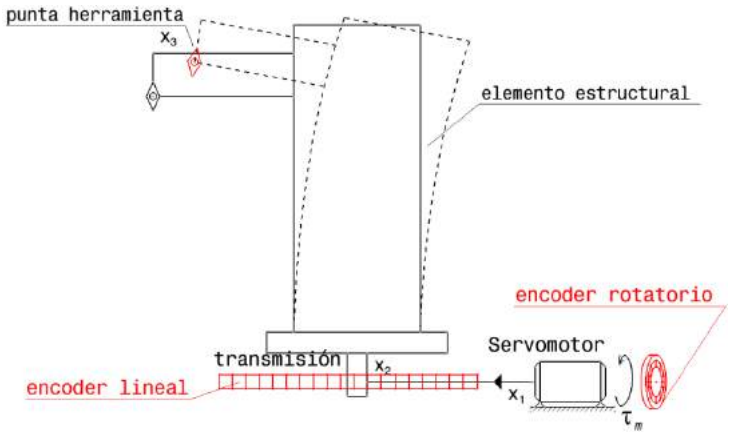


Figura 1: Influencia de la flexibilidad de la columna en el error de la herramienta. x1: Posición en el encóder del motor, x2: Posición en el encóder lineal, x3: posición real en la punta de la herramienta.

Entre los autores que han desarrollado modelos mecatrónicos de 3 gdl, R. Neugebauer [8] presentó una optimización del comportamiento de máquinas grandes para alcanzar mayores aceleraciones, reduciendo así el tiempo de proceso de mecanizado. Wu S. T. [9] construyó un prototipo basado en una viga flexible sobre un accionamiento husillo a bolas, usando filtros de ruido y un potenciador lineal para el control de la vibración durante el movimiento. A. Fortunato [10], diseñó un modelo virtual de centros de mecanizado, basado en métodos de aproximación de masas concentradas y elementos finitos. Este modelo virtual ayuda a los diseñadores en la definición óptima de las características de la máquina-herramienta.

Este trabajo presenta un modelo mecatrónico de 3 gdl de un accionamiento general, y analiza la influencia del jerk comandado desde el CNC en el error de posición en el encóder lineal y la punta de la herramienta de la máquina. Zulaika y Altamira [11], usando un modelo de 2 gdl, demostraron que el impacto del jerk en el sobredisparo dependía mucho de la frecuencia natural del sistema. Aquí, el modelo de 3 gdl ha sido usado para cuantificar la influencia del jerk en el sobredisparo considerando la flexibilidad de los elementos estructurales de la máquina. El análisis se ha validado experimentalmente simulando la flexibilidad de una máquina-herramienta en un banco de ensayos con una masa situada sobre dos placas finas en voladizo sujetas a la mesa de un accionamiento husillo a bolas.

2. Modelado

Para desarrollar el modelo mecatrónico de 3 gdl, primero es necesario analizar el modelo dinámico de la planta.

2.1 Modelado dinámico

En la figura 2, se muestran el modelo de parámetros concentrados de 3 gdl, conectadas las masas por muelles y amortiguadores. Este es un enfoque bien conocido para el modelado dinámico de un accionamiento electromecánico [12].

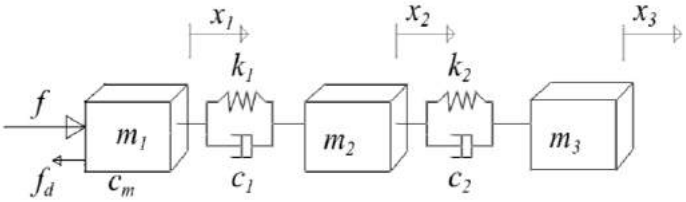


Figura 2: Esquema de parámetros concentrados. Modelo de 3 gdl.

En el modelo de 3 gdl, x_1 es la posición del motor, x_2 es la posición medida en el encóder lineal y x_3 es la posición de la punta de la herramienta. La masa m_1 representa la inercia del motor, la segunda masa m_2 es la inercia de la transmisión. La tercera masa m_3 representa la inercia de la estructura elástica. Respectivamente, k_1 y c_1 son la rigidez y amortiguamiento de la cadena de transmisión, desde el motor al encóder lineal y, k_2 y c_2 la rigidez y amortiguamiento del elemento estructural desde el encóder lineal a la punta de la herramienta. Además, la fuerza f es equivalente al par del servomotor, f_d es la fuerza de perturbación debida a la fricción y las fuerzas

de corte y, c_m es el amortiguamiento viscoso del motor. Los últimos dos términos, serán considerados como un par de perturbación externo. La ecuación de movimiento del modelo de 3 gdl en forma matricial es:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1+c_2 & -c_2 \\ 0 & -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1+k_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

A partir de las ecuaciones de movimiento, después de pasarlos al dominio de la frecuencia, la dinámica del accionamiento será modelada mediante funciones de transferencia. La primera función de transferencia FT_1 es definida como la que relaciona la posición angular en el encóder con el par del motor. La segunda función de transferencia FT_2 relaciona la posición del encóder lineal con la posición angular del motor. Finalmente, la tercera función de transferencia FT_3 relaciona la posición de la punta de la herramienta con la posición del encóder lineal. Las funciones de transferencia son representadas por la Ec. (2), cuyos coeficientes son mostradas en la tabla 1 para los modelos de 2 y 3 gdl.

$$FT_i = \frac{n_4 s^4 + n_3 s^3 + n_2 s^2 + n_1 s + n_0}{d_6 s^6 + d_5 s^5 + d_4 s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0} \quad (2)$$

Tabla 1: Coeficientes de numeradores y denominadores de las funciones de transferencia

	$FT_1 = \frac{x_1}{f}$		$FT_2 = \frac{x_2}{x_1}$		$FT_3 = \frac{x_3}{x_2}$
	2 gdl	**3 gdl**	**2 gdl**	**3 gdl**	**3 gdl**
n_0	k	$k_1 k_2$	k	$k_1 k_2$	k_2
n_1	c	$c_1 k_2 + c_2 k_1$	c	$c_1 k_2 + c_2 k_1$	c_2
n_2	m_2	$m_3 k_1 + (m_2 - m_3) k_2 + c_1 c_2$	0	$m_3 k_1 + c_1 c_2$	0
n_3	0	$m_3 c_1 + (m_2 - m_3) c_2$	0	$m_3 c_1$	0
n_4	0	$m_2 m_3$	0	0	0
d_0	0	0	k	$k_1 k_2$	k_2
d_1	0	0	c	$c_1 k_2 + c_2 k_1$	c_2
d_2	$(m_1 + m_2) k$	$(m_1 + m_2 - m_3) k_1 k_2$	m_2	$m_3 k_1 + (m_2 - m_3) k_2 + c_1 c$	m_3
d_3	$(m_1 + m_2) c$	$(m_1 + m_2 - m_3)(c_2 k_1 + c_1 k_2)$	0	$m_3 c_1 + (m_2 - m_3) c_2$	0
d_4	$m_1 m_2$	$(m_1 + m_2) m_3 k_1 + (m_2 - m_3) m_1 k_2 + + (m_1 + m_2 - m_3) c_1 c_2$	0	$m_2 m_3$	0
d_5	0	$(m_1 + m_2) m_3 c_1 + (m_2 - m_3) m_1 c_2$	0	0	0
d_6	0	$m_1 m_2 m_3$	0	0	0

2.2 Modelo mecatrónico

El modelo mecatrónico integra la dinámica de la planta, el control y el rendimiento de los sensores. El modelo se muestra en la figura 3, donde se modelan los lazos de control de posición y velocidad con sus tiempos de ciclo, y la función de transferencia terciaria se encuentra después del lazo cerrado de posición.

El sistema pertenece a un servo-accionamiento, al cual se le añade una masa flexible como se muestra en la figura 1. Respecto al control, este es un conocido PID en cascada, con control de posición, velocidad e intensidad. El control de posición se basa en un controlador proporcional P. El control de velocidad tiene un controlador PI, así como un control de corriente. Sin embargo, el lazo de corriente es modelado solamente con un par constante, ya que se ejecuta con un tiempo de ciclo mucho más rápido que los lazos de control de velocidad y posición, porque para las máquinas-herramientas grandes las dinámicas del fenómeno eléctrico serán más rápidas que las mecánicas.

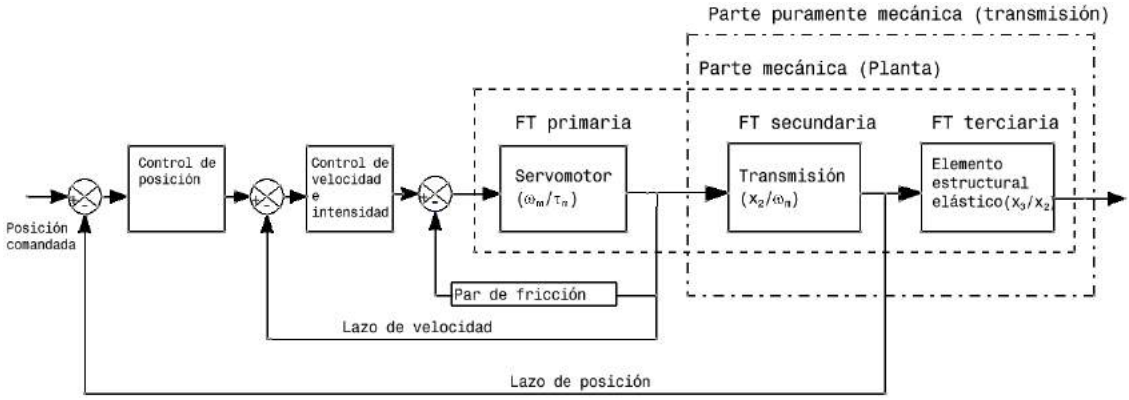


Figura 3: Modelo mecatrónico de 3 gdl de un accionamiento de una máquina-herramienta flexible.

3. Caso estudiado

Se ha montado un banco de pruebas, como se muestra en la figura 4. Este consiste de un servomotor Fagor 42.30A FKM con un par nominal de 6.3 Nm, un husillo a bolas Korta KBS-3210 con un diámetro exterior de 32 mm y un paso de 10 mm con una tuerca y un soporte, y un encóder lineal Ls 186 MI640 de una precisión de 0.5 µm. El accionamiento es controlado por un CNC Fagor 8035. En la parte superior de la mesa del accionamiento, se han colocado dos finas placas de acero en voladizo con una masa de 30 kg encima, que será considerada como la posición de la punta de la herramienta.

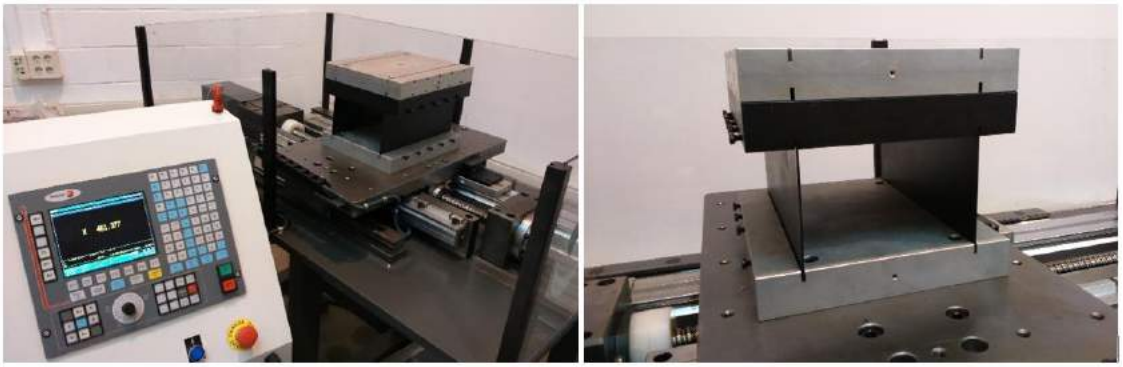


Figura 4: Banco de ensayos con una masa flexible sobre un accionamiento husillo a bolas.

3.1 Análisis de frecuencias, funciones de transferencia y modos

Los resultados del análisis modal del modelo de 2 gdl, muestran que la frecuencia natural del segundo modo es de 85.1 Hz, mientras que las frecuencias del segundo y tercer modo del modelo de 3 gdl son de 15.1 y 85.65 Hz. En el segundo modo se puede observar el efecto de resonancia de la masa flexible, y en el tercer modo la vibración de la transmisión.

En la figura 5, de izquierda a derecha, se muestran la primera función de transferencia (FT_1) para los modelos de 2 y 3 gdl, la segunda función de transferencia FT_2 para ambos modelos, y la función de transferencia FT_3 del modelo de 3 gdl. Finalmente, se comparan las funciones de transferencia de los lazos cerrados de posición de los modelos de 2 y 3 gdl, y el lazo cerrado de posición a la vez que el FT terciario. La influencia de la elasticidad de las placas aparece en FT_1 y FT_2, donde a 15 Hz hay cambios en magnitud y fase. Además, las FTs de los lazos cerrados de posición de 2 y 3 gdl son prácticamente iguales. Sin embargo, cuando se añade la FT terciaria al lazo cerrado de posición del modelo de 3 gdl, el pico a 15 Hz tiene una gran influencia, esto resultará en la aparición de sobredisparos y vibraciones debido a las fuerzas de inercia, reduciéndose incluso el ancho de banda del accionamiento.

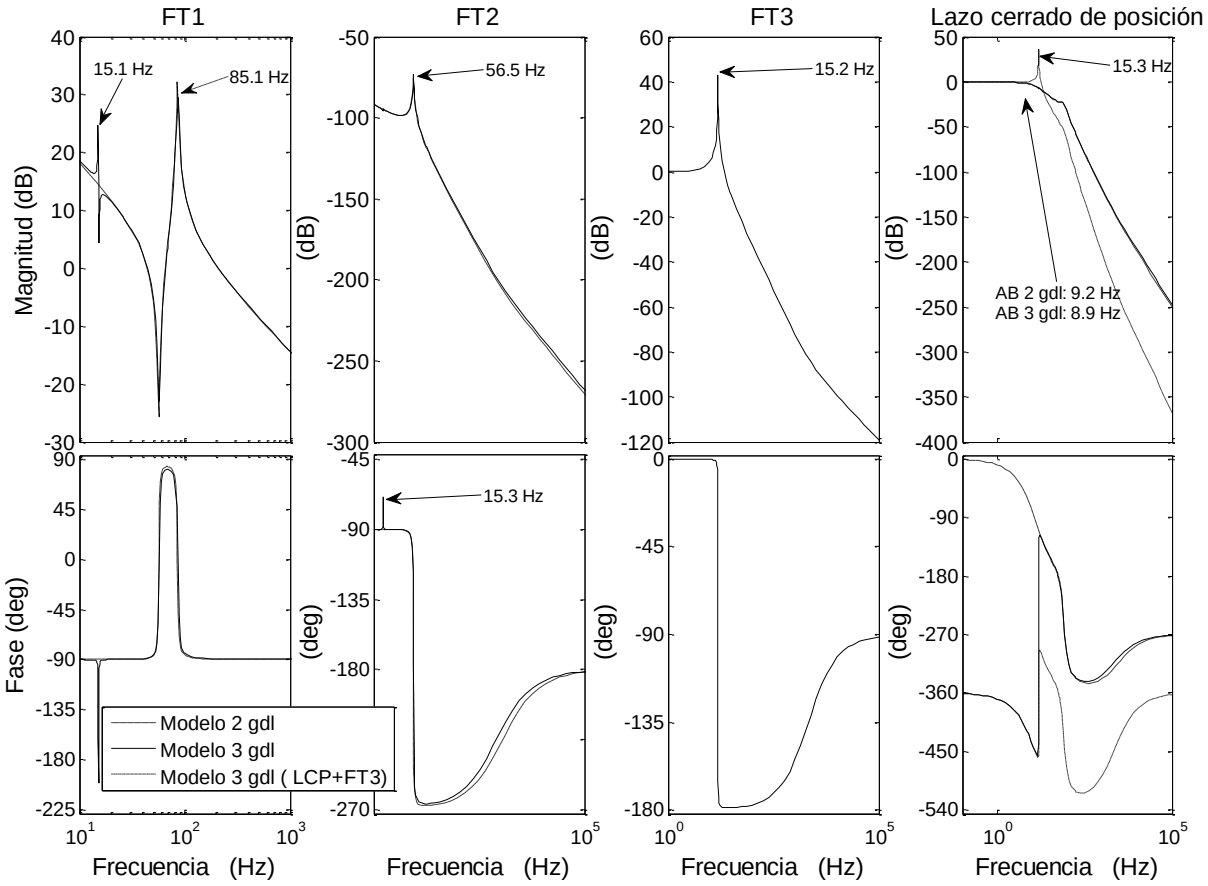


Figura 5: Diagramas Bode de FT1, FT2, FT3 y el lazo cerrado de posición.

4. Validación experimental

4.1 Señales en el dominio del tiempo

Los ensayos consisten de varios movimientos lineales con un perfil de velocidad seno cuadrado con distintas longitudes de 20, 100 y 400 mm, y velocidades de avance de 7, 15 y 30 m/min. Algunos resultados se muestran en la figura 6. Allí, la línea discontinua representa la posición simulada o el error de seguimiento de la mesa, la línea continua gruesa es la posición y error de seguimiento de la mesa, la línea de puntos es la posición y el error de seguimiento simulado de la masa flexible, y la línea continua fina es la posición y error de seguimiento medido en la masa.

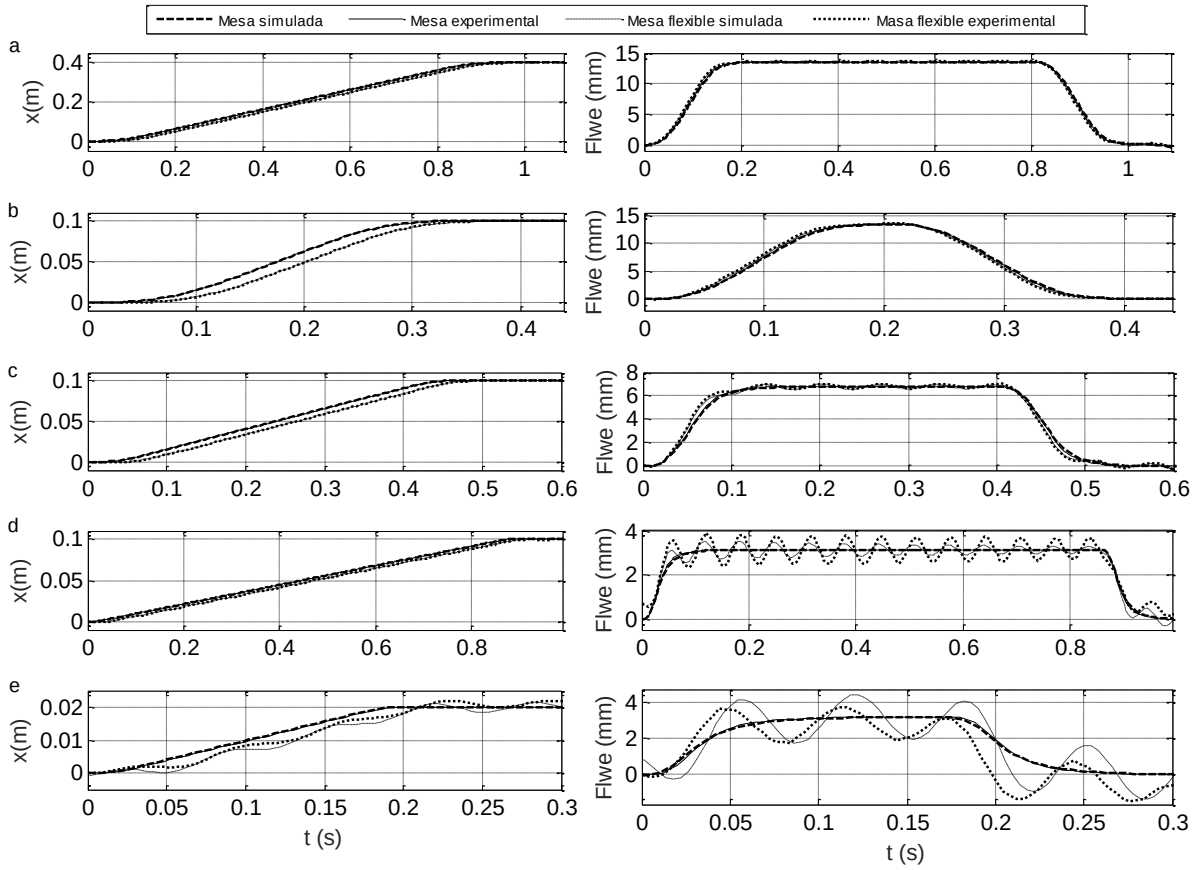


Figura 6: Curvas de posición y error de seguimiento para varias condiciones de trabajo. De arriba a abajo: a) Vf = 30000 mm/min y Δx = 400 mm, b) 30000 mm/min y 100mm, c) 15000 mm/min y 100 mm, d) 7000 mm/min y 100 mm, and e) 7000 mm/min y 20 mm.

Generalmente, se observa que las curvas del modelo se ajustan bien con las experimentales, como en el caso de la Figura 6a. Debido a las carreras más cortas, lo cual significa mayor frecuencia en movimiento, en Figura 6c, Figura 6d, y Figura 6e, se observan mayores oscilaciones en el error de seguimiento de la masa flexible. Esto es debido a la inercia y la rigidez limitada del elemento estructural. Las oscilaciones del error de seguimiento en la Figura 6d son mayores porque a esa velocidad de husillo, el eje trabaja cerca de la primera frecuencia natural (15 Hz). Con el mismo avance y una carrera menor, ver caso Figura 6e, las oscilaciones en el elemento flexible son mayores, incluso apreciables en la curva de posición.

4.2 Sobredisparo vs. jerk máximo comandado de la masa flexible y de la mesa

Aquí, se han realizado varios ensayos variando el jerk comandado del perfil de movimiento y midiendo los sobredisparos resultantes en la mesa del accionamiento y en la masa flexible. La idea es verificar experimentalmente como afectan a la vez el jerk y la elasticidad del sistema, en el sobredisparo del sistema.

Como el perfil de movimiento es un seno cuadrado en velocidad, para cambiar el jerk comandado, primero se tienen que desarrollar las ecuaciones de movimiento. En este perfil de movimiento, el tiempo de aceleración tacc es el tiempo que se necesita para alcanzar la velocidad de posicionamiento rápida G0 del accionamiento. Derivando la ecuación de velocidad, se obtienen los siguientes comandos de aceleración y jerk máximos, ver Ec. (15), donde Vf es la velocidad de avance:

$$a_{\max} = \frac{\pi \cdot G0}{2 \cdot t_{acc}} \qquad j_{\max} = \frac{1}{2 \cdot V_f}\left(\frac{\pi \cdot G0}{t_{acc}}\right)^2 = \frac{2\left(a_{\max}\right)^2}{V_f} \tag{3}$$

Por lo tanto, variando el tiempo de aceleración del perfil, se pueden cambiar la aceleración y el jerk demandado. Los valores de sobredisparo medidos en mesa y masa flexible se comparan con las simuladas en la Figura 7a y

Figura. 7b, respectivamente. Con respecto a las simulaciones, son representados los sobredisparos calculados con el modelo mecatrónico entero, pero se muestran también como referencia los desplazamientos obtenidos considerando solo las FTs de la transmisión.

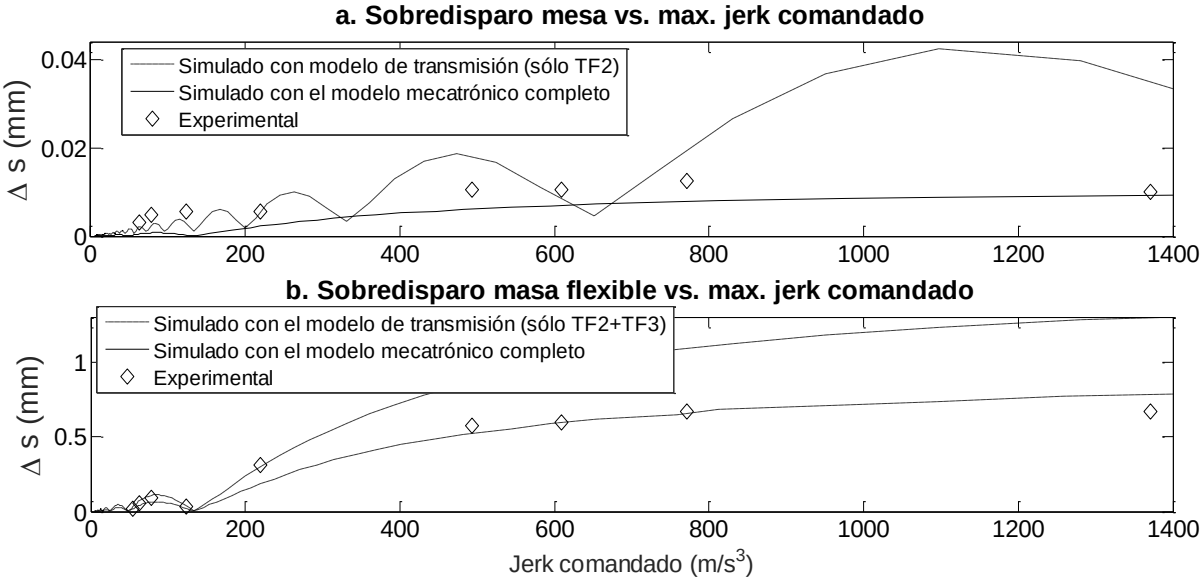


Figura 7: Sobredisparo Δs de mesa y masa flexible, dependiendo del jerk máximo comandado

Comparando los sobredisparos simulados del modelo mecatrónico y los experimentales, se puede decir que hay una coincidencia razonable. En la Figura 7b, todos los ensayos están sobre la tendencia predicha, mientras en la Figura 7a, los sobredisparos medidos parece que siempre son mayores que los predichos, que de nuevo puede ser debido a la mala identificación del amortiguamiento. Aunque la tendencia esperada fuese un crecimiento del sobredisparo a medida que aumentara el jerk comandado, los resultados experimentales así como los del modelo muestran en la Figura 7b que los sobredisparos decaen a ciertos valores de jerk, como p.e. a 54 y 124 m/s3. A estos valores, parece que el jerk demandado, junto a la forma del perfil y la frecuencia natural dominante del sistema hacen que la vibración de la masa flexible se cancele.

Comparando las predicciones del modelo mecatrónico y los modelos de transmisión, es claro que las tareas de control de posición significan un sobredisparo menor según lo predicho por el modelo mecatrónico. Sin embargo, se debe indicar cómo la forma de las curvas simuladas es similar en la Figura 7b, pero no en la Figura 7a. Esto se explica de nuevo por las frecuencias dominantes de los sistemas simulados. En la Figura 7b la frecuencia dominante de la transmisión, FT2 y FT3, es la misma que en el lazo cerrado de posición, cual es 15.3 Hz, ver Figura 5. En la Figura 7a, la forma es diferente porque la frecuencia dominante de FT2 es 56.5 Hz, diferente a la frecuencia dominante del lazo cerrado de posición. El resultado es que solamente con el modelo de transmisión, los valores de jerk que minimizan el sobredisparo son mayores.

Por otro lado, por medio de la norma ISO 230-2 [13], fue calculada la precisión del accionamiento sin la masa flexible, como en los ensayos realizados por Castro y Burdekin [14]. De acuerdo al estándar, la precisión del accionamiento es de 8 μm. Sin embargo, cuando fijamos la masa, para mantener o reducir el sobredisparo de la masa flexible de 8 μm, el máximo jerk comandado debe ser inferior a 20 m/s^3. Si se considerase un modelo de 2 gdl, se estimaría un jerk máximo errónea de 200 m/s^3. Es decir, el decrecimiento de jerk máximo para un sobredisparo de 8 μm es de 200 a 20 m/s^3, un 90%.

5. Conclusiones

La primera contribución es un modelo mecatrónico de 3 gdl que integra la dinámica de la cadena de transmisión, los elementos estructurales de una máquina-herramienta grande, y el control en cascada de posición, velocidad y corriente. El modelo ha sido programado y usado para simular la influencia de la elasticidad de los elementos estructurales de la máquina, lo que resulta en un desplazamiento diferente que sufre la punta de la herramienta comparada con el desplazamiento medido por el control en el encóder lineal.

El modelo desarrollado también ha sido usado para estimar el máximo jerk comandado que una máquina puede ejecutar sin excesivos sobredisparos en la punta de la herramienta. Las comparaciones realizadas muestran que la estimación de error del máximo jerk cuando se ignora la elasticidad de la máquina, puede ser superior al 90%.

Para las pruebas experimentales, se ha usado un banco de ensayos que consiste en un accionamiento husillo a bolas y una masa flexible que simula la elasticidad de una máquina-herramienta de gran dimensión. Varios ensayos con distintos avances y carreras muestran un buen ajuste con el modelo.

Para analizar la variación del sobredisparo de la masa con el máximo jerk comandado, también se han realizado algunos ensayos, midiendo el desplazamiento con un interferómetro lineal. Los resultados muestran un buen ajuste con las predicciones del modelo. Lo que es más, aunque se espera encontrar un sobredisparo mayor a medida que aumenta el jerk, se ha demostrado cómo existen algunos valores de jerk que minimizan el sobredisparo resultante. La ubicación de esos valores parece tener una relación con el perfil de movimiento y especialmente, con la frecuencia dominante del sistema. Eso significa, que puede ser posible programar un jerk con sobredisparo mínimo para cada movimiento, aunque esto debe ser analizado con mayor profundidad.

Para concluir, se presenta una herramienta capaz de simular ensayos con diferentes accionamientos de cualquier elemento estructural en la etapa de diseño, reduciendo la fase de prueba y error, y evitando la necesidad de construir prototipos grandes y caros.

6. Referencias

[1] Zulaika, J. J., Campa, F. J., and Lopez de Lacalle, L. N., (2011), "An integrated process–machine approach for designing productive and lightweight milling machines," Int. J. Mach. Tools Manuf., 51(7–8), pp. 591–604.

[2] Uriarte, L., Zatarain, M., Axinte, D., Yagüe-Fabra, J., Ihlenfeldt, S., Eguia, J., and Olarra, A., (2013), "Machine tools for large parts," CIRP Ann. - Manuf. Technol., 62(2), pp. 731–750.

[3] Gomez-Acedo, E., Olarra, A., Zubieta, M., Kortaberria, G., Ariznabarreta, E., and López de Lacalle, L. N., (2015), "Method for measuring thermal distortion in large machine tools by means of laser multilateration," Int. J. Adv. Manuf. Technol., 80(1–4), pp. 523–534.

[4] Fernandez-Gauna, B., Ansoategui, I., Etxeberria-Agiriano, I., and Graña, M., (2014), "Reinforcement learning of ball screw feed drive controllers," Eng. Appl. Artif. Intell., 30, pp. 107–117.

[5] Dequidt, A., Castelain, J.-M., and Valdès, E., (2000), "Mechanical pre-design of high performance motion servomechanisms," Mech. Mach. Theory, 35(8), pp. 1047–1063.

[6] Altintas, Y., Verl, A., Brecher, C., Uriarte, L., and Pritschow, G., (2011), "Machine tool feed drives," CIRP Ann. - Manuf. Technol., 60(2), pp. 779–796.

[7] Caracciolo, R., and Richiedei, D., (2014), "Optimal design of ball-screw driven servomechanisms through an integrated mechatronic approach," Mechatronics, 24(7), pp. 819–832.

[8] Neugebauer, R., Denkena, B., and Wegener, K., (2007), "Mechatronic Systems for Machine Tools," CIRP Ann. - Manuf. Technol., 56(2), pp. 657–686.

[9] Wu, S.-T., Lian, S.-H., and Chen, S.-H., (2015), "Vibration control of a flexible beam driven by a ball-screw stage with adaptive notch filters and a line enhancer," J. Sound Vib., 348, pp. 71–87.

[10] Fortunato, A., and Ascari, A., (2013), "The virtual design of machining centers for HSM: Towards new integrated tools," Mechatronics, 23(3), pp. 264–278.

[11] Zulaika, Juan José; Ander Altamira, Jon, (2005), "Diseño mecatrónico de servomecanismos de alta dinámica," Automática E Instrum., p. (362): 59-64, 5 Ref.

[12] GroB, H., Hamann, J., Wiegärtner, G., (2001), Electical feed drives in automation., Publicis-MCD.

[13] ISO 230-2. "Determination of accuracy and repeatability of positioning numerically controlled axes." (2000)

[14] Castro, H. F. ., and Burdekin, M., (2003), "Dynamic calibration of the positioning accuracy of machine tools and coordinate measuring machines using a laser interferometer," Int. J. Mach. Tools Manuf., 43(9), pp. 947–954.

Desarrollo de un algoritmo de visión artificial mejorado basado en la captura de posicionamiento LEDs en micromecanizado

O. de Francisco Ortiz[1], H.T. Sánchez Reinoso[2], M. Estrems Amestoy[3]

[1]*División Aeronáutica. Segula Technologies. odefrancisco@segula.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Materiales y Fabricación. Universidad Politécnica de Cartagena. horacio@upct.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Navarra. mestrems@tecnun.es*

En este estudio se ha desarrollado un algoritmo de visión artificial (AVA) mejorado basado en la captura de posicionamiento de LEDs para su utilización en un sistema de posicionamiento preciso XY con aplicación en micromecanizado. La posición de la herramienta de corte con respecto al sistema de coordenadas de la pieza durante el proceso de mecanizado se controla mediante un algoritmo de visión artificial. El sistema de posición se basa en controlar la trayectoria a través de unas posiciones de destino, cada una definida iluminando una serie de LEDs sobre una pantalla de un Smartphone, para que puedan ser capturada por la cámara. Los resultados demuestran que el uso del lazo cerrado apoyado en un algoritmo optmizado de cálculo de posición, proporciona una precisión en el posicionamiento mejorada durante el micromecanizado.

1. Introducción

Los estudios sobre los sistemas de micromecanizado han despertado un enorme interés en los últimos años. Estos se han centrado en el estudio de la estrategia de mecanizado, los parámetros de mecanizado y los errores de la herramienta de corte [1]. En estos sistemas, los sistemas de posicionamiento de lazo cerrado juegan un papel muy importante para poder alcanzar la precisión requerida. En esta comunicación, el sistema de control de visión de un demostrador utilizado en estudios anteriores [2] ha sido mejorado con el fin de lograr mejores resultados de precisión y repetitividad. El objetivo de la cámara, que se mueve de manera conjunta con la plataforma XY de la micro máquina-herramienta captura una imagen optimizada mediante tratamiento de imágenes relativa a la posición localizada mediante el encendido una serie de LEDs en la pantalla de un smartphone de 326 ppi de resolución. Este estudio difiere del trabajo anterior en utilizar un único espacio LED sin encender como separación entre dos posiciones de encendido, mejorando así la resolución del sistema de control en bucle cerrado. El algoritmo de visión artificial desarrollado utiliza un método de filtrado avanzado para detectar y mejorar la intensidad y la forma de la imagen capturada de un LED encendido en la pantalla. Una vez obtenida la posición estimada del LED dentro de los límites de la imagen capturada por la cámara, se ha probado el sistema en bucle cerrado mediante una serie de ensayos de laboratorio con el fin de evaluar la precisión y la repetitividad de la micro-máquina. Los resultados obtenidos demuestran que el uso del algoritmo de visión artificial mejorado es capaz de aportar una mejora significativa en la precisión de los sistemas de posicionamiento en micromecanizado. Con las mejoras introducidas se ha obtenido una reducción de la incertidumbre asociada al procedimiento de medida de la precisión desde 1,522 a 0,26 μm.

2. Descripción del equipo experimental

Este estudio se realiza aplicado a un sistema de control de dos dimensiones (X e Y). La Fig. 1 muestra el modelo 3D del demostrador MMT desarrollado para esta investigación. Éste se compone de dos plataformas móviles (X, Y) accionadas por dos motores paso a paso y una guía de precisión. Por debajo de la plataforma inferior está emplazada una cámara web apuntando al LCD de un Smartphone que se encuentra fijo en la estructura. El sistema de control consiste en mostrar una imagen de la trayectoria objetivo en el LCD y capturar la posición exacta con la cámara. Así el AVA procesa ésta imagen para calcular y realizar el movimiento necesario en los ejes de la MMT que se mueven conjuntamente con la cámara.

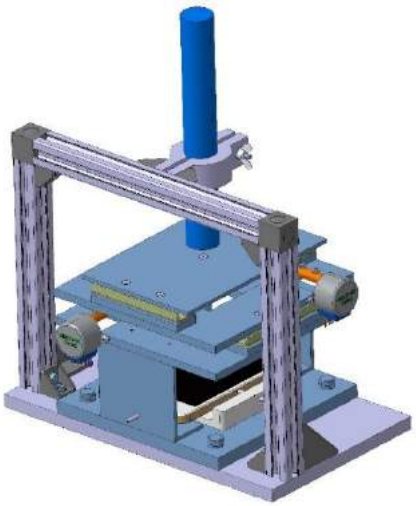


Figura 1: Modelo 3D del sistema de posicionamiento (Micro Máquina Mecanizado MMT).

Como se ve en la Fig. 2 los motores paso a paso son controlados por las señales de salida digital proporcionados por una tarjeta de adquisición de datos NI 6001-USB conectados al puerto USB de un ordenador portátil. Las salidas lógicas son tratadas por una etapa de amplificación de potencia compuesta por dos puentes L293 H. Por último, la retroalimentación necesaria para controlar la posición de la pieza se extrae de una Webcam USB conectada al portátil. El programa de control programado en LabVIEW recibe la imagen capturada por la cámara. Una vez procesada ésta mediante el algoritmo de visión artificial desarrollado, proporciona las señales de re-alimentación de posicionamiento necesarios para mover los ejes X e Y.

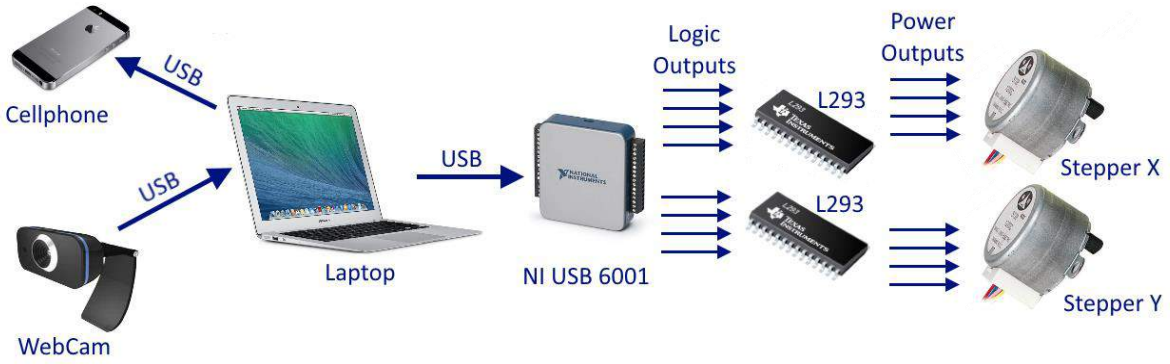


Figura 2: Arquitectura utilizada para el control de posicion de los ejes.

3. Visión Artificial

El control de la trayectoria de la herramienta mostrado en la pantalla del teléfono se basa en un patrón de LEDs iluminados en color rojo sobre un fondo negro. La Fig. 3 muestra un ejemplo de patrón de LED iluminado utilizando para posicionar el eje de la plataforma móvil [3]. Cada patrón LED iluminado representa un conjunto de posiciones objetivo posible para una operación de corte (ej: micromecanizado) [4, 5].

El patrón descrito ha sido creado en otro programa externo porgramado en VBA, utilizando un formato de mapa de bits BMP sin comprimir.

El algoritmo original de visión artificial fue desarrollado sobre la base de considerar una diferencia de diez LED no iluminados entre dos LEDs encendidos consecutivos mostrada en una plantilla (foto) en la pantalla del teléfono móvil.

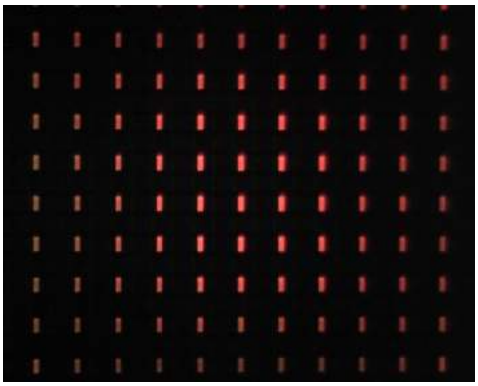


Figura 3: Ejemplo sin procesar 2x2 de foto tomada con la cámara sobre la imagen mostrada en el LCD.

El tipo de cámara utilizado en el estudio, la distancia focal y el algoritmo, no nos permitió utilizar una distancia menos entre los LEDs iluminados, porque la imagen no era lo suficientemente nítida. Debido a la limitación de la resolución de la cámara, la imagen captada del LED iluminado no era lo suficientemente nítido y sólo se obtuvo un conjunto de píxeles como la representación de un LED iluminado. Coniciendo la distancia entre dos LEDs de control iluminados en la pantalla del teléfono móvil (0,7791 mm el paso sobre la pantalla entre dos LEDs encendidos consecutivos en una pantalla de 326 ppi), se puede evaluar la relación de aspecto en el algoritmo de visión artificial:

$$\overline{G}_{k+1,k} = \frac{\text{Gap distance}}{\overline{d}_{k+1,k}} \tag{1}$$

donde $\overline{d}_{k+1,k}$ es la diferencia media entre las coordendadas de los centros de masa de dos LEDs iluminados consecutivos dentro de la misma imagen. El AVA nos permite trabajar la distancia medida en píxeles de imagen y convertirla en unidades métricas (µm) por medio del valor conocido de $\overline{d}_{k+1,k}$ [6].

El AVA sigue el siguiente procedimiento:

1) Definición de la distancia (GAP) entre píxeles. Se define la distancia de separación entre los LEDs iluminados con el fin de obtener una unidad mínima para el control de los desplazamientos en el sistema de posicionamiento. Por ejemplo, en un Iphone 5S, con resolución 326 ppi, se tiene una distancia mínima entre LEDs iluminados de 0,07791 mm (1”/326ppi).

2) Ampliación de la imagen. Después se toma una foto con la cámara, todos los LEDs iluminados en la pantalla se magnifican y se convierten en un conjunto de píxeles. El conjunto de píxeles tiene diferentes niveles de intensidad y son trasladados a un formato de mapa de bits. La Fig. 4 muestra los píxeles correspondientes a un LED iluminado procesado y transformado en un mapa de bits.

0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	15	94	74	93	11	0	0
0	51	155	193	161	20	0	0
0	44	180	215	210	66	0	0
0	63	196	228	239	114	1	0
0	27	156	220	189	67	0	0
0	0	84	117	82	19	0	0
0	0	19	27	28	21	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0
0	0	0	0	0	0	0	0

Figura 4: Valores de intensidad (pesos) para un LED iluminado.

3) Filtro y localización precisa del punto. Después de haber obtenido el archivo de mapa de bits con los pesos de intensidad del color de los píxeles, el siguiente paso consiste en reducir el brillo y realizar un filtro según un grado de intensidad umbral (en una escala de 0 a 255). Tras esto, se busca la posición exacta del punto calculando el centro de masa de cada conjunto de píxeles. Las coordenadas x_g e y_g del centro de masa de cada LED iluminado puede obtenerse según:

$$g = \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m} x_{i,j} \times B(i,j)}{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m} B(i,j)} \quad (2)$$

$$y_g = \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m} y_{i,j} \times B(i,j)}{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m} B(i,j)} \quad (3)$$

donde B(i, j) refleja el grado de intensidad de cada píxel variando i en unidades de píxel a través de una serie horizontal de píxeles, con i €[1, n]. Además, j varía en un conjunto vertical de píxeles, con j €[1, m].

4) Distancia media entre desplazamientos por eje. Tras haber obtenido la posición de centro de masa para cada conjunto de píxeles (LED iluminado en el LCD), el siguiente paso consiste en procesar la imagen y calcular la media de cada desplazamiento del eje. El desplazamiento despende de las diferencias entre x_g e y_g antes y después del movimiento. Por lo tanto, para dos imágenes consecutivas relacionadas con un desplazamiento del eje dado (k y k+1) la distancia dx y dy promedio se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\overline{d_x} = \left| \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_{g\,k+1,i} - x_{g\,k,i})}{n} \right| \quad (4)$$

5) Mover los motores paso a paso. El siguiente paso consiste en la activación de los motores paso a paso necesarios de manera que las coordenadas de la pieza (x, y) alcance las coordenadas del punto de destino medido sobre la pantalla LED del teléfono, que se mide según el AVA de acuerdo con el procedimiento descrito anteriormente.

3.1. Algoritmo de Visión Artificial Mejorado

Se ha realizado una mejora del AVA mejorando la estabilidad del algoritmo y realizando una depuración, paso a paso, de todas las fases del cálculo. Además se ha realizado una modificación de la cámara para poder reducir la distancia entre la cámara y la pantalla permitiendo de esta manera un enfoque mucho más cercano. La reducción de esta distancia manteniendo una imagen nítida ha permitido reducir la distancia entre los LEDs iluminados pasando de 10x10 a un patrón de 2x2 (se ilumina 1 de cada 3 LEDs de la pantalla LCD).

Cuando el teléfono móvil muestra una matriz de 2x2 y la cámara captura la imagen de la posición, se inicia un proceso de tratamiento de imágenes (ITP) y el cálculo del centro de masa de cada LED iluminado en la matriz.



Figura 5: Esquema del tratamiento de imágenes (ITP).

El ITP consiste en los siguientes pasos:

1) *Original Image*. Captura de imagen de la pantalla LCD del teléfono a través de la cámara web.

2) *Color Plane Extraction 1*. A partir del formato RGB de la imagen original se realiza una extracción a un formato RGB-Rojo.

3) *Image Mask 1*. Se aplica una máscara a la imagen con el fin de analizar sólo una malla de 5x5 píxeles iluminados, que se colocan en el centro de la imagen original obtenida con la cámara. Con esta máscara se evita la visión borrosa de los bordes de la imagen, por lo que todos los LEDs analizados son nítidos.

4) *Threshold 1*. Los píxeles en el umbral de la imagen original se rectifican para anular un posible aumento de píxeles frontera debido a un mal ajuste del enfoque en la cámara.

5) *Adv. Morphology 1*. Elimanación de pequeños objetos. Mediante un filtro se eliminan pequeños objetos que producen ruido en la imagen.

6) *Adv. Morphology 2.* Eliminación de objetos en la frontera. Mediante un filtro se realiza la eliminación de los píxeles que se encuentran situados tocando la frontera.

7) *Particle Analysis 1*. Cálculo de los centros de masa global de todos los píxeles para la imagen de la matriz 5x5.

Un ejemplo de la imagen filtrada obtenida tras el ITP se muestra en la Fig. 6.

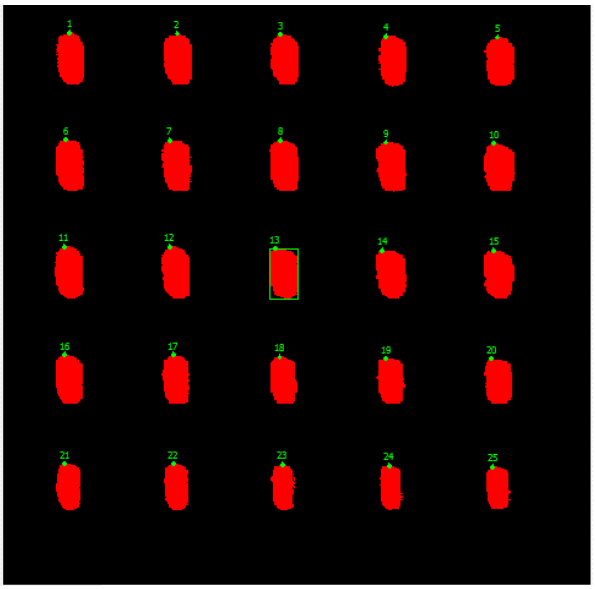


Figura 6: Imagen matriz 5x5 en un patrón de 2x2 píxeles iluminados.

4. Estudio Experimental

El estudio experimental ha sido realizado el demostrador MMT mostrado en la Fig. 7 el cual monta una webcam (Trust© 1280x1024 pixel) y un IPhone 5S. Dos motores paso a paso (ST28, 12V, 280mA) mueven cada uno dos guías lineales de precisión (IKO© BSR2080 de 50mm de carrera) cada una conectada a un husillo (M3). La pantalla LCD del teléfono tiene una definición de 1136x640 pixeles. Ambos motores paso a paso están controlados por las salidas digitales de una tarjeta de adquisición de datos NI-USB-6001. Las señales de salida de la NI-USB-6001 son tratadas por un circuito de amplificación compuesto por dos puentes L293 H. El sistema es controlado por un software programado en LabVIEW.

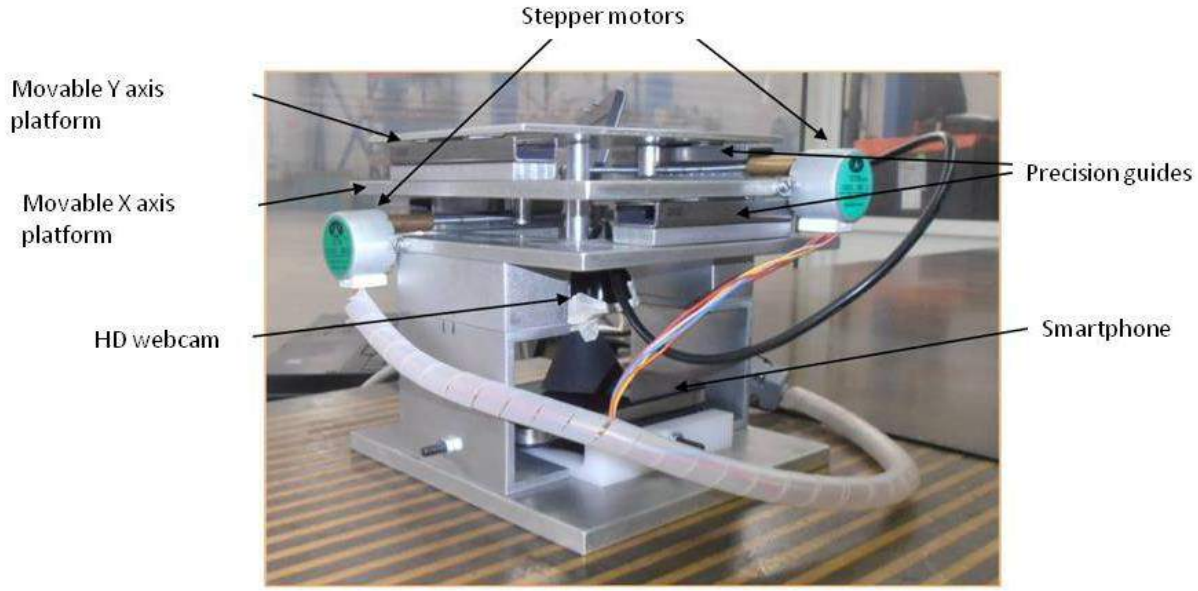


Figura 7: Demostrador Máquina Micromecanizado.

En la Fig. 8 se muestran los resultados obtenidos en un test realizado con lazo cerrado moviendo pasos teóricos de 0,1558mm (distancia entre dos LEDs iluminados en la pantalla LCD). El software LabVIEW utilizado en este ensayo control los motores y la cámara de visión. El error de posición es la distancia que tenemos que compensar el movimiento hasta llegar a un valor inferior al error máximo asignado. Cada uno de los recorridos se ha repetido tres veces en ambas direcciones hacia delante y hacia atrás, de acuerdo con la VDI / DGQ 3441 estándar. La posicion del eje X se ha medido por una máquina de medición por coordenadas (CMM), modelo DEA Pionner 06.10.06 (con una precision de 0,003 mm).

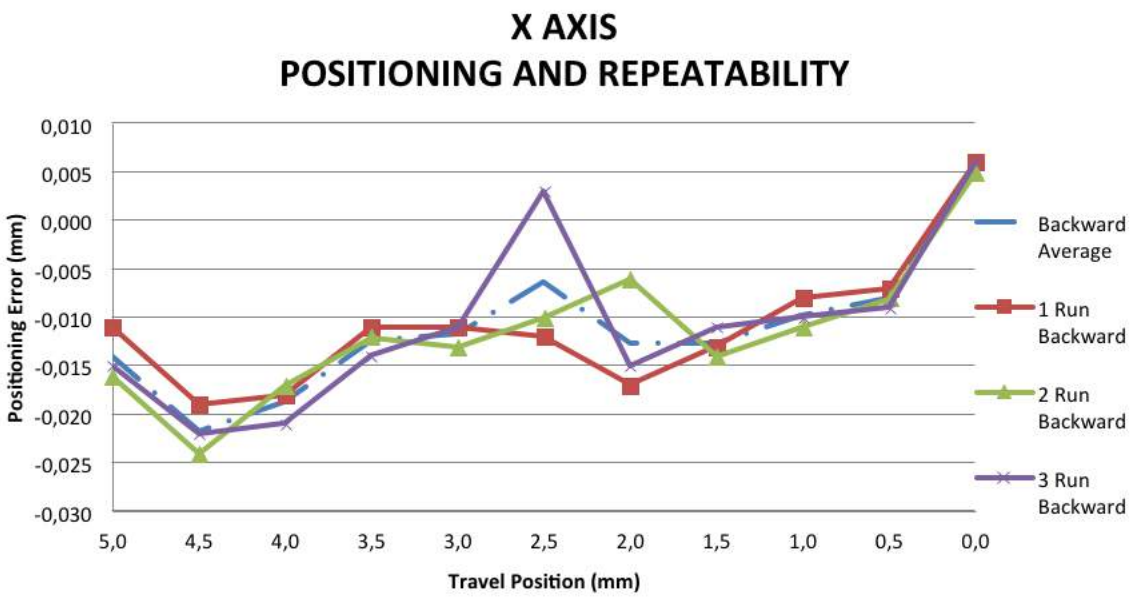


Figura 8: Errores de posicionamiento y repetitividad en el eje X.

El error máximo obtenido en el posicionamiento es de 0,011mm mientras que el error medio es de 0,006mm.

5. Conclusiones

En este estudio se ha desarrollado un método alternativo de alta precisión de posicionamiento mediante el tratamiento de imágenes utilizando una cámara web y una pantalla LCD. El sistema de posicionamiento de la MMT ha sido implementado con un bucle de lazo cerrado para poder realizar un control preciso de la posición. Los resultados obtenidos han mostrado un grado de precisión satisfactorio pero aún lejos de la precisión teórica alcanzable por el sistema (0,011mm vs 0,00026mm). Este posicionador de dos dimensiones es un dispositivo experimental preliminar que será mejorado en el futuro con la implementación de mejoras mecánicas y electrónicas implementadas en el MMT. En paralelo se está implementando un láser como actuador final para poder verificar la precisión de posicionado real mediante un microscopio electrónico.

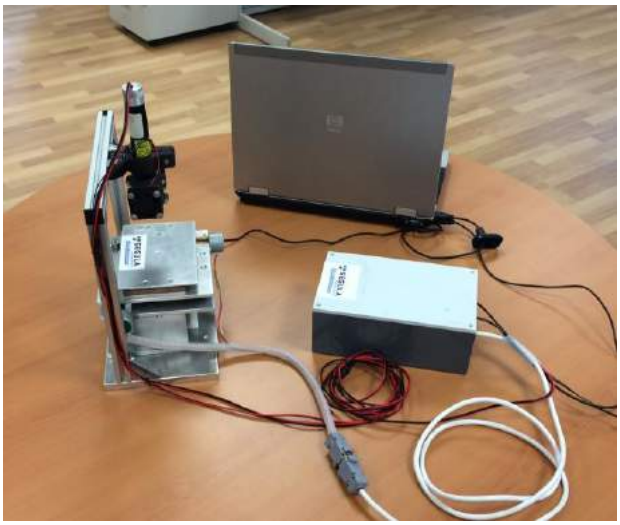


Figura 9: Mejoras implementadas pendientes de test y validación (láser → end effector).

6. Agradecimientos

Este trabajo de investigación no recibió ninguna subvención específica procedente de organismo público, comercial o sin fines de lucro. Es parte de la investigación del autor para su doctorado en la Universidad Politécnica de Cartagena y la Universidad de Navarra. Los autores desean agradecer al estudiante Francisco

Vidal por el apoyo AVM con la programación y pruebas así como a Segula Technologies por su interés y apoyo en el proyecto.

7. Referencias

[1] Aurich J C, Reichenbach I G, Schüler G M, Manufacture and application of ultra-small micro end mills, CIRP Annals - Manufacturing Technology (2012) 83-86

[2] De Francisco-Ortiz O, Sanchez-Reinoso H T, Estrems-Amestoy M, Development of a robust and accurate positioning system in micromachining based on Camera and LCD screen, *Procedia Engineering*. 132 (2015) 895 – 902.

[3] Montes C A, Zieger J C, Wong C, Mears L, Tucker T, 2-D absolute positioning system for real time control applications, ASPE Proceedings. Atlanta, GA, USA (2010)

[4] Leviton D, Method and Apparatus for Two-dimensional Absolute Optical Encoding. U.S. Patent 6,765,195 B1 (2002)

[5] Chu D, Trujillo H, Whitney E, Young J, Rapid High Resolution Absolute 2-D Encoding by Low Resolution Digital Imaging of a Mathematically Generated 3-Tone Target. ASPE Proceedings. Santa Clara, CA, USA (2006)

[6] Posada Gómez R, Sandoval González O, Martínez Sibaja A, Portillo Rodríguez O, Alor Hernández G, Digital Image Processing Using LabView, Practical Applications and Solutions Using LabVIEW™ Software, Dr. Silviu Folea (Ed.), (2011), ISBN: 978-953-307-650-8

Diseño y simulación de un prototipo de mano protésica de bajo coste

D. Cardín-Catalán[1], M.C. Mora[1], J. Andrés[1], B. Sospedra[1], C. Rubert[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción. Universitat Jaume I. {al228108, mmora, fandres, al132267}@uji.es*

[2]*Lab. Robótica Inteligente, Dpto. Ingeniería y Ciencia de los Computadores. Univ. Jaume I. cescuder@uji.es*

En las últimas décadas ha habido un gran desarrollo en el ámbito de las prótesis de mano, que utilizan tecnología avanzada con el objetivo de aproximarse a la funcionalidad y apariencia de la mano humana. Sin embargo, estos dispositivos no combinan las características de funcionalidad, durabilidad y apariencia cosmética necesarias, o bien no son económicamente asequibles. En este sentido, han aparecido diseños de bajo coste como alternativa a las prótesis actuales. Estas manos suelen diseñarse para ser fabricadas mediante impresión 3D, tratándose de diseños puramente mecánicos y sin actuación eléctrica. Esto es debido a la complejidad inherente al control de una mano protésica y al incremento de precio que este control supondría. En la actualidad existen pocas iniciativas que incorporen ambos aspectos, siendo habitual la utilización de hardware de control de bajo coste. Es frecuente que estos diseños se dejen disponibles en Internet para ser mejorados por otros desarrolladores. En este trabajo, se presenta el diseño preliminar de un prototipo de mano protésica antropomorfa de bajo coste de 6 grados de libertad: 4 relativos a la flexión/extensión de cada dedo y 2 para el movimiento del pulgar. Cada dedo se acciona mediante dos mecanismos de 4 barras y un motor de corriente continua, que logran un movimiento similar al de la mano humana. Las dimensiones de las falanges se basan en valores antropométricos de mano. La cinemática y el control inicial del prototipo se han simulado mediante SimScape Multibody©, incorporando al modelo de mano un brazo artificial 3D sencillo. El movimiento se consigue realizando el control de posición de la mano, teniendo en cuenta la geometría del objeto a agarrar. Un análisis cinemático previo permite obtener la posición deseada en los diferentes agarres y, en consecuencia, el ángulo que debe girar el motor de cada dedo para posicionar toda la mano. Asimismo, el modelo se ha simulado en OpenHand, software libre para la simulación de agarres con manos robóticas. Esta herramienta incorpora métricas de calidad del agarre que han permitido analizar de manera más exhaustiva los agarres realizados con la prótesis presentada.

1. Introducción

La mano humana es un sistema muy complejo, con un gran número de grados de libertad (GDL), inervaciones en su estructura, músculos y tendones como actuadores, y un control jerárquico complejo [1]. Su pérdida provoca graves trastornos físicos y una elevada carga psicológica. A la incapacidad para agarrar y manipular objetos se une la incapacidad de sentir y explorar el mundo que nos rodea, así como con la imposibilidad de realizar gestos para apoyar un discurso y expresar emociones.

Los problemas y cargas psicológicas pueden surgir debido a las diferencias físicas entre los amputados y la población general. Las causas más comunes de amputación del miembro superior son los accidentes traumáticos y el cáncer, seguida de las complicaciones vasculares asociadas a otras enfermedades. La incidencia de amputados de miembro superior en los países europeos va desde 50 a 270 por año [2, 3] con alrededor de 1.900 amputaciones traumáticas de miembro superior al año, siendo unos 94.000 el total de amputados de miembro superior en Europa.

Una ayuda tecnológica habitual ante la amputación de la extremidad superior es el uso de una prótesis de mano. Estos dispositivos pueden ser cosméticos, activados por movimientos corporales o mioeléctricos. Las prótesis activadas por movimientos corporales están controlados por gestos (por ejemplo, encogimiento de hombros) transferidos a un elemento terminal sencillo, de tipo pinza o gancho. Las prótesis de mano mioeléctricas ejecutan sus acciones activadas por señales de electromiografía (EMG) recogidas de los músculos residuales tras la amputación, mediante electrodos de superficie, amplificadas y procesadas para controlar la mano [4, 5].

Durante las últimas décadas ha habido un gran auge en el diseño de manos protésicas de avanzada tecnología, para suplir carencias de mano, como las diseñadas por Touch Bionics [6] u Ottobock [7]. Estas prótesis poseen un gran rango tanto de movimientos como de agarres disponibles a realizar por el usuario. Además incluyen una

cobertura de látex que imita la apariencia de la piel humana, lo que les da un aspecto más realista. El inconveniente es que poseen un elevado precio de venta al consumidor.

Por otra parte, recientemente han surgido manos protésicas de bajo coste y de software abierto debidas a la popularización de la tecnología de impresión 3D, como la diseñada por el proyecto *e-nabling the future* [8]. Estos diseños no poseen tanta versatilidad y funcionalidad como los más avanzados, ya que la mayoría se encuentra en desarrollo y no reciben tanta inversión de capital como las manos comerciales, pero suponen una alternativa económica a las mismas.

En este trabajo se presenta el diseño de una mano protésica de bajo coste y 6 GDL que cumple en cierto grado las especificaciones de antropomorfismo y funcionalidad de las manos más avanzadas, pero manteniendo el requisito de bajo coste. Por una parte, la apariencia humana permitirá minimizar la carga psicológica en el usuario mientras que un elevado grado de movilidad permitirá realizar una gran variedad de movimientos de agarre, en comparación con las prótesis existentes en el mercado. Por otra parte, para que el dispositivo sea asequible se prevé la utilización de materiales y procesos de prototipado rápido para su fabricación, como la impresión 3D, así como de hardware de control de bajo coste y software de código abierto.

La estructura del artículo se indica a continuación. En primer lugar, se describe el diseño del prototipo de mano protésica desarrollado en SolidWorks©. En segundo lugar, se realiza una simulación del control de posición de la prótesis para el agarre de un cilíndro mediante el software SimScape Multibody©, complemento de Matlab©. En tercer lugar, se analizan las capacidades de agarre de la mano diseñada utilizando el software libre OpenHand, mediante su comparación con la mano Michelangelo [7], que es una de las manos protésicas comerciales más conocidas. Finalmente se analizan los resultados obtenidos y se plantean conclusiones y trabajos futuros.

2. Metodología

2.1. Diseño preliminar del prototipo

En una primera fase se realizó un diseño preliminar de mano protésica que cumpliera con los requisitos establecidos de antropometría y movilidad. Como se deseaba replicar en cierto grado el aspecto y el movimiento natural de los dedos, se estableció que cada dedo tuviera tres falanges articuladas entre sí tal y como ocurre en la mano humana (Figura 1). Para el diseño del mecanismo de los dedos se utilizó como base la mano robótica desarrollada por la Universidad de Toronto y la fundación Bloorview MacMillan (TBM) [9].

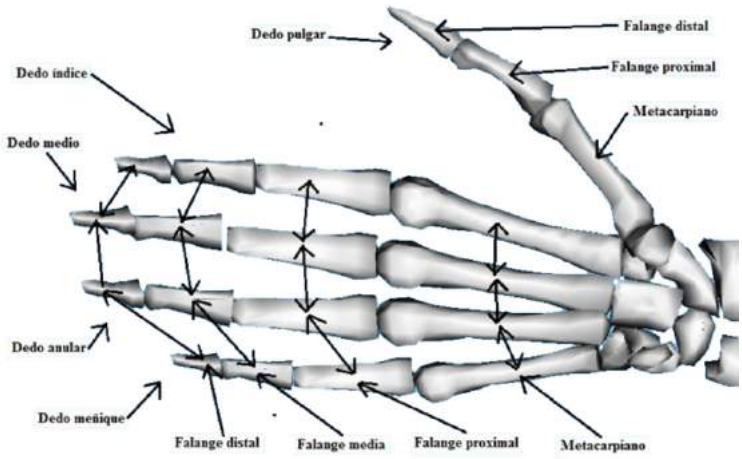
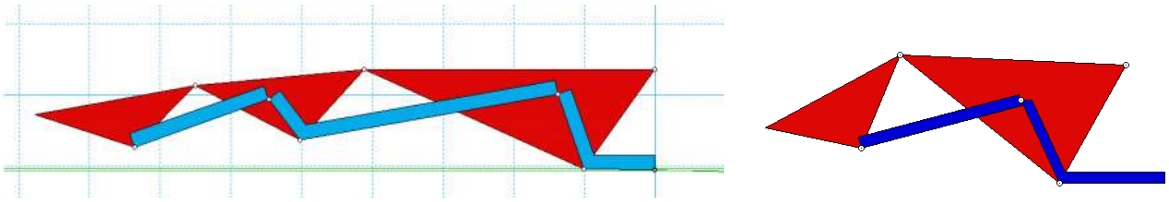


Figura 1: Partes de la mano humana.

El diseño de todos los dedos, excepto del pulgar, se basa en el mecanismo de Toronto [9] mostrado en la Figura 2 (a). Este mecanismo consta de siete eslabones articulados entre sí y se sintetiza a partir de la concatenación de tres mecanismos de 4 barras. El primero de ellos se encuentra en la base del dedo y es un mecanismo de tipo manivela-corredera. En cambio los otros dos son mecanismos de cuatro barras simples. Por medio de la corredera se realiza la flexión de la falange proximal y como ésta se encuentra articulada, a su vez, con la falange media y distal, se hace inherente la flexión del dedo al moverse la corredera.



(a) (b)

Figura 2: Mecanismos de Toronto para los dedos: a) índice, medio, anular y meñique, b) pulgar.

Para el mecanismo del pulgar se sigue un procedimiento análogo al del resto de dedos, pero para que el movimiento del mismo sea similar al real se eliminan tanto el eslabón que representa la falange media como la barra media del mecanismo, uniendo la parte proximal con la distal. El mecanismo resultante se muestra en la Figura 2 (b).

Las dimensiones de los eslabones del dedo y de las partes del prototipo de mano se han calculado a partir de la síntesis planteada para la prótesis mecatrónica desarrollada en [10]. Mediante las ecuaciones de Freudestein se obtienen las medidas de los eslabones y mecanismos de la mano en base a las medidas antropométricas de un hombre de mediana edad extrapoladas de estudios realizados por el grupo de Biomecánica y Ergonomía de la Universitat Jaume I [11] y por Binvignat et al. [12], que se reflejan en la Tabla 1.

Tabla 1: Medidas de las falanges tomadas como base de la mano protésica.

Dedos	ID	Longitud Falángica			Anchura Falángica			Altura Falángica		
		Proximal	Media	Distal	Proximal	Media	Distal	Proximal	Media	Distal
Pulgar	1	40	-	32	22	-	17	21	-	13
Índice	2	46	26	25	22	19	17	21	17	13
Medio	3	51	31	27	19	18	16	17	14	12
Anular	4	48	28	26	18	16	16	16	13	11
Meñique	5	36	20	23	16	15	14	14	12	10

La mano diseñada posee 6 grados de libertad (GDL): cuatro de ellos para la flexión-extensión (F/E) de los dedos índice, medio, anular y meñique, siendo los dos restantes los requeridos para el movimiento de F/E y abducción-aducción (Ab/Ad) del pulgar. Este diseño supone una mejora del planteado en [12], de 4 GDL, donde la F/E de los dedos anular y meñique se realizaba de manera simultánea con un único GDL y donde el pulgar únicamente constaba de un GDL de Ab/Ad, siendo el movimiento de F/E actuado de manera manual.

La actuación de los movimientos de F/E de los dedos 2-5 se realiza mediante un sistema piñón-cremallera (Figura 3). El piñón es activado por un motor de corriente continua (CC) y la cremallera mueve la corredera del mecanismo de Toronto del dedo.

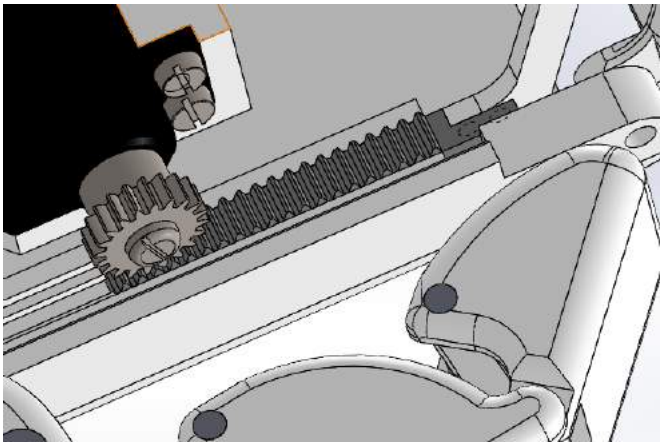


Figura 3: Sistema piñón-cremallera para la actuación de la F/E de los dedos 2-5.

Los movimientos de Ab/Ad y F/E del pulgar son controlados directamente por dos motores de CC, a diferencia de lo planteado en [10], donde el movimiento de F/E del pulgar se realiza de forma pasiva: el usuario mueve un resorte ubicado en el metacarpiano del dedo que permite seleccionar entre tres posiciones posibles. En nuestro diseño, se añade un motor al metacarpiano del pulgar para mover el mecanismo mediante un sistema polea-correa, eliminando la necesidad del resorte, ya que el cable de la polea realiza el movimiento de F/E del dedo pulgar. El diseño final del prototipo se muestra en la Figura 4.

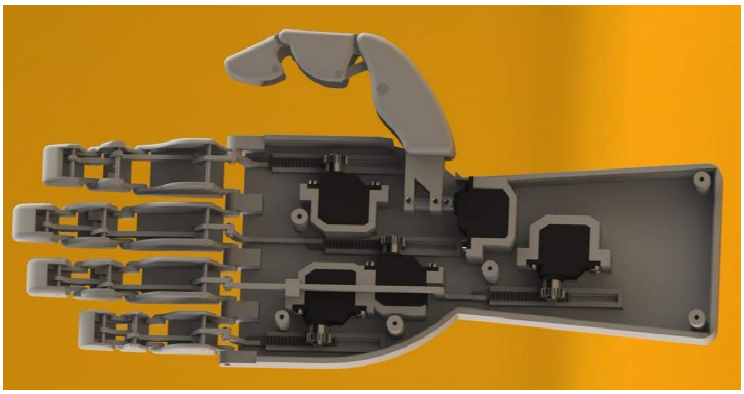


Figura 4: Prototipo final de mano protésica de 6GDL.

2.2. Simulación del control de la mano

Una vez finalizado el diseño del prototipo de la mano protésica, se realizó una simulación del control de posición de la misma en su movimiento de agarre de un cilindro sólido de 5cm de diámetro. Para ello se utilizó el complemento de Matlab denominado SimScape MultiBody©, que permite simular la cinemática y dinámica de sistemas 3D multicuerpo. El objetivo consistió en detectar el contacto de los dedos sobre la pieza y realizar el movimiento de cierre adecuado para lograr el agarre del objeto. Cabe destacar que tanto la geometría del objeto como la posición final de la mano eran calculadas a priori.

Este complemento se encuentra integrado en SolidWorks©, de manera que toma el ensamblaje de sólidos que componen la mano diseñada y los almacena separadamente en formato STL. manteniendo las relacionaes implementadas en SolidWorks© y generando un archivo XML con la descripción del mecanismo. SimScape, a su vez, es capaz de importar dicho el archivo XML y traducirlo a un diagrama de bloques. En él cada bloque es una de las partes del mecanismo y estas partes se enlazan entre sí mediante nuevos bloques que representan pares cinemáticos: prismático, de revolución, etc. A partir de este diagrama es posible simular el control de posición de las articulaciones.

Inicialmente se implementó un control sencillo de las articulaciones que unen los dedos con la palma a través de una función escalón. Esta entrada de control accionaba el sistema piñón-cremallera de cada dedo, llevándolo a una posición determinada. El problema de este tipo de control es la variación brusca de la posición de los dedos, que genera aceleraciones muy elevadas no compatibles con una mano protésica.

Para conseguir un movimiento más suave se incorporó un control de tipo PID en el diagrama de bloques. Se trata de un control en bucle cerrado con realimentación de la posición que mejora la precisión del movimiento. En la Figura 5 se puede apreciar el detalle del control del dedo medio.

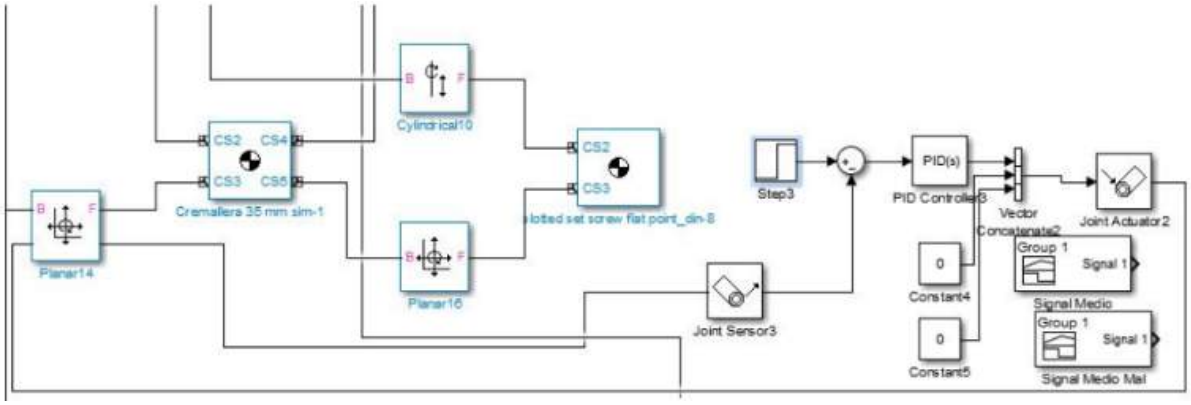


Figura 5: Control PID del dedo medio.

El último paso consistió en incorporar un algoritmo de control del tiempo de espera de cada dedo antes de ser accionado a través de su motor, con el objetivo de evitar colisiones entre el pulgar y el resto de los dedos.

Para finalizar se diseñó un brazo sencillo en 3D con 5GDL adicionales para acoplarlo a la mano protésica y así poder realizar simulaciones en diversas posturas de agarre. Este conjunto final se muestra en la Figura 6.

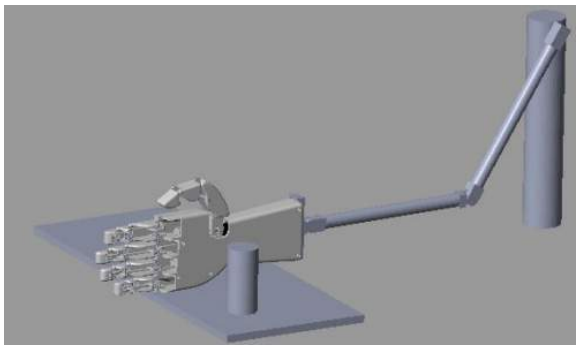


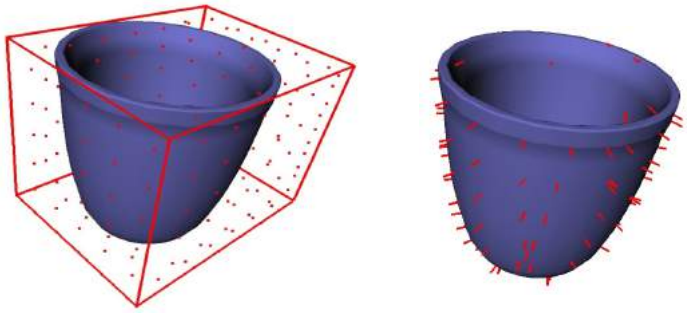
Figura 6: Conjunto final para simulación.

2.3. Simulación de agarres

Para simular y analizar las capacidades de agarre de la mano diseñada se ha utilizado el software libre OpenHand [14]. OpenHand es una herramienta de simulación basada en OpenRAVE que permite simular entornos reales y sistemas robóticos. Utilizando esta herramienta es posible generar multitud de agarres realizables entre una mano y un objeto para, a continuación, evaluar la calidad de dichos agarres mediante métricas específicas.

Para poder realizar la simulación y evaluación de agarres es necesario definir inicialmente la mano en el formato XML utilizado por OpenHAND. El archivo XML generado para la simulación del control mediante SimScape no es directamente interpretado por OpenHand, sino que requiere de una transformación. Para solventarlo se ha implementado un traductor de código XML capaz de reorganizar la información en él disponible y adaptarla a la estructura requerida por OpenHand. Este nuevo archivo, junto con los ficheros de geometría de la mano, permite abordar la simulación y evaluación de los agarres posibles de la mano protésica diseñada.

Una vez definida la mano en OpenHand es necesario determinar el conjunto de objetos a utilizar en la simulación de agarres. Para realizar el cálculo de las posturas de agarre posibles para un determinado objeto, OpenHand genera una malla alrededor del objeto en la que se define una serie de puntos de proyección, tal como muestra la Figura 7 (a). Estos puntos son proyectados sobre la superficie del objeto generando una serie de trayectorias de aproximación, a lo largo de las cuales se posicionará la mano para generar posiciones de pre-agarre, como se observa en la Figura 7 (b).



(a) (b)

Figura 7: Cálculo de posiciones de pre-agarre en OpenHand: (a) puntos de proyección, (b) trayectorias de aproximación.

Tanto la densidad de los puntos de aproximación en la malla como la distancia entre la mano y el objeto, así como la orientación de las trayectorias de aproximación, son parámetros configurables en OpenHand. Esto permite que sobre un mismo objeto se puedan definir desde unas pocas decenas a cientos de miles de agarres posibles. Sin embargo, no todas estas posiciones de pre-agarre son válidas. Para cada una de ellas se realiza el cierre de la mano y, en función de los puntos de contacto, se realiza un cálculo de la métrica "Force Closure" [15], que permite descartar aquellos agarres que no cumplen con ella y por tanto, son considerados inestables.

Sobre cada uno de los agarres obtenidos se calculan una serie de métricas de calidad que evalúan distintos aspectos del agarre, comúnmente utilizadas en el mundo de la robótica [16] . Estas métricas obedecen a ciertos principios y heurísticas y están clasificadas en 4 grandes grupos: propiedades algebraicas de la matriz de agarre G, distribución de los puntos de contacto, magnitud de fuerzas y configuración del manipulador. Aquellas empleadas en este trabajo se describen a continuación y forman un conjunto de 10 métricas, todas ellas con valores entre 0 y 1, siendo 0 el peor caso y 1 el mejor.

- Métricas A: *Propiedades algebraicas de G*. Este grupo contiene 3 métricas, que calculan distintos parámetros de la matriz de agarre G en función de sus puntos de contacto.
  - A1: Valor más pequeño de G. Indica el menor valor de G, que identifica el eslabón más débil.
  - A2: Volumen del elipsoide en el espacio de torsión. Da una idea global de la contribución de las fuerzas de contacto.
  - A3: Índice de isotropía del agarre, que se obtiene al dividir el valor máximo de G entre el mínimo. Indica la uniformidad de las fuerzas de agarre.
- Métricas B: *Distribución de los puntos de contacto*. Las 3 métricas incluidas en este grupo tiene en cuenta las propiedades geométricas de los puntos de contacto.
  - B1: Distancia entre el centroide de los puntos de contacto y el centro de masas del objeto. Este índice intenta minimizar el valor de las fuerzas de inercia.
  - B2: Área del polígono de agarre. A mayor área se consigue un agarre más robusto.
  - B3: Forma del polígono de agarre, que evalúa la regularidad del polígono de agarre en caso de un polígono planar.
- Métricas C: *Magnitud de fuerzas*. Este grupo contiene 2 métricas, que evalúan las fuerzas que intervienen en el agarre, así como las que es capaz de resistir mediante cálculos de la envolvente convexa.
  - C1: El mínimo valor de la máxima torsión resistente. La calidad del agarre está definida como la mayor perturbación a torsión que el agarre puede resistir.
  - C2: Volumen del casco convexo. La medida calcula el volumen de los límites del conjunto de todas las posibles torsiones que actúan sobre el objeto.
  - C3: Fuerza normal de agarre.
- Métricas D: *Configuración del manipulador*. Las 2 métricas de este grupo tienen en cuenta lo cerca o lejos que están las articulaciones de la mano de llegar a sus límites, así como la destreza en el agarre.
  - D1: Posición de las articulaciones de los dedos. Mide la distancia entre cada articulación y su límite.
  - D2: Inversa del número de condición de H. El número de condición de una matriz se define como la proporción de su valor máximo singular a su valor mínimo singular.

Con el cálculo de estas métricas es posible no sólo obtener evaluaciones sobre la calidad de un agarre, sino también cálculos estadísticos sobre las capacidades de una mano para agarrar objetos, lo que proporciona una medida de rendimiento sobre la calidad de dicha mano.

Para evaluar en lo posible los resultados de agarre de la mano propuesta, se ha realizado una comparativa con la mano Michelangelo [7], que es una de las manos protésicas comerciales más conocidas. En particular, para el análisis de posibles agarres se ha utilizado un cilindro sólido de 5cm de diámetro y 20 cm de longitud, análogo al empleado en el control. Se han generado hasta mil posiciones válidas de agarre entre el cilindro y la mano, con distancias de 1 y 2 cm entre mano y objeto. Sobre cada uno de estos agarres se han calculado las métricas descritas.

3. Resultados y discusión

La mano protésica diseñada permite realizar diversos tipos de agarres, imprescindibles para llevar a cabo tareas de la vida cotidiana. Los agarres varían desde agarres de potencia, como el agarre cilíndrico, hasta agarres de precisión de tipo pinza de dos o tres dedos, tal y como se muestra en la Figura 8.

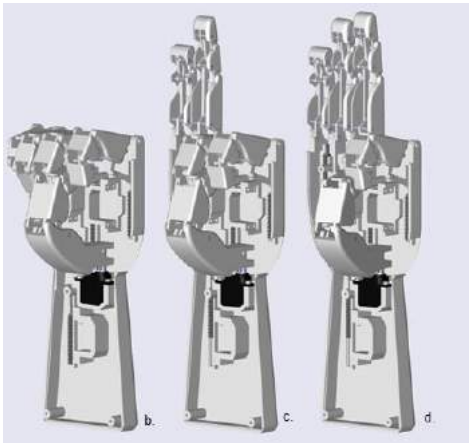


Figura 8: Tipos de agarres posibles con la mano protésica: cilíndrico, pinza de tres dedos, pinza de dos dedos.

Adicionalmente, la mano puede colocarse en diferentes posturas de uso habitual (Figura 9) completamente extendida, indicando aprobación, etc.

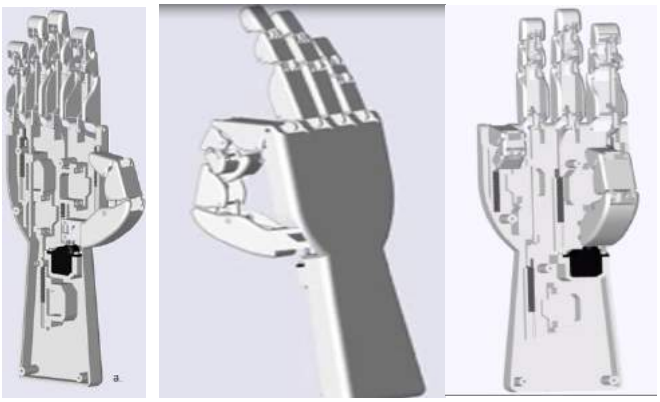
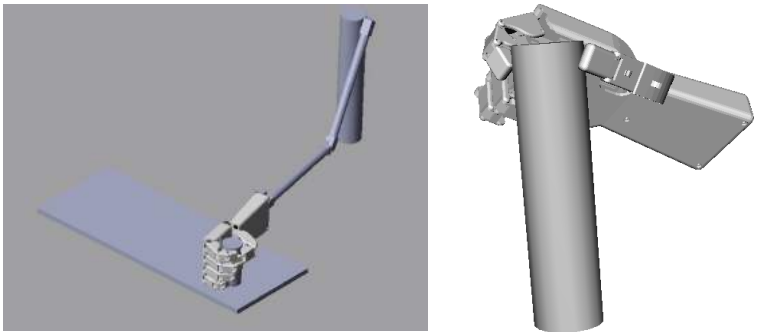


Figura 9: Posiciones adoptables por la mano.

Por otra parte, la implementación del control descrito en el apartado 2.2 logra secuenciar de manera adecuada el movimiento de los dedos dependiendo del agarre a realizar. Para el agarre del cilindro se acciona inicialmente el pulgar y, una vez este alcanza el 95% de su rango de movimiento, el resto de dedos se activan para realizar el agarre establecido, el cual se observa en la Figura 10 (a).



(a) (b)

Figura 10: (a) Implementación del control para el agarre de un cilindro en SimScape MultiBody©, (b)Postura de agarre posible para un cilindro sólido de 5cm de diámetro y 20 cm de longitud en OpenHand.

Finalmente, la simulación del agarre del cilindro en OpenHand dio como válidos una serie de agarres, uno de los cuales se muestra en la Figura 10 (b). Los resultados del análisis de métricas de calidad del agarre realizado por OpenHand en comparación con la mano Michelangelo se muestran en la Tabla 2. Un análisis visual de estos resultados indica que la mano propuesta tiende a ser mejor en el conjunto de fuerzas, tanto las aplicadas durante el agarre como las fuerzas externas que es capaz de resistir (Métricas A y C). También es superior respecto al área de agarre, lo que hace que pueda trabajar con un mayor espacio de trabajo de agarre (Métricas B). Sin embargo, la mano Michelangelo tiene mejores valores para la destreza y manipulabilidad del objeto (Métricas D).

Tabla 2: Comparativa métricas de evaluación de agarres para el diseño propuesto y la mano Michelangelo.

Mano	**Métricas A**			**Métricas B**			**Métricas C**		**Métricas D**	
	A1	**A2**	**A3**	**B1**	**B2**	**B3**	**C1**	**C2**	**D1**	**D2**
Propuesta	0.107	0.005	0.101	0.459	0.063	0.515	0.110	0.011	0.397	0.000
Michelangelo	0.022	0.000	0.027	0.535	0.059	0.341	0.098	0.004	0.552	0.107

4. Conclusiones y trabajos futuros

El presente artículo presenta el diseño preliminar de un prototipo de mano protésica de 6 grados de libertad, así como los resultados de simulación del control de posición de la misma mediante Matlab© y su posterior evaluación mediante el software libre de simulación de manos robóticas OpenHand, en comparación con una mano protésica comercial (Michelangelo).

El diseño de la mano protésica se ha realizado a partir del mecanismo de Toronto para generar el movimiento de los dedos y se ha previsto la utilización de motores de corriente continua para su accionamiento. Las dimensiones

de la mano se han basado en medidas antropométricas para que su diseño resultara lo más parecido al de la mano humana.

El control de posición del prototipo se ha simulado en la realización del agarre de un cilindro. Trabajos futuros irán en la línea de validar este control para el agarre de diferentes objetos así como el desarrollo de un control avanzado que permita realizar otros tipos de agarres frecuentes en la vida diaria, como el de tipo pinza.

Finalmente, se ha realizado la comparación de la mano propuesta con la mano Michelangelo mediante OpenHand en base a diferentes métricas que indican la calidad del agarre en términos de estabilidad, fuerzas aplicadas y manipulabilidad. Esta comparativa sugiere que el diseño propuesto presenta buenas propiedades de estabilidad y resistencia a las fuerzas implicadas en el agarre siendo su punto más débil las propiedades de manipulabilidad y destreza, que se revisarán en trabajos futuros.

Como conclusión, remarcar que la validación definitiva de este diseño se realizará en un futuro cercano y supondrá su fabricación y la implementación del control mediante procesos y hardware-software de bajo coste.

5. Agradecimientos

El presente trabajo está financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad a través del proyecto DPI2014-60635-R y por la Generalitat Valenciana a través del proyecto GV/2015/101.

6. Referencias

[1] I. A. Kapandji. The Physiology of the Joints: Upper Limb, New York: Churchill Livingstone, Vol. 1, 1982, ISBN 978-0443025044.

[2] S. Banzi, E. Mainardi y A. Davalli, Analisi delle strategie di controllo per protesi di arto superiore in pazienti con amputazioni transomerali o disarticolati di spalla, ANIPLA—Biosyst., (2005), 290–300.

[3] U.K. Prosthetics Services. Upper Limb Amputations, Amputee Statistical Database for U.K., 2005/06.

[4] D.B. Popović, R.B. Stein, K.L. Jovanović, R. Dai, A. Kostov, W.W. Armstrong. Sensory nerve recording for closed-loop control to restore motor functions, IEEE Trans Biomed Eng, 40(10), (1993), 1024-1031.

[5] M.A. Oskoei, H. Hu. Myoelectric control systems—A survey, Biomedical signal and processing control 2, (2007), 275–294

[6] http://touchbionics.com (2016)

[7] http://www.ottobockus.com (2016)

[8] http://enablingthefuture.org (2016)

[9] N. Dechev, W. L. Cleghorn, S. Naumann. Multiple finger, passive adaptive grasp prosthetic hand, Mechanism and Machine Theory, 36(10), (2001), 1157 – 1173.

[10] J.M. Dorador, R.I. Flores, A.M. Juárez. Diseño de prototipo de prótesis mecatrónica de mano, XII Congreso internacional anual de la SOMIM, (2006).

[11] M. Vergara, V. Gracia-Ibáñez. Comparison of dorsal and palmar aspect dimensions of hand anthropometry, International Journal of Industrial Ergonomics (en revisión).

[12] O. Binvignat, A. Almagià, P. Lizana, E. Olave. Biometric Aspects of the Hand in Chilean Individuals, Int. J. Morphol, 30(2), (2012), 599-606.

[13] J.T. Belter, J.L. Segil, A.M. Dollar, R.F. Weir. Mechanical design and performance specifications of anthropomorphic prosthetic hands: A review. J. Rehab. Res.&Develop., 50:5,(2013), 599-618.

[14] B. Leon, A. Morales, J. Sancho-Bru. From Robot to Human Grasping Simulation. Cognitive Systems Monographs: Springer International Publishing, 2013, ISBN: 978-3-319-01832-4.

[15] R. Suárez, M. Roa, J. Cornella. Grasp quality measures. Technical University of Catalonia, Tech. Rep., (2006).

[16] B. Leon, C. Rubert, J. Sancho-Bru, A. Morales. Evaluation of prosthetic hands prehension using grasp quality measures. IEEE Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, (2013), 3501–3506.

Controlador de dos etapas para guiado de vehículos autónomos submarinos en entornos cambiantes

J.L. Aguirre Martínez[1], G. Munuera Saura[2], P. Martínez Ibáñez[3], P. Segado Cabezos[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. joseluis.aguirre@upct.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. gregorio.munuera@upct.es*

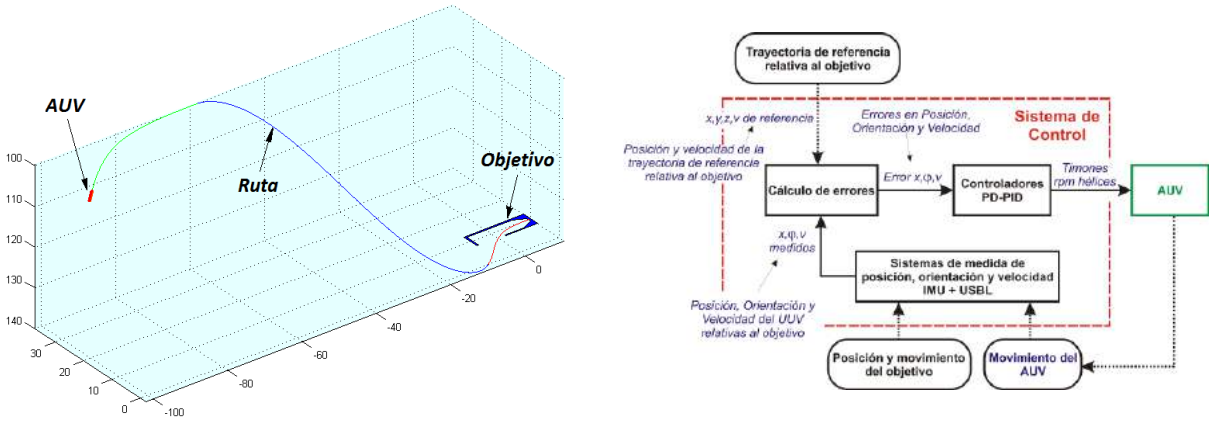
[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. pmibanez.i@gmail.com*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. psegado.ct@gmail.com*

En este trabajo se presenta un sistema de control que permite el gobierno de un vehículo autónomo submarino (AUV - Autonomous Underwater Vehicle) para guiarlo con el mínimo error posible a través de una ruta planificada en la que pueden aparecer cambios en las condiciones del entorno. El controlador consta de dos etapas jerárquicas. En una primera etapa, a partir de los datos provenientes de los diferentes sensores (IMU, USBL, DVL, etc…), se estima la velocidad propia y del objetivo respecto al fluido que los envuelve. Un controlador borroso (fuzzy) ajusta con esa información los parámetros del PID que gobierna el AUV –segunda etapa de control. La eficacia del nuevo controlador se comprueba mediante simulaciones dinámicas de un modelo basado en el AUV REMUS100. Las condiciones del entorno de simulación son perturbadas por cambios en el movimiento de la ruta y en las corrientes de agua por las que navega el vehículo. Se comparan los resultados del nuevo controlador con los obtenidos, en condiciones similares, con un PID de una sola etapa.

1. Introducción

En artículos anteriores [1,2] se presenta el desarrollo de algoritmos que permiten a un AUV generar la ruta que debe seguir para, desde una posición en la que se encuentra inicialmente, alcanzar un objetivo submarino en movimiento, evitando una serie de zonas restringidas y considerando las limitaciones de maniobra del propio vehículo. La ruta definida queda referenciada para el vehículo según un sistema de referencias ubicado en el objetivo, de forma que aunque este cambie de velocidad o dirección, la ruta sigue definida para que el AUV se aproxime siempre de la misma forma, observar figura 1(a).



(a) (b)

Figura 1: Ruta planificada para que el AUV alcance el objetivo marcado (a) y esquema del sistema de control y su interrelación (b).

En [1,2] también se expone el sistema de control desarrollado para gobernar, tanto en posición como en velocidad, el vehículo a través de la ruta definida. Para poder llevar a cabo el seguimiento, el AUV dispone de diferentes dispositivos de medida que le permiten conocer su posición, orientación y velocidad respecto al

objetivo. Básicamente esta instrumentación podría constar de un sistema de posicionamiento acústico USBL (Ultra-Short Base Line) y de una unidad de medición inercial o IMU (Inertial Mesurement Unit). El control se realiza mediante 2 PDs y un PID que actúan sobre los timones y hélices del vehículo, observar el esquema presentado en la figura 1(b).

En estos trabajos anteriores se implementaron los sistemas comentados sobre los modelos de dos vehículos diferentes: el REMUS100 de Kongsberg (Noruega) y el NPS Aries de Naval Postgraduate School (EUA), con el fin de simular el comportamiento que tendrían estos vehículos durante una maniobra de aproximación y alcance utilizando los algoritmos desarrollados.

Los resultados obtenidos fueron muy satisfactorios tanto para el sistema de planificación de ruta como para el de control de la trayectoria. Los controladores diseñados fueron capaces de gobernar los AUV para guiarlo desde la zona de inicio de la operación hasta el punto objetivo final con errores que no superaban durante el trayecto los 0.5m en distancia ni los 10º en orientación.

De las pruebas realizadas sobre los vehículos para diferentes situaciones se observó, que los parámetros óptimos para el ajuste de los PDs eran diferentes en función de la velocidad del vehículo y de la dirección de avance del objetivo.

En este trabajo se presenta una mejora del controlador ya desarrollado, introduciendo como parte del sistema de gobierno del AUV un controlador jerárquico de dos etapas. En una primera etapa, a partir de los datos obtenidos de los diferentes sensores (IMU, USBL, etc…), se estima la velocidad propia y la dirección y velocidad del objetivo respecto al fluido que los envuelve. Un controlador borroso (fuzzy) ajusta con esa información los parámetros de los PDs que gobiernan el AUV –segunda etapa de control.

Para comprobar la eficacia del nuevo sistema de control y sus ventajas frente al anterior se han realizado pruebas mediante simulaciones dinámicas del modelo de vehículo AUV REMUS100, figura 2. En la herramienta creada se han introducido mejoras que permiten implementar perturbaciones en las condiciones de entorno de simulación tales como: cambios en la velocidad y dirección de movimiento del objetivo y en las corrientes de agua por las que navega el vehículo.



Figura 2: AUV REMUS 100. Vehículo modelado y utilizado en las comprobaciones de comportamiento del sistema de control.

2. Vehículo y modelo dinámico.

El vehículo que se ha modelado para comprobar las prestaciones del controlador diseñado es un REMUS 100 de Kongsberg (Noruega), figura 2, del cual se tiene la información necesaria para realizar su simulación dinámica [3]. La ecuación dinámica del vehículo (1) ha sido mejorada en (2), introduciendo cambios que permiten modelar el comportamiento del AUV cuando se encuentra navegando bajo la influencia de una corriente de agua [4].

$$_{SR}\dot{\nu} + \ _{A}\dot{\nu} + C_{SR}(\nu)\nu + C_A(\nu)\nu + D(\nu)\nu + g(\eta) = \tau \quad (1)$$

$$_{SR}\dot{\nu} + \ _{A}\dot{\nu} + C_{SR}(\nu)\nu + C_A(\nu_r)\nu_r + D(\nu_r)\nu_r + g(\eta) - A_c(\nu_c)\nu_r = \tau \quad (2)$$

Tabla 1: Descripción de términos de la ecuación dinámica del AUV.

Término	Descripción
$_{SR}$	Matriz de masas
$_{A}$	Matriz de masa añadida
$C_{SR}()$	Matriz de Coriólis del sólido rígido
$C_A()$	Matriz de Coriólis de la masa añadida
$D()$	Matriz de amortiguamiento hidrodinámico
$g()$	Vector de fuerzas hidroestáticas
A_c	Matriz de fuerzas por cambio de dirección dentro de una corriente
τ	Fuerzas externas (propulsión)
ν	Vector de velocidad (respecto a un sistema fijo al vehículo)
η	Vector de posición (respecto a un sistema fijo a tierra)
ν_r	Vector de velocidad relativa del vehículo respecto al fluido

v_c	Vector de velocidad de la corriente de agua por la que navega el AUV

3. Sistema de control

El nuevo sistema de control del AUV se presenta en la figura 2(b). Está formado por tres controladores clásicos, dos de tipo PD (proporcional derivativo) que intervienen sobre los timones de rumbo y buceo y que gobiernan los movimientos de ceñida y de cabeceo, y un PID (proporcional integral derivativo) que interviene sobre la velocidad de giro de la hélice para controlar la velocidad del AUV. Las ecuaciones del controlador y la forma de realizar las medidas y calcular el error ya fueron descritos en publicaciones anteriores [1,2].

Sobre la base del sistema de control anterior se incorpora una nueva etapa que se encarga de ajustar de una forma más fina los parámetros del PD que gobiernan el rumbo del AUV partiendo de la información que le suministran los sensores y el sistema de cálculo de errores, ver figura 3. Este nuevo módulo es un controlador borroso con dos fases. En una primera fase, se ajustan los parámetros de control del PD de rumbo a partir únicamente de la velocidad del vehículo mediante un controlador de tipo Takagi-Sugeno. En una segunda fase se corrigen ligeramente los valores con un nuevo módulo borroso que utiliza un sistema de inferencia Mandani, ver figura 4.

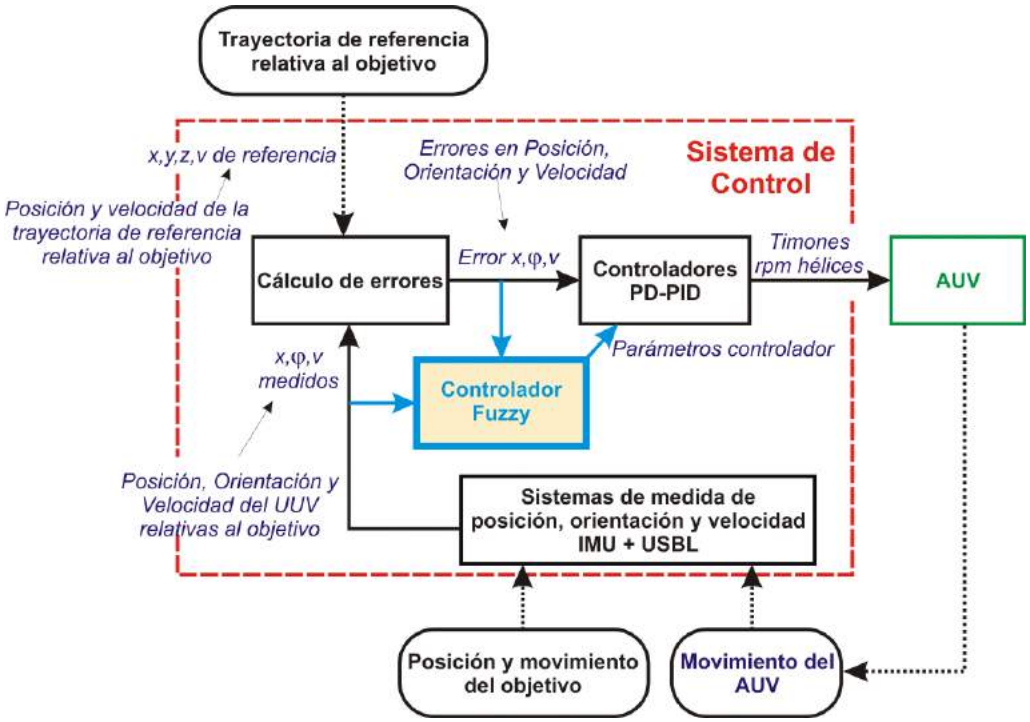


Figura 3: Esquema del nuevo sistema de control en el que se integra una etapa *Fuzzy* de ajuste de parámetros.

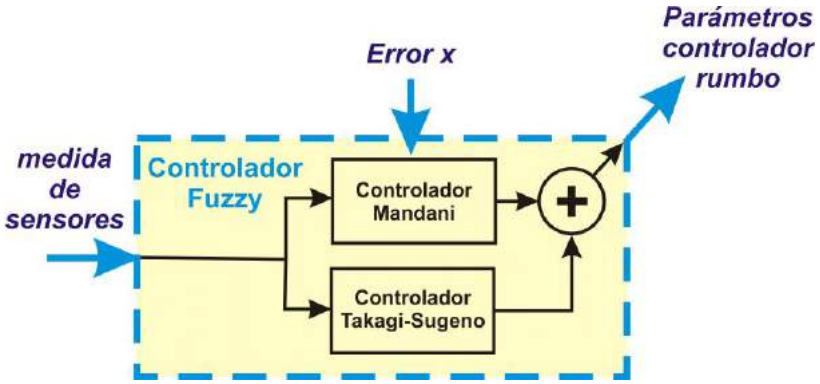


Figura 4: Esquema del sistema borroso de ajuste de parámetros de control.

3.1. Controlador Takagi-Sugeno

Este controlador recoge de los sensores únicamente la estimación de la velocidad del vehículo (u) como antecedente y se obtienen dos consecuentes: parámetro proporcional o ganancia (K_{pd}) y parámetro derivativo (K_{dd}). Para el antecedente se han utilizado 3 etiquetas 'BAJA', 'MEDIA' y 'ALTA'. Para los dos consecuentes se han usado las etiquetas 'PEQUEÑO', 'MEDIANO' y 'GRANDE'. Las funciones de pertenencia del antecedente se encuentran representadas en la figura 5 y las funciones de los dos consecuentes en la tabla 2.

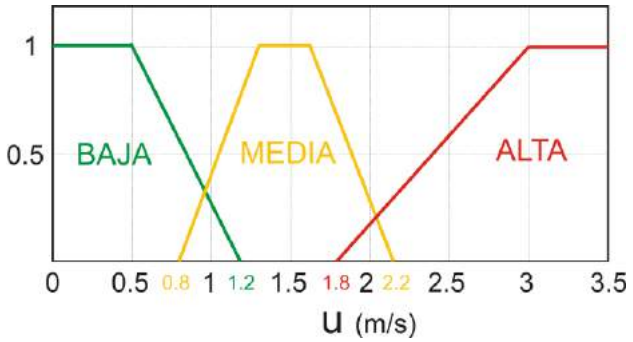


Figura 5: Función de pertenencia para la velocidad del AUV respecto al fluido.

Tabla 2: Funciones de los consecuentes del controlado Takagi-Sugeno.

Consecuente	Etiqueta	Función
K_{pd}	PEQUEÑO	$1.6u + 14.2$
	MEDIANO	$1.2u + 14.6$
	GRANDE	$u + 15$
K_{dd}	PEQUEÑO	$-0.1u + 2.15$
	MEDIANO	$-3.05u + 8.05$
	GRANDE	$-1u + 6$

Los valores de los parámetros obtenidos mejoran apreciablemente el comportamiento del vehículo, disminuyendo el error en el seguimiento de la ruta. Pese a esto se ha creído interesante incluir otro controlador que afine los valores de los parámetros en función del error estimado y del movimiento que tiene el objetivo.

3.2. Controlador Mandani

Este controlador tiene dos entradas, el error estimado del vehículo respecto a su ruta (ε) y el ángulo entre la velocidad del objetivo y la dirección de la ruta (θ).

Las dos entradas son tratadas según las ecuaciones (3) y (4) para conseguir los antecedentes (E, I) a introducir en lo que sería puramente el controlador de Mandani.

$$E = \frac{\varepsilon}{\varepsilon_{max}} \cdot sig(\sin\theta) \tag{3}$$

$$I = \frac{1-\cos\theta}{2} \tag{4}$$

Donde $\varepsilon_{max} = \varepsilon$ siempre y cuando ε sea mayor que 1, en caso contrario $\varepsilon_{max} = 1$.

Como consecuentes se obtienen dos valores SK_{pd} y SK_{dd} que se añaden a los valores K_{pd} y K_{dd} obtenidos de la etapa anterior.

Para el antecedente E, se han utilizado 4 etiquetas 'NEGATIVO', 'POCO NEGATIVO', 'POCO POSITIVO' y 'POSITIVO'. Para el antecedente I, se han utilizado 3 etiquetas 'BAJO', 'MEDIO' y 'ALTO'. Para el consecuente SK_{pd} se han usado 5 etiquetas 'BAJAR MUCHO', 'BAJAR', 'IGUAL', 'SUBIR' y 'SUBIR MUCHO' y para el consecuente SK_{dd} se han usado 3 etiquetas 'BAJAR', 'IGUAL' y 'SUBIR'. Las funciones de pertenencia de los antecedentes y consecuentes se muestran en la figura 6.

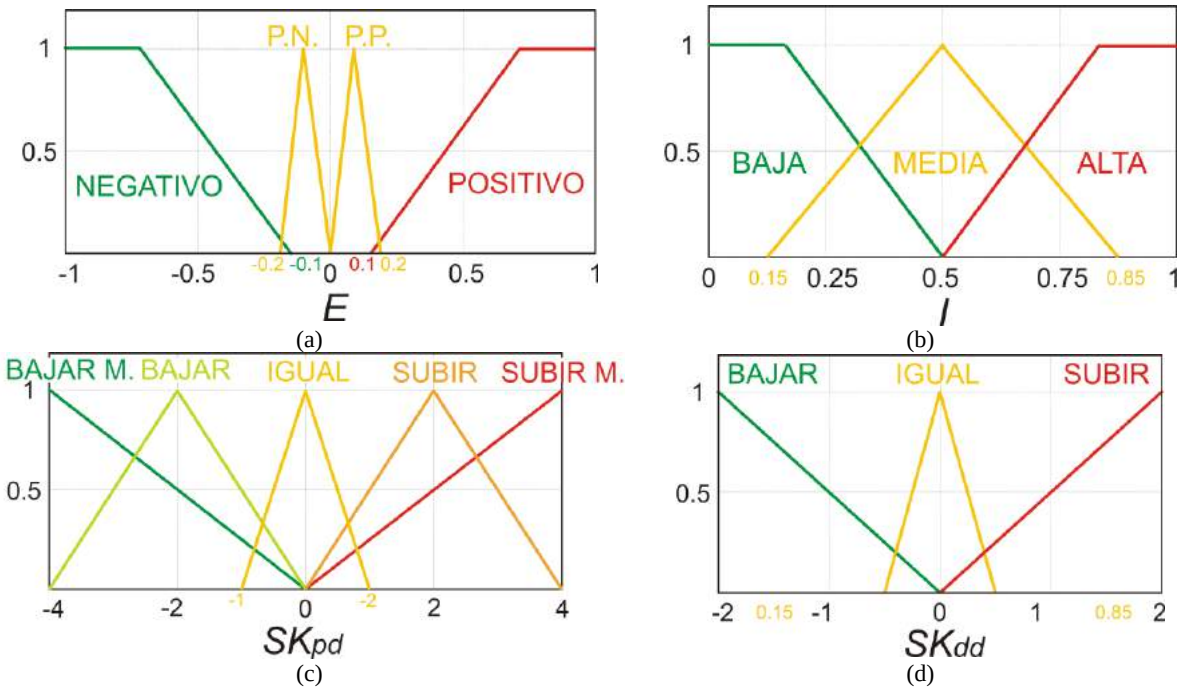


Figura 6: Funciones de pertenencia de las variables del controlador de Mandani. Para el antecedente E (a), para el antecedente I (b), para el consecuente SK_{pd} y para el consecuente SK_{dd} .

Las reglas de control o base de conocimiento de esta etapa vienen recogidas en la tabla 3.

Tabla 3: Base de conocimiento del controlador Mandani.

E / I	NEGATIVO		POCO NEGATIVO		POCO POSITIVO		POSITIVO	
	SK_{pd}	SK_{dd}	SK_{pd}	SK_{dd}	SK_{pd}	SK_{pd}	SK_{pd}	SK_{dd}
BAJA	SUBIR	IGUAL	IGUAL	IGUAL	IGUAL	IGUAL	SUBIR M	BAJAR
MEDIA	BAJAR M	SUBIR	BAJAR	IGUAL	IGUAL	IGUAL	SUBIR	BAJAR
ALTA	IGUAL	IGUAL	IGUAL	IGUAL	IGUAL	IGUAL	BAJAR	IGUAL

4. Ensayos

En primer lugar se han realizado una serie de batería de ensayos con el fin de sintonizar el controlador PD de rumbo y observar la dependencia que tenía el comportamiento del vehículo en diferentes situaciones, frente al cambio de los parámetros de controlador PD.

En estas pruebas se utilizaron dos tipos de ruta:

- Lineal, pero poniendo inicialmente al AUV con un ángulo de 90° respecto de la ruta, ver figura 7.
- Con forma de espiral cuadrada, ver figura 8.

Para observar de forma comparativa la diferencia de comportamiento de vehículo, con y sin, la etapa borrosa se han realizado simulaciones consistentes en hacer que el AUV realice una inspección en torno al casco de un petrolero Aframax con 246 m de eslora y 42 m de manga, intentando mantener una distancia al buque de 10 m y una velocidad respecto del casco de 1 m/s durante toda la inspección. También, se ha considerado que inicialmente el barco se encuentra parado y a los 30 segundos comienza a avanzar de forma brusca con una velocidad de 0.25 m/s y que a los 50 segundos aumenta su avance a 0.5 m/s y comienza a girar con una velocidad angular de 0.001 rad/s. Además el AUV se encuentra con una corriente de agua lateral a 90° a unos 80 m del punto de salida. Estas condiciones se muestran gráficamente en la figura 9.

5. Resultados

En las figuras 7 y 8 se muestran algunos de los resultados obtenidos de los primeros ensayos y que sirvieron para sintonizar el PD de rumbo y el controlador borroso. Las trayectorias representadas en la figura 8 se encuentran referidas a la propia ruta, ya que al estar el objetivo en movimiento, la ruta se va desplazando con el tiempo.

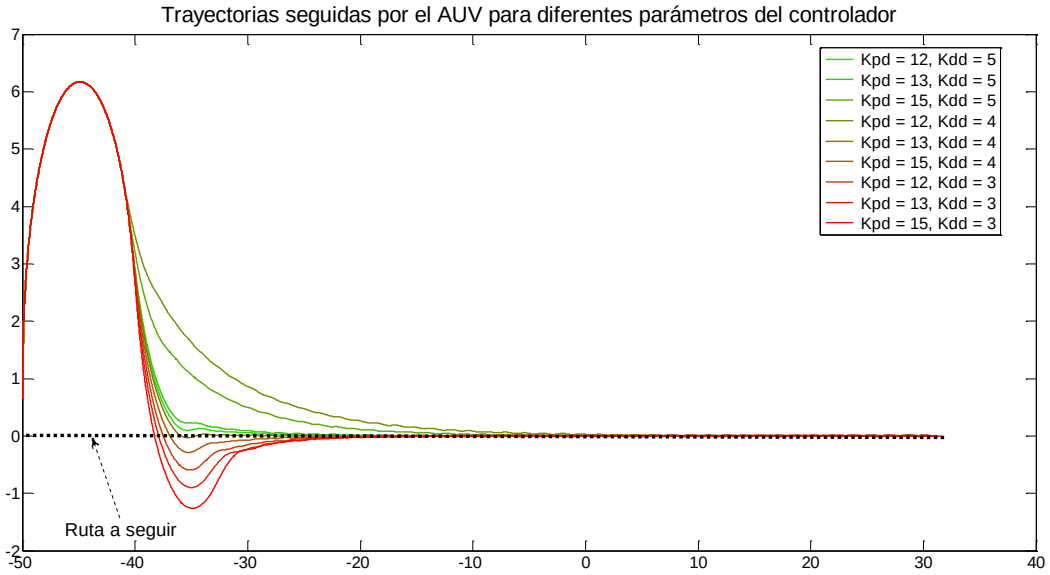


Figura 7: Ruta lineal y trayectorias seguidas por el AUV con el objetivo parado, una velocidad del vehículo de 0.5 m/s y diferentes parámetros del controlador PD.

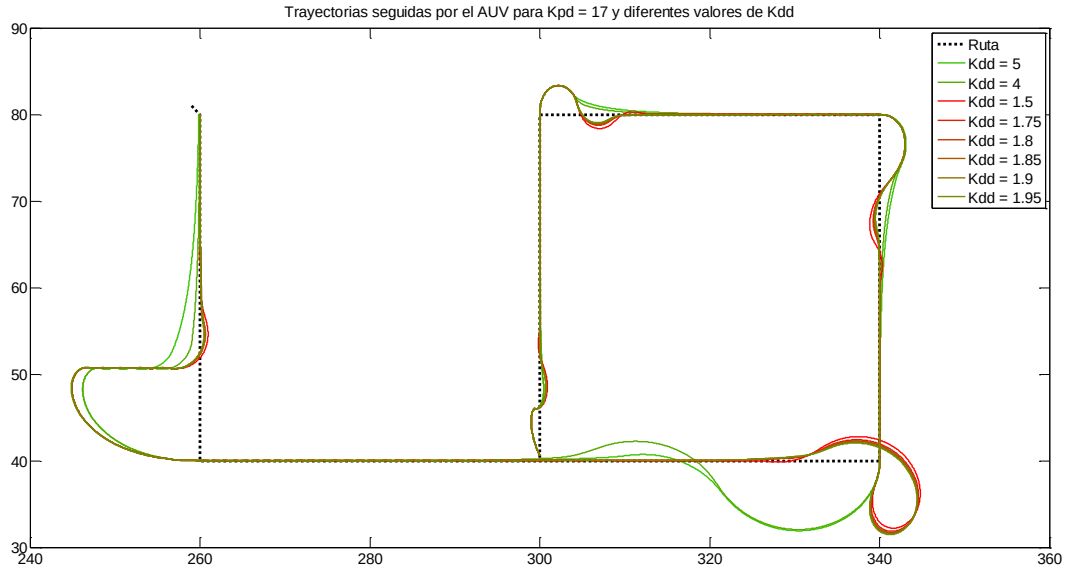


Figura 8: Ruta en espiral cuadrada y trayectorias relativas a la ruta seguidas por el AUV con el objetivo a 0.5 m/s, una velocidad del vehículo regulada para ir sobre la ruta a 1 m/s y diferentes parámetros del controlador PD.

Con los resultados de estos dos tipos de ensayo se sintonizaron las constantes del PD de rumbo de forma que su comportamiento fuese lo más correcto posible para todas las situaciones estudiadas. Estos valores se presentan en la tabla 4.

Tabla 4: Valores óptimos de los parámetros en el caso de no disponer del sistema de resintonización borrosa.

Parámetros	Valores
K_{pd}	17
K_{dd}	1.85
K_{pa}	0.0002
K_{da}	0.54

En la figura 9 se observan los resultados de las pruebas realizadas en el seguimiento de una ruta en torno al petrolero, con el controlador PD clásico, y con el nuevo sistema de control de dos etapas. Al encontrase en determinados momentos el objetivo (petrolero) en movimiento, se han representado algunas de las posiciones del

buque y la trayectoria realmente seguida por el vehículo durante el ensayo. Se representan también con flechas la zona y la dirección de la corriente submarina simulada.

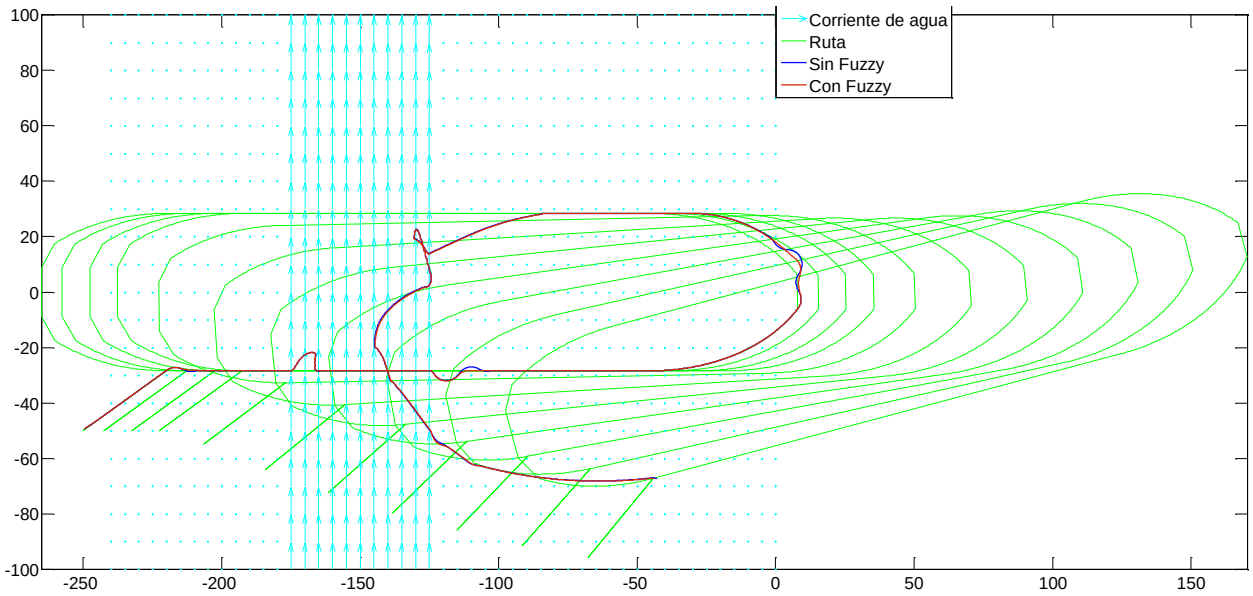


Figura 9: Ruta en movimiento alrededor del buque en movimiento y trayectorias seguidas por el AUV con el nuevo controlador borroso y sin él.

En la figura 10 se muestra el mismo ensayo anterior pero esta vez representando la trayectoria del vehículo referida al objetivo. Se han marcado los 5 puntos en los que existen errores significativos en el seguimiento de la ruta. Estas zonas son precisamente en las que se producen las mayores perturbaciones en el vehículo. En el punto 1 se produce un cambio brusco en la ruta, en 2 el AUV entra en la corriente de agua y en 3 sale de ella, en 4 se produce un cambio en la velocidad del petrolero y en 5 se vuelve a introducir el vehículo en la corriente de agua anterior pero esta vez el objetivo se encuentra avanzando y girando.

En la figura 11 se muestran los errores cometidos en el seguimiento de la ruta alrededor del petrolero con el nuevo controlador borroso y sin él. También se han marcado los 5 puntos en los que se comete mayor error.

En los puntos 1, 2 y 5 el comportamiento del nuevo sistema de control es muy parecido al que tendría sin la etapa borrosa pero en los puntos 3 y 4 se pueden observar importantes mejoras al utilizar la etapa de resintonización de parámetros.

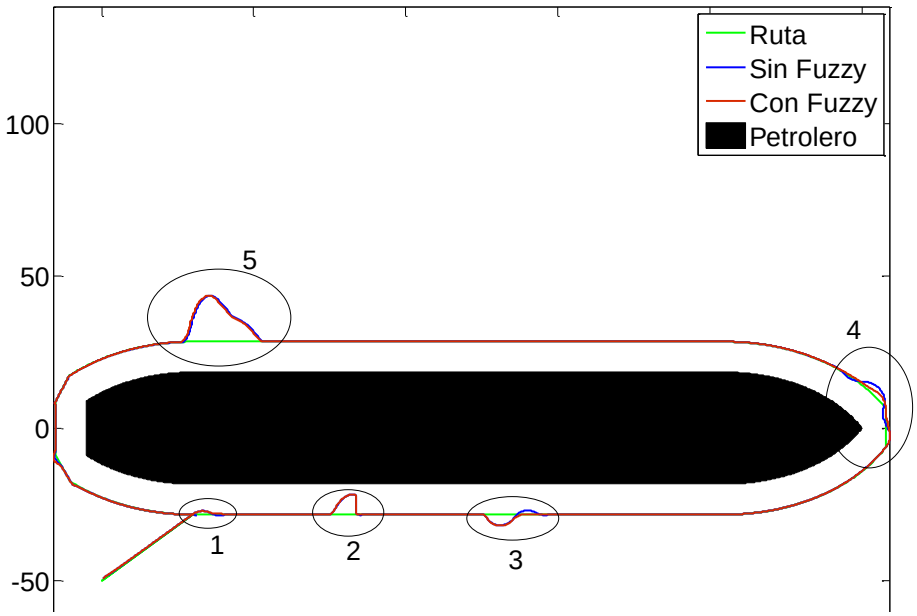


Figura 10: Ruta y trayectorias relativas al buque seguidas por el AUV con el nuevo controlador borroso y sin él. Se han marcado los 5 puntos en los que se comete mayor error.

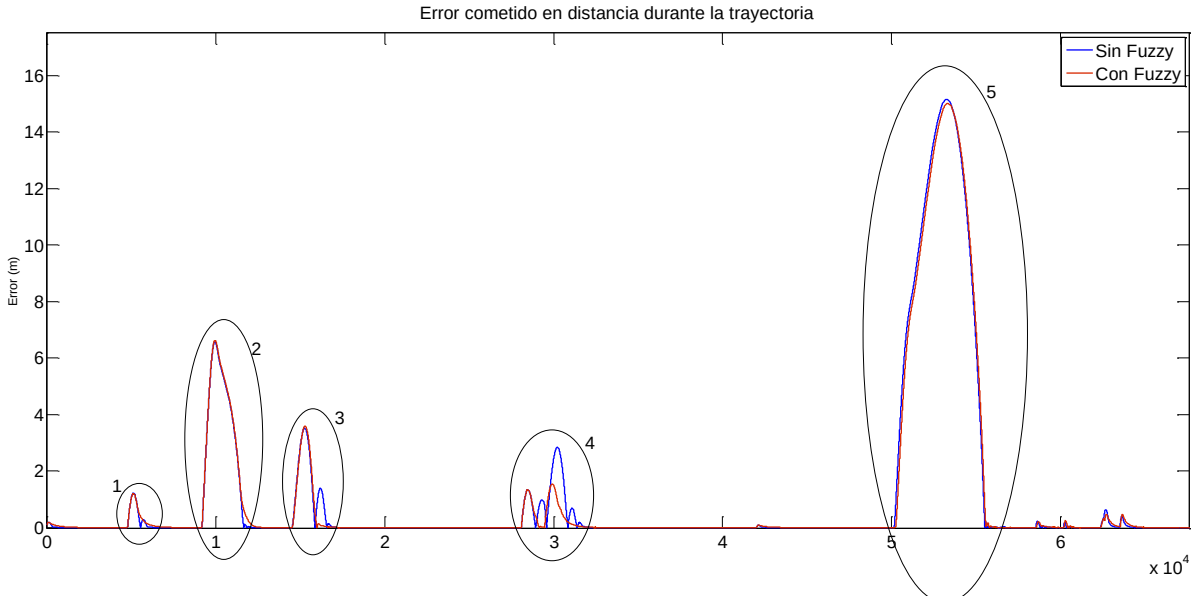


Figura 11: Errores cometidos en el seguimiento de la ruta alrededor del petrolero con el nuevo controlador borroso y sin él. Se han marcado los 5 puntos en los que se comete mayor error.

6. Conclusiones

Como conclusiones principales se puede decir que se ha desarrollado una plataforma para la simulación de AUVs en la que es posible configurar y variar la ruta a seguir, el comportamiento del objetivo a alcanzar y el entorno del vehículo. Se ha desarrollado un sistema de control de dos etapas compuesto por un PD clásico y un controlador basado en lógica borrosa de dos fases que permite al AUV realizar el seguimiento de rutas de gran exigencia y encontrándose con perturbaciones en su entorno. De los resultados obtenidos se puede deducir que el nuevo sistema de control de la trayectoria de dos etapas mejora la capacidad de gobierno del AUV frente al PD clásico desarrollado anteriormente.

7. Referencias

[1] J.L. Aguirre Martínez, M. Saura Sánchez, G. Munuera Saura, A. Luaces Fernández, P. Martínez Ibáñez, P. Segado Cabezos. Planificación y control de la trayectoria de UUVs para seguimiento y alcance de un objetivo móvil. Actas de XX CNIM, Vol. 14, 1-8, 2014, Málaga.

[2] Pedro Martínez, José L. Aguirre, Mariano Saura, Pablo Segado, Alberto Luaces. Planning and Control of Autonomous Underwater Vehicle's Trajectory for its Recovery from a Mobile Submarine Platform. in Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics, (Barcelona, Spain), June 29 - July 2 2015

[3] T. Prestero. Verification of a Six-Degree of Freedom Simulation Model for the REMUS Autonomous Underwater Vehicle. Master's Thesis, MIT/ WHOI, 2001.

[4] J. Refsnes, A.J. Sørensen, K.Y. Pettersen. A 6 DOF Nonlinear Observer for AUVs with Experimental Results, Proceeding of the 15th Mediterranean Conference on Control and Automation, 2007, 1-7, Athens-Greece

BLOQUE XV

PROYECTOS CON EMPRESAS

Diseño de encofrado de aluminio para vivienda unifamiliar

D. Bru Orts[1], F.J. Baeza de los Santos[2], M. Navarro Menargues[3], S. Ivorra Chorro[4]

[1]Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. david.bru@ua.es

[2] Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. Fj.baeza@ua.es

[3] Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. miguel.navarro@ua.es

[4] Dpto. de Ingeniería Civil. Universidad de Alicante. sivorra@ua.es

Este trabajo describe los trabajos desarrollados para diseñar un kit de encofrados de aluminio -aleación 6082 (Al Mg Si 1)- para construir muros, forjados, particiones y escaleras de una vivienda unifamiliar de hormigón armado. El proceso realizado mediante un convenio entre la empresa Strongforms S.L. y la Universidad de Alicante ha seguido las etapas de evaluación de características mecánicas de los materiales, así como la interacción química entre el aluminio y el hormigón con el fin de garantizar los requisitos de durabilidad indicados en la EHE-08. Se ha analizado en esta fase la posible lixiviación, interacción mortero de cemento-aluminio. La siguiente etapa fue el diseño y la evaluación numérica de las capacidades resistentes de encofrados para muros y para forjados, posteriormente pruebas de carga en laboratorio de ambos elementos y para finalizar, una prueba de carga a escala real de vertido de hormigón sobre un muro encofrado a dos cargas, controlando desplazamientos mediante LVDT´s y deformaciones mediante bandas extensométricas. Como última etapa se realizó una prueba de carga sobre un forjado real. La siguiente figura muestra la rotura de la unión entre dos formaletas durante la prueba de carga de laboratorio.. Aceptando este límite se puede concluir que para las condiciones geométricas del ensayo de laboratorio, los paneles de aluminio se mantienen en régimen elástico para cumplir la normativa vigente.

1. Introducción

Este trabajo describe los trabajos desarrollados para diseñar un kit de encofrados de aluminio -aleación 6082 (Al Mg Si 1)- para construir muros, forjados, particiones y escaleras de una vivienda unifamiliar de hormigón armado. El proceso realizado mediante un convenio entre la empresa Strongforms S.L. y la Universidad de Alicante ha seguido las etapas de evaluación de características mecánicas de los materiales, así como la interacción química entre el aluminio y el hormigón con el fin de garantizar los requisitos de durabilidad indicados en la EHE-08 [1]. Se ha analizado en esta fase la posible lixiviación [2], interacción mortero de cemento-aluminio [2-3]. La siguiente etapa fue el diseño y la evaluación numérica de las capacidades resistentes de encofrados para muros y para forjados, posteriormente pruebas de carga en laboratorio de ambos elementos y para finalizar, una prueba de carga a escala real de vertido de hormigón sobre un muro encofrado a dos cargas, controlando desplazamientos mediante LVDT´s y deformaciones mediante bandas extensométricas. El sistema se compone de piezas de pequeño tamaño, que se ensamblan entre ellas mediante piezas de aluminio machihembradas. Se diferencian dos tipos de piezas estándar en función de su posición y dimensiones. Los elementos de encofrados horizontales para forjados son piezas de 1.20x1.20 m² con un canto de 5 cm, como la mostrada en la Figura 1(a). Para el encofrado de muros y particiones verticales se dispone de piezas de 60 cm de ancho, con una longitud variable en función de la altura a cubrir. Ambas piezas están formadas por chapas machihembradas de aluminio con un perfil perimetral macizo, sobre el que se realizan los taladros para colocar los elementos de conexión. Cada pieza específica lleva una serie de rigidizadores mediante perfiles huecos de aluminio distribuidos en función del modo de trabajo de cada elemento. Por último, se diseñaron piezas específicas para los elementos de contorno. La unión entre paneles contiguos se realiza mediante pasadores de acero, como los mostrados en la Figura 1(b). En la Figura 1(c) se muestra un ejemplo de unión entre piezas correspondiente al ensayo de laboratorio realizado.

Antes de iniciar los trabajos experimentales y numéricos se ha procedido a identificar las caractéristicas mecánicas del material con el que se diseñarán los encofrados, para ello se han extraido diversas muestras de este aluminio y se han sometido a ensayos de tracción uniaxial para determinar el límite elástico, el módulo de elasticidad y la resistencia a tracción final. Los valores resultantes se muestran en la tabla 1.

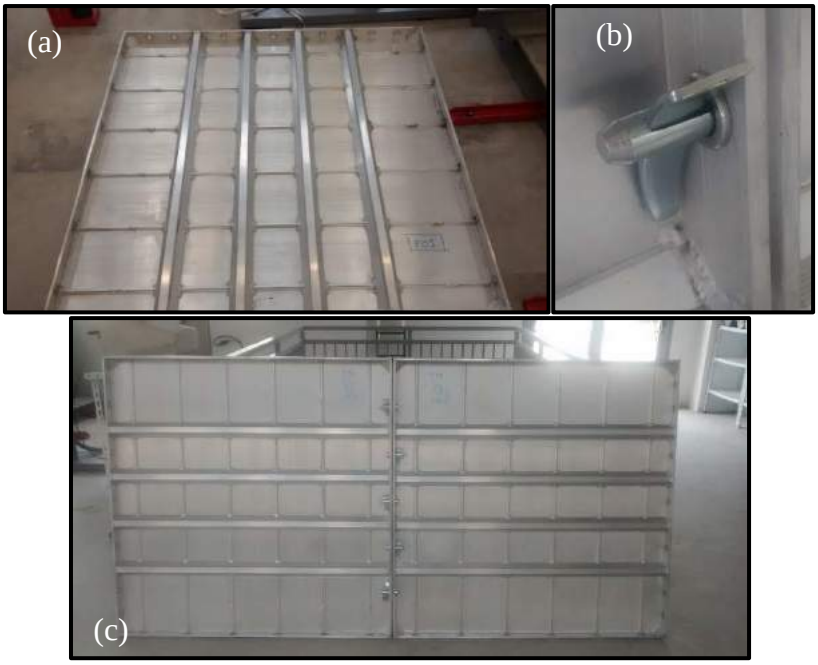


Figura 1: (a) Pieza estándar para encofrado horizontal, dimensiones 1.20x1.20 m. (b) Elemento de unión entre piezas. (c) Ejemplo de conexión entre piezas contiguas de encofrado.

Tabla 1: Resumen de resultados ensayos de tracción directa

Propiedad	Valor medio	Desviación estándar	Valor característico
Resistencia a tracción (MPa)	280.09	7.82	275.25
Módulo elástico (MPa)	89255	4758	81233
Límite elástico (MPa)	252.42	6.63	247.56
Alargamiento en rotura (%)	7.6	0.3	7.3

2. Campañas experimentales

Para la calibración del modelo numérico que posteriormente se expone se han realizado ensayos experimentales en laboratorio. Los aspectos más delicados son la modificación de la rigidez de la unión de dos paneles como consecuencia del sistema de unión. Para este análisis ha analizado el comportamiento a flexión de un panel y posteriormente el comportamiento a flexión de sistema compuesto por dos paneles unidos entre ellos. Se realizaron unos primeros ensayos con flexión en tres puntos (figura 2), con una luz de 1.10 m, y aplicando la carga centrada en un ancho de 80 cm. El ensayo se repitió aplicando la carga de forma distribuida mediante sacos de arena. Ambos ensayos se realizaron mediante un control de desplazamientos.

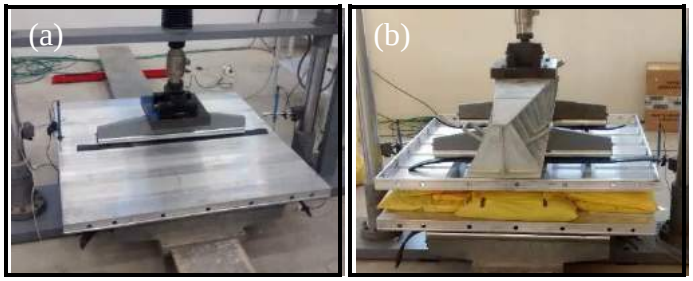


Figura 2: (Izquierda) Montaje experimental del ensayo de flexión en tres puntos, la carga se aplicó centrada en una longitud de 80 cm mediante un rodillo de acero. (Derecha) Para aplicar la carga de forma distribuida se dispusieron sacos de arena sobre la pieza a ensayar.

La figura 3 representa las curvas carga desplazamiento para los cuatro ensayos realizados. Estos resultados se han emplado para comparar y calibrar el modelo numérico posteriormente. Tras realizar un ajuste de mínimos

cuadrados con los datos de la rama elástica se ha obtenido una rigidez media ($48EI/L^3$) de 2374.5 ± 287.0 kN/m, con un coeficiente de correlación r^2 mayor de 0.999 en todos los casos. El correspondiente valor característico de esta rigidez, para una probabilidad del 95%, fue de 2036.7 kN/m, y se calculó según lo indicado en la UNE 66040:2003.

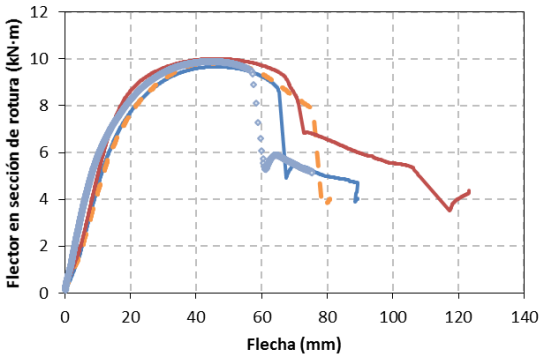


Figura 3: Momento flector en la sección de rotura frente a flecha medida en la sección central.

El fallo de todas las piezas se localizó en el agujero de unión entre piezas más cercano al centro de la pieza. Al ensayarse dos tipos de piezas diferentes la configuración de las conexiones fue ligeramente diferente. La primera tipología sólo contaba con rigidizadores longitudinales, y las conexiones centrales se hallaban a 10 cm de la sección central. Mientras que en el caso de la pieza con rigidizadores transversales adicionales, la rotura se produce justo en la sección central, al aparecer una conexión justo en dicha sección. Durante el proceso de rotura de las placas se observaron diferentes daños como la plastificación en compresión de la sección central, produciéndose la abolladura de los rigidizadores longitudinales.

Para analizar en mayor profundidad los resultados estadísticos obtenidos se han calculado las curvas representadas en la Figura 4. En ella se muestra la relación entre el flector en la sección de rotura frente a la flecha en el centro de vano, diferenciando el valor medio de los cuatro ensayos realizados del valor característico, estimado según las indicaciones de UNE 66040:2003. Ambas curvas resultan muy similares, al menos hasta valores de flecha superiores a 55 mm, cuando empieza a observarse el fallo de alguna de las piezas. La línea vertical del gráfico señala el límite recomendado en la normativa española EHE-08, que en su "Anejo 11: Tolerancias" señala que en la cara inferior de un encofrado no existirán diferencias de cota mayores a ±20 mm antes de retirar los puntales. Aceptando este límite se puede concluir que para las condiciones geométricas del ensayo de laboratorio, los paneles de aluminio se mantienen en régimen elástico para cumplir la normativa vigente.

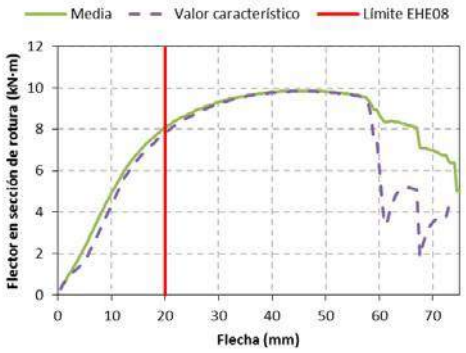


Figura 4: Momento flector en la sección de rotura frente a flecha medida en la sección central se representa el valor medio y el valor característico (según UNE 66040:2003) considerando todos los ensayos realizados.

En la segunda fase de ensayos, para la evaluación de la resistencia de la unión entre dos piezas se dispusieron cinco pernos de anclaje, como podía verse en la Figura 1(c). Se realizaron ensayos de flexión bajo carga puntual centrada, aplicando dicha carga sobre la propia junta entre ambos elementos, Figura 5. Se realizaron dos ensayos con luz entre apoyos igual a 1.20 m y 0.60 m, y además, en el segundo de ellos la fuerza de apriete de los pasadores de acero fue mayor. Al igual que en los ensayos anteriores, para el control de flechas se dispusieron dos captadores de desplazamiento en los extremos de la sección central.



Figura 4: Preparación y montaje experimental del ensayo de la unión entre piezas.

Al igual que en el caso anterior, estos ensayos se realizaron a velocidad de deformación constante, y hasta valores de flecha mayores a los que las piezas deberán soportar en servicio. Durante los ensayos se alcanzaron cargas máximas iguales a 14.1 kN y 22.4 kN para cada uno de los ensayos, Figura 5. En ningún caso se produjo el fallo de alguna de los pasadores de unión ni de los taladros en los perfiles metálicos.

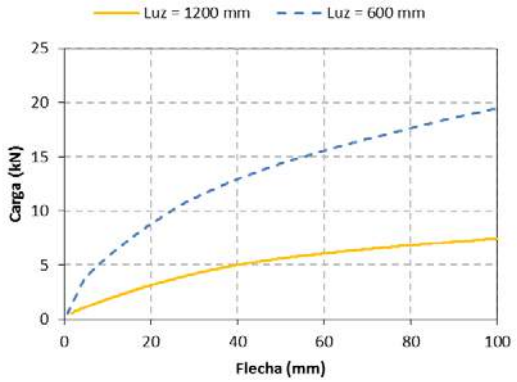


Figura 5: Curvas de comportamiento de las uniones en los dos ensayos realizados.

Para comparar ambos ensayos, al representar los resultados en la Figura 6 se ha utilizado el valor de desplazamientos normalizado según la luz entre apoyos. Ambos ensayos finalizaron al alcanzar el desplazamiento máximo posible en centro de vano. Se han incluido dos líneas verticales representando el valor de flecha/luz equivalente a la limitación de 20 mm considerada anteriormente, para seguir las indicaciones de la EHE-08. El comportamiento en este nivel de prestaciones es prácticamente lineal, con lo que se puede garantizar el correcto funcionamiento de la unión en servicio.

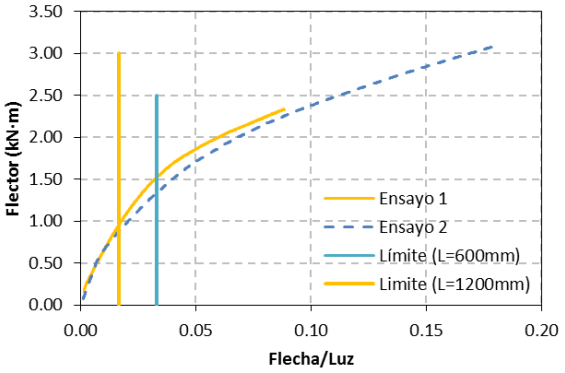


Figura 5: Curvas de comportamiento de las uniones en los dos ensayos realizados.

Una vez descartado el fallo estructural, sí que se detectaron una serie de daños en los paneles y pasadores al llevarse el ensayo a cagas muy por encima de las de servicio. En la Figura 6 se incluyen imágenes de estos daños, como es la plastificación de los perfiles del panel que forman la unión, Figuras 15(a) y (b), hecho que inhabilitaría el panel para su uso. En la Figura 6(c) se observa que aunque se hayan dañado los paneles el elemento de unión sigue trabajando correctamente. Se produjo deformación plastica en alguno de los pernos pero no se alcanzó la rotura.



Figura 6: Plastificación de perfiles y pernos de aluminio.

En los ensayos realizados hasta rotura de los paneles de encofrado se ha observado un buen comportamiento de las uniones soldadas, en ninguno de los elementos testados se ha observado fallo alguno en la unión ejecutada mediante soldadura. Todas las uniones se han comportado correctamente y no se observa ningún inicio de fallo en ninguna soldadura.

3. Implementación del modelo numérico

Con el fin de poder realizar un estudio detallado del comportamiento de este tipo de paneles bajo condiciones de contorno diferentes y bajo condiciones de carga también diferentes se ha procedido a reazliar un modelo numérico de elementos finitos. A partir de la geometría, obtenida a partir de los planos de fabricación de las piezas de encofrado, se ha diseñado un modelo numérico en SAP2000 v.17.2 q. El modelo (Figura 7) está formado por elementos tipo *Shell*, y se ha realizado un análisis tipo *PushOver* para ver el comportamiento de la estructura hasta el colapso.

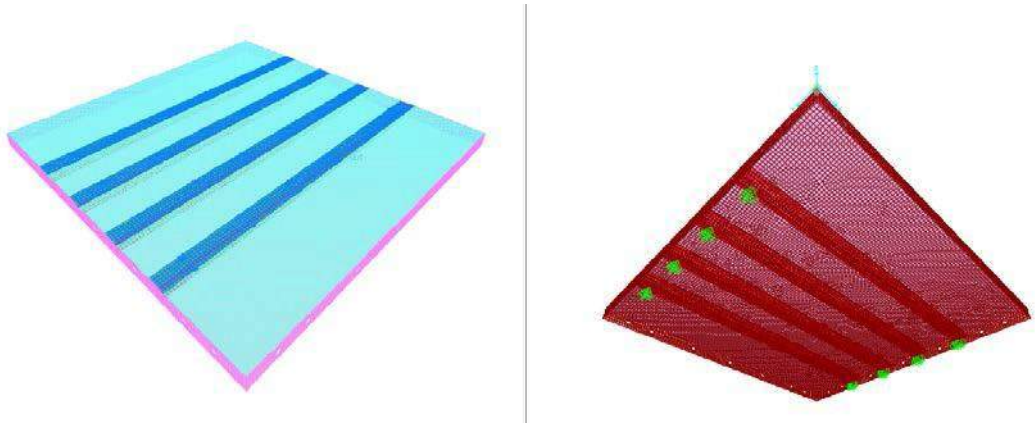


Figura 7: Modelo numérico 3D en SAP2000: (a) Vista superior; (b) vista inferior.

Las principales características del modelo propuesto para una placa de encofrado de techo son unas dimensiones de 1200x1200 mm², con espesores variables según se indica en los planos de fabricación. Y se ha considerado un comportamiento del aluminio no lineal según los resultados de ensayos de tracción presentados anteriormente.

Los resultados del análisis PushOver se han comparado con los de la campaña experimental anterior. En la figura 8 se han superpuesto los valores del momento flector y la flecha en la sección central de la pieza. Una vez validado el modelo con los resultados experimentales, se han calculado dos niveles de solicitación diferentes simulando situaciones reales de carga del encofrado, y de esta forma valorar si las condiciones de servicio son admisibles.

Se anlizaron las distribuciones de tensiones calculadas en un supuesto de carga uniformemente distribuida en toda la superficie de valor 5 o 10 kN/m². Los valores máximos de tensiones normales en los rigidizadores fueron de 45.0 y 89.9 MPa. Las correspondientes flechas máximas estimadas han sido 2.45 y 4.90 mm.

Por último se amplió el modelo para adecuarse a las condiciones de la prueba de carga del ensayo a escala real, descrito en el apartado siguiente. En este caso fue necesario incluir las piezas transversales sobre las que se colocan los puntales en un forjado real. El cálculo se repitió para dos niveles de carga de los utilizados en el ensayo con arena, donde se llegó hasta una carga uniforme de casi 9 kN/m². En la figura 9 se incluyen las distribuciones de

tensiones, normales y tangenciales, para una sobrecarga uniforme de 6 kN/m². Las máximas tensiones estimadas han sido una tracción de 49.4 MPa, y una compresión de 37.8 MPa. Respecto a los movimientos, la distribución de flechas para el caso de sobrecarga 3 kN/m² puede observarse en la figura 10. En este caso el máximo movimiento vertical sería igual a 2.3 mm. A partir de este

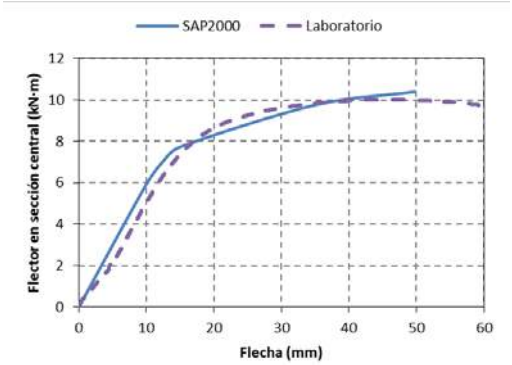


Figura 8: Valores del modelo numérico (línea continua) y experimentales (línea discontinua).

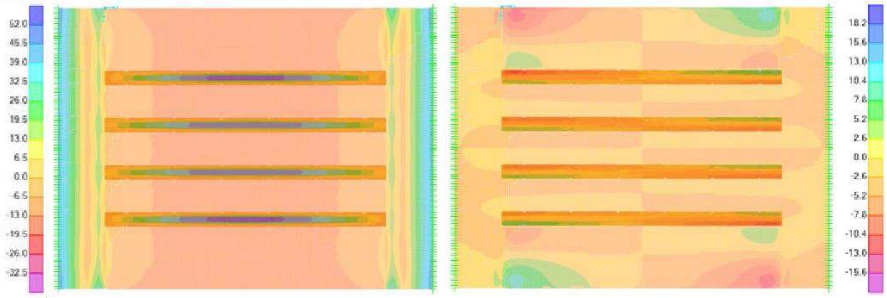


Figura 9: Distribución de tensiones normales (izq.) y tensiones tangenciales (derec.) para el encofrado ensayado en fábrica bajo sobrecarga uniforme de 6 kN/m² (valor en MPa).

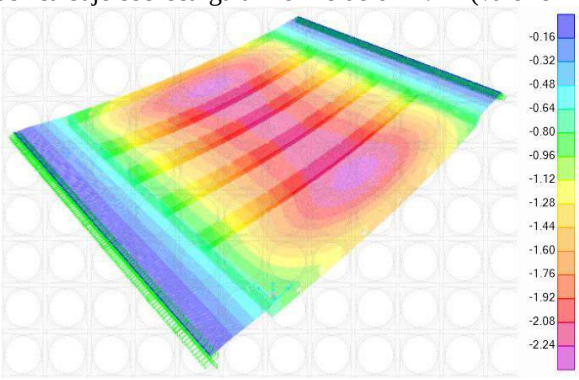


Figura 10: Movimientos (en mm) para el encofrado ensayado en fábrica bajo sobrecarga uniforme de 3 kN/m² (valor en MPa).

4. Ensayos sobre un modelo real en laboratorio

Para comprobar el funcionamiento real del sistema propuesto se realizó una prueba de carga estática sobre un encofrado horizontal de dimensiones 4.1 x 5 m. En la figura 11 puede verse la distribución de los sensores para el control de deformaciones durante el ensayo. Se colocaron cuatro extensómetros para medir las flechas de los paneles de aluminio (Figura 12) y, para controlar el estado tensional, se dispusieron dos galgas extensométricas sobre la cara inferior de los rigidizadores longitudinales (Figura 12).

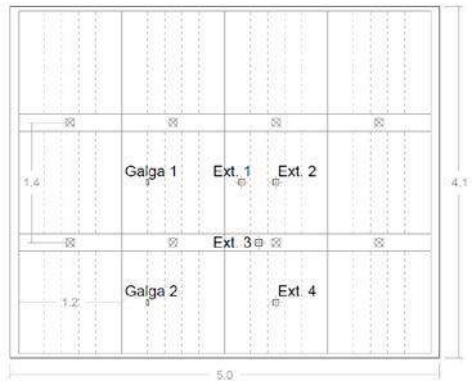


Figura 11: Dimensiones del encofrado ensayado y localización de sensores.

El proceso de carga se realizó mediante 18 sacas de arena de 1 t cada una, extendiéndose la arena de forma que la carga estuviese uniformemente distribuida en los 20.5 m² de encofrado. La estructura completa construida puede observarse en la figura 13.

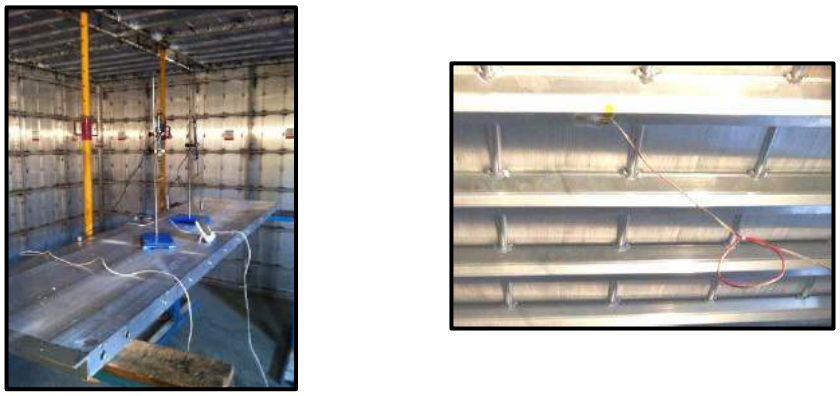


Figura 12: Prueba de carga en encofrados de forjado: colocación de extensómetros.C colocación de galgas extensométricas.



Figura 13: Prueba de carga en encofrados de forjado, estructura y proceso de carga.

En la figura 14 se muestran los valores registrados en todos los sensores en cada uno de los escalones de carga (6, 12 y 18 t) una vez transcurridos 15 minutos desde la aplicación de la carga. Los máximos movimientos se registraron en los extensómetros 1 y 2, colocados en la placa central del encofrado, y se mantuvieron en todo momento por debajo de las tolerancias indicadas en la normativa EHE-08. A partir de las medidas de las galgas extensométricas, y teniendo en cuenta el módulo elástico estimado en los ensayos de tracción directa presentados anteriormente, se puede concluir que la tensión máxima observada sobre los rigidizadores longitudinales fue de aproximadamente 130 MPa. Por lo tanto, el aluminio se mantuvo en rango elástico durante toda la prueba de carga.

Por último, con la cantidad total de arena empleada y para una superficie de 20.5 m², se ha estimado el canto equivalente de un forjado de hormigón armado, Figura 14. A partir de las tres medidas tomadas, se han ajustado rectas de regresión lineal para cada extensómetro, toda ellas con un coeficiente r² mayor a 0.98. Extrapolando estas funciones para cargas mayores a las empleadas se deduce que manteniendo la tolerancia de 20 mm indicada en EHE-08 puede llegar a construirse un forjado de al menos 50 cm.

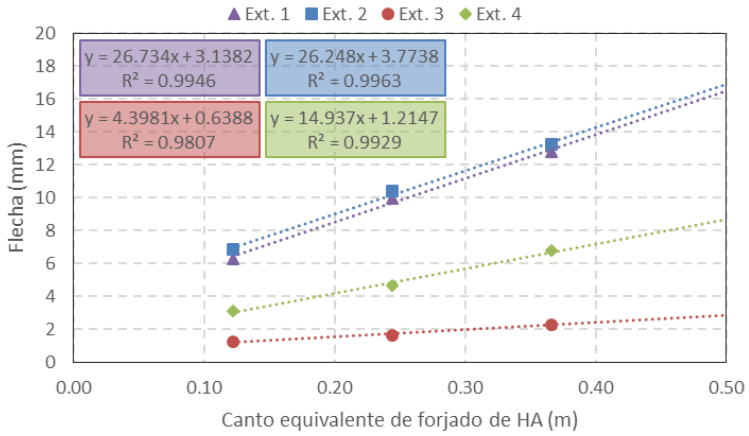


Figura 14: Flechas registradas para un canto de forjado de hormigón armado equivalente a la carga aplicada con arena.

5. Conclusiones

Se ha presentado un procedimiento a través del cual mediante una campaña experimental, numérica y finalmente una validación experimental a escala real permite la certificación de determiandos sistemas de aluminio como sistemas de encofrado modular para viviendas unifamiliares. El procedimiento empleado puede ser aplicada a cualquier otro sistema constructivo que pretenda validar su funcionamiento. Una vez calibrado el modelo numérico y sobre todo sus sistemas de unión –y los cambios de rigidez que introducen en el sistema- el modelo numérico puede plantear modificaciones geométricas para adaptarse a la geometría que pretenda construirse.

6. Agradecimientos

El presente estudio ha podido ser llevado a cabo gracias a la colaboración con las empresas Alumed S.L. y Strongforms S.L.

7. Referencias

[1] Instrucción de Hormigón Estructural. (EHE-08). Ministerio de Fomento. España, 2008

[2] UNE-EN 12547-2: 2003 “Caracterización de residuos. Lixiviación. Ensayo de conformidad para la lixiviación de residuos granulares y lodos”, Madrid, España, 2003.

[3] ASTM C 642-90, Standard Test Method for Specific Gravity, Absorption and Voids in Hardened Concrete, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, USA, 1994.

[4] UNE-EN 196-1, Asociación Española de Normalización y Certificación, Métodos de ensayo de cementos. Parte 1: Determinación de resistencias mecánicas, Madrid, España, 2005.

[5] UNE 66040:2003 Interpretación estadística de los resultados de un ensayo. Estimación de la media. Intervalo de confianza. Madrid, España, 2003

Optimización de una unidad BMU aplicando metodologías de Diseño Generativo en Máquinas. Un caso de colaboración Universidad-Empresa

J.A. Lozano Ruiz[1], M. Casado Muñoz[2], J.M. Rodríguez Nuevo[3], S. Corbera Caraballo[4]

[1] *Dpto. de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial. ETS de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. joseantonio.lozano@upm.es*

[2] *SAF Góndolas®. miguel.casado@safgondolas.com*

[3] *Dpto. de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial. ETS de Ingeniería y Diseño Industrial. Universidad Politécnica de Madrid. juanmanuel.rodriguez@upm.es*

[4] *Escuela Politécnica Superior y de Arquitectura. Universidad Nebrija. sergio.corbera@gmail.com*

En el contexto de la que ya se está denominando la cuarta revolución industrial, aparece el concepto de Industria 4.0 basado en el uso de sistemas cooperativos, interconectados e inteligentes. Estos sistemas se fundamentan en el uso de las nuevas tecnologías de la información y la comunicación. En el campo del diseño y desarrollo de producto dichos sistemas están favoreciendo el empleo de metodologías de Diseño Generativo.

La ingeniería es una disciplina que tiene tradicionalmente una imagen de emplear métodos de cálculo rígidos y estrictos. Nada más lejos de la realidad, en la metodología del Diseño Generativo se conjugan el pensamiento divergente o creativo con el pensamiento convergente o racional. De esa forma se aprovecha la sinergia de la creatividad y la criticidad para obtener soluciones óptimas a problemas complejos de ingeniería. El Diseño Generativo combina diversas herramientas y metodologías de cálculo que van desde optimización topológica, algoritmos genéticos, gramáticas formales, autómatas celulares, etc.. Esta metodología permite plantear problemas complejos de diseño y desarrollo de máquinas, teniendo en consideración todos los parámetros y factores que afectan a su ciclo de vida: estética, intereses del consumidor, diseño, desarrollo, materiales, sistemas de fabricación y producción, distribución, mantenimiento y reciclado. El objetivo es conseguir un producto eficaz, eficiente, reproducible, adaptable, económico, sostenible y respetuoso con el medio ambiente.

En este artículo se presenta un caso de aplicación del Diseño Generativo en la ingeniería de máquinas, desarrollado en la ETS de Ingeniería y Diseño Industrial, bajo el convenio de colaboración suscrito con la empresa SAF Góndolas®. Se trata de realizar la optimización de los elementos mecánicos y estructurales de una unidad BMU empleada para el mantenimiento de fachadas en edificios de gran altura. El trabajo ha sido dirigido por profesores de la universidad, en coordinación con la empresa y desarrollado por estudiantes de último curso del Grado Universitario en Ingeniería Mecánica. El artículo termina con un análisis de resultados, conclusiones y líneas de desarrollo futuro.

1. Introducción

Las Fábricas del Futuro, o Industria 4.0, son el resultado que está caracterizando la ya denominada cuarta revolución industrial. Éstas pretenden dar respuesta a los grandes retos del mundo del siglo XXI, contribuyendo a la reducción del cambio climático, mejorando la eficiencia energética, preservando los recursos naturales, propiciando un crecimiento sostenible acorde al cambio demográfico y social. Este nuevo concepto, del cual aún existen algunas discrepancias, se fundamenta en el concepto de sistemas cooperativos, interconectados e inteligentes, que abarcan todos los estadios del diseño y desarrollo de productos, desde su concepción, pasando por el diseño, desarrollo, producción, comercialización y hasta concluir su ciclo de vida. La Industria 4.0 se apoya en un conjunto de tecnologías y conceptos de la organización de la cadena de valor, coordinándose con sistemas ciber-físicos. [5, 8]. A través del Internet de las Cosas, *The Internet of Things*, y el Internet de Servicios, *The Internet of Services*, todos los grupos de interés, diseñadores, productores y usuarios se conectan en tiempo real y pueden beneficiarse de todos los productos y servicios de las organizaciones conectadas. [5]. La clave se encuentra en la interconexión de todos los actores participantes en la cadena de suministro [16]. Esta interconexión está dando lugar a las Redes de Innovación Abierta, donde las empresas intercambian ideas,

conocimientos y tecnología permitiendo la ayuda mutua para desarrollar sus potencialidades y aumentando su competitividad. Una adecuada organización, basada en la confianza y en el liderazgo por valores, permite la integración de conocimientos, la colaboración, el desarrollo y beneficio de todas las organizaciones y grupos de interés participantes, [16]. El funcionamiento de las redes de innovación abierta se ve favorecido por el potencial de Internet y el trabajo en La Nube, [4, 7, 24].

El Grupo de Diseño Avanzado de Máquinas del Departamento de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial, de la Escuela Técnica Superior de Diseño Industrial, de la Universidad Politécnica de Madrid, está trabajando en diversas metodologías que permitan aplicar los conceptos de la Industria 4.0 en las diferentes actividades docentes, [14]. Los conceptos fundamentales del diseño de máquinas siguen estando vigentes. Se trata de innovar las metodologías incorporando el uso de las nuevas tecnologías de la información y la comunicación, TIC. Y desde el punto de vista organizativo se incorpora el trabajo en Redes de Innovación Abiertas. Para dar respuesta a estos objetivos, se ha materializado un convenio de cooperación educativa entre la Universidad Politécnica de Madrid y la empresa SAF Góndolas®, para el desarrollo de prácticas curriculares o Trabajo Fin de Grado. A la vez, se ha puesto en marcha un proyecto de investigación desarrollado por el Grupo de Investigación en Diseño y Fabricación Industrial, que ha involucrado al profesorado, personal de la empresa SAF Góndolas®, un estudiante de doctorado y dos estudiantes de último curso de Grado Universitario en Ingeniería Mecánica. Los estudiantes y becarios han tenido la oportunidad de desarrollar al final de su periodo de formación universitaria una actividad de aprendizaje inmerso en el mundo de la empresa. Además, todas las tareas desarrolladas entre la Universidad y la empresa lo han hecho de manera cooperativa, realimentándose y beneficieándose cada una de las partes de la información y avances alcanzados prácticamente en tiempo real.

En el contexto del diseño de máquinas, se han aplicado los conceptos de Diseño Inteligente y, en concreto, el Diseño Generativo o Evolutivo. El Diseño Inteligente hace referencia a una metodología de pensamiento aplicada para la resolución creativa de problemas y la creación de soluciones innovadoras, [1, 12, 18, 20]. Es una forma de diseñar centrada en la manera de buscar soluciones acordes a las necesidades y restricciones planteadas en el problema, más que en buscar una solución concreta para un problema específico. Explora un abanico o familia de soluciones entre las cuales se seleccionan aquellas que responden mejor a las necesidades, restricciones o condiciones reales actuales. Cuando estas necesidades y condiciones cambien, esta metodología es capaz de ofrecer posibles soluciones futuras óptimas a las nuevas necesidades y condiciones. Por tanto, el Diseño Inteligente da soluciones tanto a problemas actuales como futuros.

2. El Diseño Generativo

El Diseño Generativo o Evolutivo está basado en el aprendizaje automático mediante métodos genéticos, [3, 9, 11]; aunque también hace uso de algoritmos topológicos, neuronales y heurísticos. El diseño generativo también se llama evolutivo, pues permite crear variaciones de diseño basado en modelos genéticos. Con una adecuada estructuración de los conceptos de diseño, con modelos genéticos y mediante la aplicación de restricciones, es posible explorar un número mucho mayor de opciones de diseño viables de lo que es posible de forma manual. Es posible conseguir nuevas formas y diseños optimizados, combinar diferentes materiales e incluso la inmersión de subsistemas de la máquina.

La Metodología del Diseño Generativo, (Fig. 1), comprende 3 fases principales:

a) *Definición y caracterización de la máquina*. Las especificaciones, funciones, prestaciones y sistemas de la máquina, se codifican en el denominado "Genoma de la máquina". Mediante unas reglas simples, el genoma se incorpora en el proceso de diseño, [9].
b) *Optimización topológica*. Con la información del genoma de la máquina y el conocimiento del estado de la tecnología, se selecciona la población de máquinas que puede dar respuesta a las necesidades planteadas.
c) *Diseño Generativo*. Esta es la fase más importante y que da nombre a esta metodología de diseño. Partiendo de la población de máquinas seleccionada en la fase anterior, se aplican diferentes técnicas para hacerlas evolucionar. Se analizan y seleccionan los mejores ejemplares.

La potencia del Diseño Generativo radica en que permite aplicar técnicas de diseño muy diversas. Aunque las más importantes se pueden agrupar en 5 tipos, [21]:

a) *Los algoritmos genéticos* (Genetic Algorithms, GA), [2].
b) *Autómata celular*, (Cellular Autómata , CA), [23].
c) *Gramáticas formales*, (Shape Grammars, SG), [10].
d) *Sistemas de Lindenmayer*, Sistemas-L (L-Systems, LS), [13, 17].
e) *La inteligencia de enjambre*, (Swarm Intelligence, SI), [6, 15, 22].



Figura 1: Metodología de Diseño Generativo, aplicado a las máquinas.

3. Diseño Generativo de máquinas aplicado al caso del diseño y optimización de una unidad BMU

En este apartado se va a describir la metodología de Diseño Generativo aplicado al diseño optimizado de unidades BMU en el proyecto "Estudio técnico teórico para la optimización de la columna y brazo principal de una góndola de 50 metros de envergadura", desarrollado en el Departamento de Ingeniería Mecánica, Química y Diseño Industrial, de la ETS de Ingeniería y Diseño Industrial, de la Universidad Politécnica de Madrid. Los trabajos se han realizado en el marco establecido por el convenio de colaboración suscrito con la empresa SAF Góndolas®. El proyecto ha consistido en realizar la optimización de los elementos mecánicos y estructurales de una unidad BMU empleada para el mantenimiento de fachadas en edificios de gran altura. El trabajo ha sido dirigido por profesores de la universidad, en coordinación con la empresa y desarrollado por estudiantes de último curso del Grado Universitario en Ingeniería Mecánica.

Una góndola o Unidad BMU (Building Maintenance Unit), para limpieza y mantenimiento de fachadas es una máquina instalada en la azotea de los edificios, que permite suspender una plataforma para realizar los trabajos de limpieza y mantenimiento requeridos. Tiene capacidad de movimiento vertical y horizontal para recorrer y acceder a cualquier punto de las fachadas. Sus diseños y características suelen estar personalizados.

El objetivo principal del trabajo ha sido la realización de un estudio de optimización de los dos elementos críticos: el brazo y la columna central, (ver las figuras 2, 3 y 4). Para valorar las mejoras obtenidas como consecuencia de la optimización del diseño se han considerado como parámetros el rendimiento estructural y la reducción del impacto ambiental.

La metodología seguida para alcanzar los objetivos, en síntesis, ha sido la siguiente:

a) Estudio de diseños previos, con una muestra de unidades BMU representativas.
b) Planteamiento y definición del problema de optimización.
c) Desarrollo de los modelos teóricos mecánicos para la aplicación del estudio de optimización. Se han utilizado modelos de elementos finitos para los cálculos estructurales y modelos multicuerpo para el estudio de los mecanismos móviles.
d) Realización del estudio de optimización. Análisis de resultados, conclusiones y obtención de criterios generales de optimización de unidades BMU.

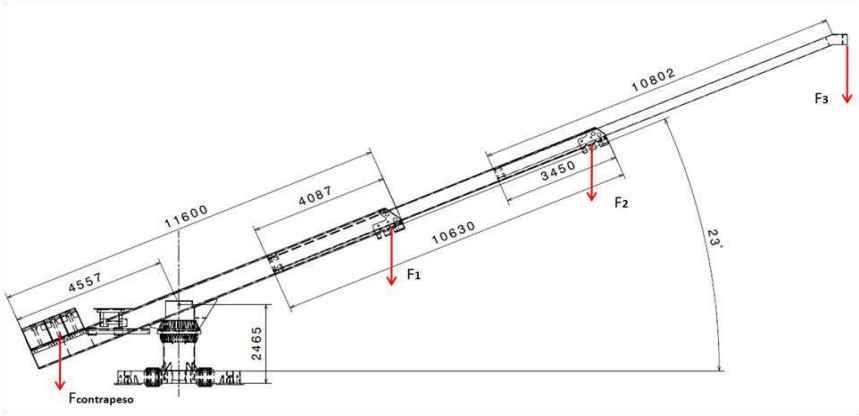


Figura 2: Góndola SAF_15_15341. Geometrías y estados de carga.

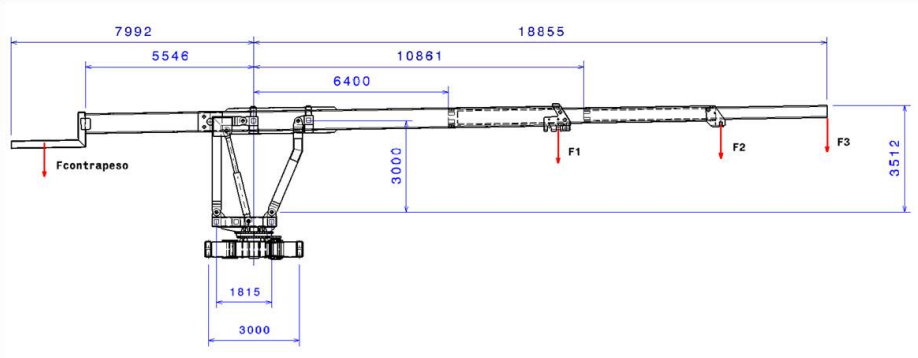


Figura 3: Góndola SAF_25_15126. Geometrías y estados de carga.

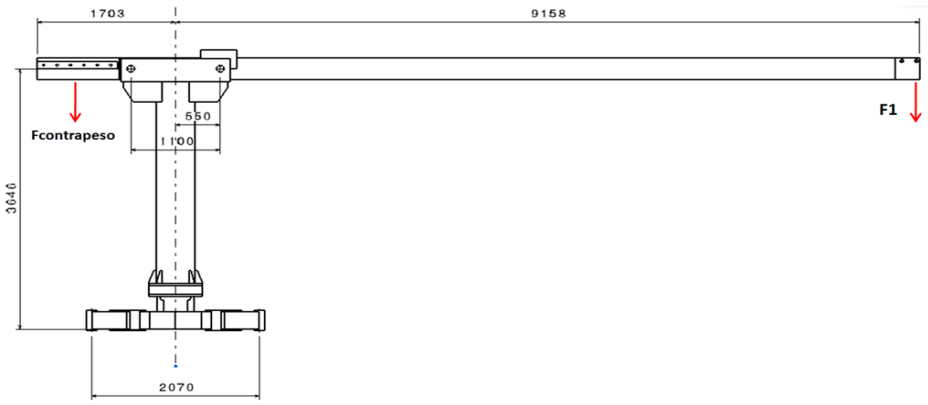


Figura 4: Figura 5.- Góndola SAF_16_0366. Geometrías y estados de carga.

En los estudios previos se han considerado tres modelos de unidades BMU representativos del conjunto de unidades BMU desarrollados por SAF Góndolas en los últimos años. Dichos modelos aparecen en las Figuras 2, 3 y 4. El modelado de la geometría ha sido llevado cabo con FreeCad 0.16, software libre de diseño asistido por ordenador, a partir de los planos facilitados por SAF Góndolas. Se ha llevado a cabo un análisis estructural estático de cada BMU con objeto de establecer su rendimiento estructural inicial, en su estado de carga "MAX. TEST", considerado como el más desfavorable. El análisis se ha realizado mediante el método de los elementos finitos en un entorno 3D. El mallado utilizado para la geometría ha sido estructurado, con un tamaño de elemento de 30 mm y un máximo de 10000 elementos. Los resultados obtenidos para cada BMU son los que se muestran en la Tabla 1.-

Tabla 1: Resultados obtenidos en el análisis estructural inicial de las BMU.

		Tensión Von Mises (MPa)	Coeficiente de seguridad *	Desplazamiento total en punta (mm)
Unidad SAF_15_15341	Columna	135.77		
Masa total: 8596 Kg	Brazo	256.75	1.38	-155
Unidad SAF_25_15126	Columna	158.16		
Masa total: 14587 Kg	Brazo	230.86	1.53	-223
Unidad SAF_16_0366	Columna	254.28	1.39	
Masa total: 2580 Kg	Brazo	93.21		-32

* En todos los casos se ha utilizado Acero S355JR

Se ha realizado la simulación dinámica del mecanismo de elevación de la unidad BMU SAF_25_15126, (Figura 3), que es la única dotada con mecanismo de elevación. Se han analizado los movimientos, posiciones, trayectorias y velocidades, y la transmisión de fuerzas en el brazo de la góndola, entre las dos posiciones extremas de "PARKING" y "MAX_TEST" de la BMU. Dichos análisis se han realizado empleando el software SAM v. 6.1. La finalidad de este estudio es optimizar el mecanismo de elevación, buscando la configuración en la que más se reduzca la fuerza que soporta el cilindro hidráulico de accionamiento. Los resultados se resumen en la Tabla 2.

Tabla 2: Resultados de la simulación dinámica de la unidad SAF_25_15126, mediante SAM 6.1.

POSICIÓN	RESULTADOS DE ESFUERZO AXIAL (N)		
	Barra 1	**Cilindro hidráulico**	**Barra 2**
"PARKING"	127429	297623	352095
"MAX_TEST"	176450	107275	194463

Una vez concluidos los estudios previos, se ha realizado el estudio de optimización de las tres unidades BMU consideradas con el objetivo mejorar la eficiencia estructural. Es decir, minimizar el peso total de la estructura y la tensión máxima alcanzada, manteniendo los coeficientes de seguridad mínimos establecidos. Estos dos objetivos son opuestos el uno al otro por lo que es necesario conseguir una solución de compromiso que minimice ambos lo máximo posible. Esto obliga a abordar el problema como una optimización multi-objetivo. De acuerdo con ello, se puede definir el problema de optimización multi-objetivo para el estudio presentado en este artículo de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} &\min F_1(\vec{x}) = [\, f_1(\vec{x}), f_2(\vec{x})] \\ &\quad \text{Sujeto a : } g(\vec{x}) < \text{Tensión de rotura/Cs} \\ &\quad \vec{x} \in S \end{aligned} \tag{1}$$

Donde $f_1(\vec{x})$, $f_2(\vec{x})$ son las funciones objetivo correspondientes a la masa de la estructura y a la tensión máxima respectivamente. $g(\vec{x})$ es la restricción de tensión máxima admisible y $\vec{x}=[x_1,x_2,x_3...]$ es el vector que contiene las variables de diseño de la estructura, genoma, que deben estar definidas dentro del espacio de diseño S. El coeficiente de seguridad es Cs.

Uno de los métodos más adecuados para la resolución de problemas multi-objetivo son los Algoritmos Genéticos (AG) con un Diseño de Experimentos (DOE) en la fase inicial como motor de optimización para el problema que se plantea. Estos métodos poseen una gran habilidad para la búsqueda simultánea en distintas regiones del espacio de diseño, permitiendo encontrar un conjunto de soluciones óptimas a problemas complejos sin necesidad de priorizar, escalar o ponderar los objetivos. Para evitar el conflicto que se produce al tratar de minimizar la masa y las tensiones máximas estructurales, se ha usado un AG basado en el Ranking de Pareto como planteamiento más eficiente y opción de mayor potencial. Mediante este planteamiento es posible identificar soluciones que satisfagan ambos objetivos de una forma aceptable sin ser dominados por otras soluciones. El algoritmo genético que aplica el uso del Ranking de Pareto es conocido como NSGA-II, considerado uno de los más avanzados.

La Figura 5 muestra la estrategia de optimización seguida por el algoritmo DOE + NSGA-II. La configuración establecida para el NSGA-II ha sido de una población de 30 diseños en cada iteración y un número máximo de 12 generaciones, lo que significa un total de 360 diseños evaluados. Se establece un valor de 0.6 para la probabilidad de cruce y uno de 0.01 para la probabilidad de mutación. Se ha obtenido como solución óptima para cada una de las BMU consideradas, las que aparecen en la Tabla 3.

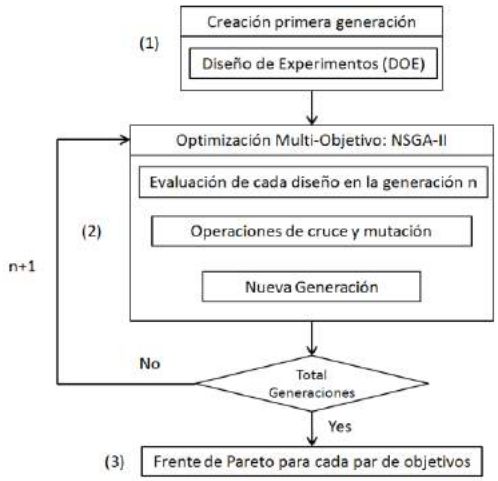


Figura 5: Diagrama de flujo del algoritmo DOE+NSGA-II.

Tabla 3: Resumen de resultados de optimización de las unidades BMU.

		Tensión Von Mises (MPa)	Coeficiente de seguridad *	Desplazamiento total en punta (mm)
Unidad SAF_15_15341	Columna	84.87		
Masa total: 6879 Kg	Brazo	194.13	1.82	-182
Unidad SAF_25_15126	Columna	61.54		
Masa total: 12701 Kg	Brazo	209.32	1.69	-268
Unidad SAF_16_0366	Columna	243.8	1.45	
Masa total: 1960 Kg	Brazo	86.47		+31

* En todos los casos se ha utilizado Acero S355JR

4. Estudio de reducción del impacto ambiental.

Aunque es difícil evaluar las emisiones de CO_2 de la siderurgia integral puesto que tienen lugar complejas reacciones químicas y existen gran cantidad de instalaciones auxiliares; se estima un promedio de 2,06 tCO_2/ t de acero. De acuerdo con este dato, en la Tabla 4, se estima la reducción de emisiones de CO_2 que se produciría como consecuencia directa de la reducción de la masa de las unidades BMU objeto del estudio de optimización, [19].

Tabla 4: Reducción de la masa y reducción de las emisiones de CO2, en el diseño optimizado respecto de los diseños previos

Modelo	Masa diseño previo (Kg.)	Masa diseño optimo (Kg.)	Reducción de masa (Tm de acero)	Reducción de CO_2 (tCO_2)
SAF_15_15341	8596	6879	1,617	3,33
SAF_25_15126	14587	12701	1,886	3,89
SAF_16_0366	2580	1960	0,62	1,28

5. Análisis y conclusiones del estudio de optimización

Los resultados de reducción de masa total y de la tensión máxima de trabajo del material, en cada una de las BMU, como consecuencia del estudio de optimización se recogen en la Tabla 5.-

Tabla 5: Reducción de la masa y tensión de trabajo del material, del diseño óptimo respecto al diseño previo

Modelo	Masa diseño previo (Kg.)	Masa diseño óptimo (Kg.)	Reducción de masa (%)	Tensión máxima diseño previo (σ_{VM} MPa)	Tensión máxima diseño óptimo (σ_{VM} MPa)	Reducción de tensión (%)
SAF_15_15341	8596	6879	19,97	256,75	194,13	24,39
SAF_25_15126	14587	12701	12,93	230,86	209,32	9,33
SAF_16_0366	2580	1960	24,03	254,28	243,80	4,12

Las conclusiones más relevantes con carácter general y en particular para el diseño optimizado de una unidad BMU de 50 metros de envergadura, son las siguientes:

- Los resultados obtenidos confirman que la metodología seguida es apropiada para la optimización del diseño de las unidades BMU. Se ha basado en el Diseño Generativo, empleado el Algoritmo Genético DOE+NSGA-II basado en el Ranking de Pareto.
- La investigación en la optimización del diseño de las unidades BMU de la muestra empleada, ha demostrado la posibilidad de reducir la masa entre el 13% y 24% y a la vez reduciendo las tensiones de trabajo entre el 4% y 25%.
- Para el diseño optimizado, además de lo indicado, resulta importante poner especial atención en el diseño de las uniones y conexiones locales, para reducir los elementos concentradores de tensiones. También resulta conveniente intentar eliminar los elementos auxiliares que no sean imprescindibles.
- Dichas reducciones de masa redundan en una reducción de costes de materiales, de producción, de transporte, de energía y de impacto ambiental. La reducción del impacto ambiental se ha estimado como reducción de las emisiones de CO_2. Para las unidades BMU consideradas en el estudio se ha estimado una reducción entre 1,28 y 3,89 toneladas de CO_2, con una reducción total de 8,71 toneladas de CO_2, para las tres unidades BMU consideradas.
- La simulación dinámica del mecanismo de elevación de la unidad SAF_25_15126, ha obtenido una configuración geométrica que permite minimizar el esfuerzo en el cilindro hidráulico de accionamiento.
- Extrapolando los resultados obtenidos en la optimización de la muestra de unidades BMU considerada, al caso del ***diseño optimizado de una unidad BMU de 50 metros*** de envergadura, sería esperable una ***reducción de masa del 13%***, aproximadamente ***3,64 toneladas de acero***, y una reducción de emisiones de 7,5 toneladas de CO_2. (Se estima que una unidad BMU de 50 metros de envergadura, diseñada por el método tradicional consume unas 28 toneladas de acero). También sería posible mantener la tensión máxima de trabajo, equivalente de Von Mises, por debajo de los 210 MPa.

La conclusión más importante radica en la posibilidad de trabajo entre Universidad y Empresa de forma cooperativa e interconectada. La empresa pone en marcha estudios y análisis de tecnologías y metodologías emergentes que mejoran su competitividad técnica, productiva y económica en un mercado cada vez más exigente. La Universidad pone en marcha proyectos de investigación que permiten avanzar en la generación de conocimiento y en su transferencia a la Sociedad. Y a los estudiantes les permite realizar una experiencia de aprendizaje dirigido desde la Universidad e inmerso en el mundo empresarial, que les permite completar su ciclo de aprendizaje de forma más adaptada a las necesidades del mercado de trabajo, mejorando su empleabilidad.

Como líneas de trabajo futuras inmediatas se destacan:

- Avanzar y profundizar en estudios más amplios de optimización de las unidades BMU.
- Poner en marcha proyectos de investigación para la mejora de los procesos de fabricación.
- Estudiar la aplicación de fuentes de energía renovables para el accionamiento y funcionamiento de las unidades BMU.
- Profundizar en la aplicación de las metodologías de Diseño Generativo y Diseño Inteligente para la optimización mecánica y en las potencialidades de las TIC aplicadas al Diseño de Máquinas.
- Desarrollar herramientas de diseño adaptadas al trabajo en Redes de Innovación Abiertas.

6. Referencias

[1] Gänshirt, C.. “Tools for Ideas. An Introduction to Architectural Design”. Berlin: Birkhäuser Verlag AG, (2007), ISBN 978-3-7643-7577-5.

[2] Gero, J. S., & Kazakov, V. S. “A genetic engineering approach to genetic algorithms”. Evolutionary Computing, (2001), 71 a 92. http://dx.doi.org/10.1162/10636560151075121

[3] Goldberg D. “Genetic Algoritms in Search, Optimization and Machine Learning”. Universidad de Alabama. Addison Wesley Pub Co Inc. , (2002). ISBN-10: 0201157675. ISBN-13: 978-0201157673.

[4] Helo P., et al. “Toward a cloud-based manufacturing execution system for distributed manu-facturing”. Computers in Industry 65 (2014). Pag. 646–656. Editorial Elsevier. DOI: 0166-3615/$.2014 Elsevier B.V. http://dx.doi.org/10.1016/j.compind.2014.01.015.

[5] Hermann, Pentek, Otto. “Design Principles for Industrie 4.0”. Scenarios, (2015).

[6] Jevtic, A., Gutiérrez, A., Andina, D., Jamshidi, M. "Distributed bees algorithm for task allocation in swarm of robots". Systems Journal, IEEE, 6(2), 296-304, (2012).

[7] Jumyung U., et al. "Factory planning system considering energy-efficient processunder cloud manufacturing". Editorial Elsevier. EPFL-STI-IGM-LICP, 1015 Lausanne, Switzerland. Procedia CIRP 17. Pag. 553 – 558, (2014), 2212-8271 © 2014 Elsevier B.V. DOI: 10.1016/j.procir.2014.01.084.

[8] Kagermann H., Wahlster W., Helbig J. "Securing the future of German manufacturing industry. Recommendations for implementing the strategic initiative INDUSTRIE 4.0". Final report of the Industrie 4.0 Working Group. Wirtschaft und Wissenschaft begleiten die Hightech-Strategie, Forschungsunion. National Academy of Science and Engineering, Acatech. (2013).

[9] Kitchley J.J.L., Srivathsanb A. "Generative methods and the design process: A design tool for conceptual settlement planning". Applied Soft Computing 14, 634–652, Elsevier B.V., (2014). DOI: 1568-4946/$.

[10] Knight, T. W. "Applications in architectural design, and education and practice". In Report for NSF/MIT workshop on shape computation, NSF/MIT workshop on shape computation. http://www.shapegrammar.org/education.pdf, (1999).

[11] Krish, S. "Teaching Generative Design Strategies for Industrial Design". ConnectED 2010 – 2ND International Conference on Design Education; Peter Schumacher. http://www.sivamkrish.com/generative/,(2010).

[12] Liedtka, J. "Solving Problems with Design Thinking: Ten Stories of What Works". Columbia University Press, (2013). ISBN 0-23-116356-8.

[13] Lindenmayer, A., & Rozenberg, G. "Developmental systems and languages". In Proceedings of the fourth annual ACM symposium on theory of computing. Denver, Colorado, United States: ACM. (1972). pp. 214-221. http://doi.acm.org/10.1145/800152.804917

[14] Lozano, J.A., Martín, I., Rodríguez, J.M., Berzal, M., (2014). La experiencia docente del Laboratorio de Diseño Avanzado y Monitorizado de Máquinas, DISAM. Revista Técnica Industrial. http://74.54.136.90/~tecnicai/ojs/index.php/TI.

[15] Macy, M., Willer, R. "From factors to Actors: computational Sociology and agent-based modelling". Annual Review of Sociology, 28, (2002), pp. 143-166.

[16] Martín I., Grau J.B., Andina D. " Designing new products and engineering supply chain sys-tems with SoSE". XXI International Conference on Industrial Engineering and Operations Mana-gement. 9th International Conference on Industrial Engineering and Industrial Management. In-ternational IIE Conference 2015. Aveiro, Portugal. July 6-8, (2015), pp. 1-7.

[17] Palubicki, W., Horel, K., Longay, S., Runions, A., Lane, B., & Prusinkiewicz, P. "Self-organizing tree models for image synthesis". ACM SIGGRAPH 2009 papers. New Orleans, Louisiana: ACM., (2009), pp. 1-10. http://doi.acm.org/10.1145/1576246.1531364.

[18] Plattner, H., Meinel, C., Leifer, L.J. "Design thinking: understand, improve, apply. Understanding innovation". Springer-Verlag., Berlin, Heidelberg, (2011), pp. xiv–xvi. doi:10.1007/978-3-642-13757-0. ISBN 3642137563.

[19] Riestra C., López A., González, E. "El CO_2 y la industria en España. De la primera asignación de derechos a la etapa post-Kioto". Dirección General de Industria del MITYC y Oficina Española de Cambio Climático del MARM, (2012).

[20] Rowe, G. P. "Design Thinking". Cambridge: The MIT Press, (1987). ISBN 978-0-262-68067-7.

[21] Singh, V., Gu, N. "Towards an integrated generative design framework". Design Studies 33, Editorial Elsevier Ltd., pp. 185-207, (2012). DOI: 0142-694X $.

[22] Theraulaz, G., Bonabeau, E. "Modelling the collective building of complex architectures in social insects with lattice swarms". Journal of Theoretical Biology, 177, pp. 381-400, (1995).

[23] Wolfram, S. "A New Kind of science". Wolfram Media Inc., (2002).

[24] Wu D., Rosen D.W., Wang L., Schaefer D. "Cloud-based design and manufacturing: A new paradigm in digital manufacturing and design innovation". Computer-Aided Design 59, Editorial Elsevier Ltd., pp. 1-14, (2015). http://dx.doi.org/10.1016/j.cad.2014.07.006. DOI: 0010-4485/© 2014.

Diseño mecánico de un robot para inspección por ultrasonidos de cadenas de líneas de fondeo

A. Hernández Frías[1], O. Altuzarra Maestre[2], V. Petuya Arcocha[3], Ch. Pinto Cámara[4]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. a.hernandez@ehu.eus

[2]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. oscar.altuzarra@ehu.eus

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. victor.petuya@ehu.eus

[3]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. charles.pinto@ehu.eus

En este artículo se presenta el diseño de un sistema robotizado para la inspección automática del plano de soldadura de los eslabones de cadena que conforman las líneas de fondeo offshore. Se ha considerado como requisito la versatilidad del equipo para poder inspeccionar un amplio rango de diámetros de eslabones. Se han detectado soluciones comerciales para cuerpos cilíndricos, pero ninguna de ellas es fácilmente adaptable a esta aplicación. El plano de soldadura a inspeccionar se encuentra en la mitad de uno de los brazos del eslabón, y constituye una superficie circular. El procedimiento de inspección requiere que los sensores tengan que realizar la siguiente composición de movimientos: uno recto alternativo en la dirección de la generatriz y otro circunferencial según la directriz. La estructura cinemática del robot ha sido dividida en tres partes: subsistema de posicionamiento global, subsistema de posicionamiento local y subsistema de inspección propiamente dicho. El subsistema de posicionamiento global se encarga de realizar el movimiento de aproximación del robot hacia la cadena, y el de enfrentamiento con el eslabón a inspeccionar. El subsistema de posicionamiento local tiene dos funciones: el centrado respecto del eje del eslabón y la fijación al mismo durante la operación de inspección. El subsistema de inspección realiza los movimientos propios de los sensores sobre la superficie cilíndrica del eslabón mientras se realiza la inspección. En este artículo se describe el diseño de cada uno de ellos, así como la forma en que se interconectan. Este trabajo constituyó una transferencia tecnológica para la empresa VICINAY CADENAS, S.A.

1. Introducción

Hoy en día la certificación de los componentes de las cadenas de fondeo es la práctica habitual para validar los diferentes diseños de los fabricantes. Para el caso de las líneas de fondeo offshore, los procedimientos de certificación [1] y [2] definen los requisitos para los materiales, diseño, fabricación y ensayo de las cadenas y sus accesorios.

Las cadenas son fabricadas de forma continua engarzando sucesivos eslabones que se cierran mediante soldadura eléctrica por inducción. La comprobación de la calidad del área soldada en cada eslabón se realiza habitualmente mediante inspección por ultrasonidos de forma manual. Dicha inspección se realiza recorriendo toda la circunferencia de la sección a inspeccionar realizando sucesivos movimientos axiales a lo largo de una distancia proporcional al diámetro del eslabón. Una de las desventajas asociadas a este proceso de inspección es precisamente su carácter manual, dado que la calidad y precisión de la misma están condicionadas por la experiencia y la posible fatiga del operario. En el mismo sentido, la repetibilidad de las medidas se ve también afectada.

En los últimos años, se han desarrollado diversos sistemas automáticos o semiautomáticos para la realización de ensayos no destructivos (NDT) como por ejemplo la inspección por rayos X en diversos componentes como los tubos soldados. El GW3 EnvisionScan® es un sistema que se mueve circunferencialmente a lo largo de una cremallera flexible amarrada al perímetro del tubo. En el sistema Mini MagSteer® el receptor de rayos X se acopla magnéticamente al tubo y se mueve a lo largo de él. En relación con los sistemas de inspección por ultrasonidos, el sistema Maus® (Mobile Automated Scanner) es un sistema semiautomático formado por un bastidor fijo y terminal donde se localizan los sensores. Sin embargo este sistema no tiene la capacidad de inspeccionar geometrías cilíndricas como son los eslabones. Dentro de los sistemas automáticos de propósito general, encontramos el sistema Aussa® (Automated Ultrasonic Scanning System), formado por un brazo robótico serie que manipula el escáner con los sensores de ultrasonidos.

Sin embargo, ninguno de estos sistemas tiene la capacidad de inspeccionar de forma automática o semiautomática componentes complejos como los eslabones de una cadena donde existen grandes interferencias entre ellos y dificultades de acceso para el equipo. Es por tanto necesario, desarrollar un sistema que permita, combinando un movimiento circunferencial con otro axial, la inspección por ultrasonidos de la sección de un eslabón estando este engarzado con el resto de la cadena.

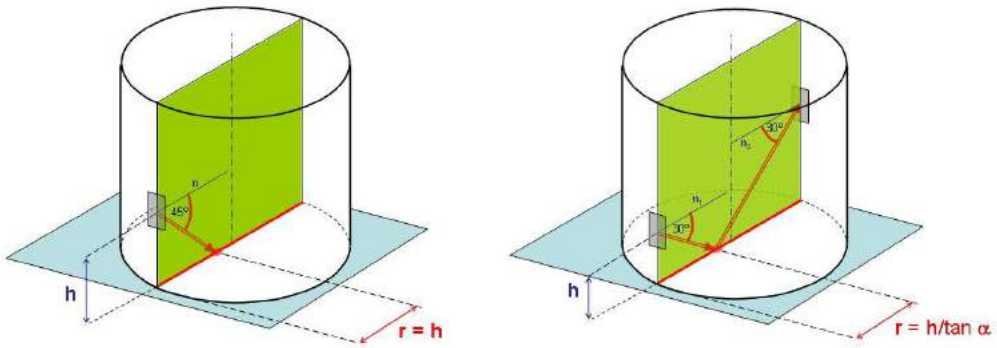
2. Fabricación e inspección de eslabones

El primer paso para la fabricación de un eslabón de línea de fondeo es cortar la barra de acero a la longitud requerida. Este proceso se realiza sobre un grupo de barras simultáneamente sobre las que se realiza posteriormente un primer control dimensional. A continuación, las barras se calientan en un horno, se lavan y se comienza en proceso de doblado. En una primera fase, se realiza el primer codo y se introduce en el último eslabón de la cadena. En una segunda fase, se realiza el segundo codo cerrando el eslabón (figura 1). Para finalizar las dos caras del eslabón se sueldan completamente por inducción eléctrica, se elimina el residuo y se somete a un chequeo dimensional la sección del eslabón.



Figura 1: Fabricación de cadena de fondeo.

El procedimiento de certificación [2] indica que la soldadura de cada eslabón debe ser inspeccionada para detectar posibles imperfecciones que pudieran causar un posible fallo por fatiga en el futuro. Esta inspección se realiza utilizando ultrasonidos en diferentes modos (transversal, longitudinal) y con diferentes técnicas de posicionamiento de los sensores. El método utilizado habitualmente es una inspección manual con la técnica de pulso-eco y un único sensor mediante ondas transversales a 45º y 2.25 MHz según ASTM E587 [3] tal y como se muestra en la figura 2a. Teniendo en cuenta que la longitud de la parte cilíndrica del eslabón es de dos veces el diámetro del mismo, el máximo desplazamiento axial posible del sensor sobre la soldadura para realizar la inspección es de una vez el diámetro. Considerando además el tamaño de los sensores de ultrasonidos y las interferencias con el codo del eslabón superior, en los eslabones con diámetros menores pueden existir zonas de la sección que no puedan ser inspeccionadas.



(a) Pulso-Eco (b) Pitch-Catch

Figura 2: Técnicas de inspección.

A partir del análisis de estas limitaciones geométricas y con el objetivo de automatizar completamente el proceso de inspección, se plantea implementar en el sistema a desarrollar una estrategia diferente de la inspección por ultrasonidos. Se propone combinar las técnicas de pulso-eco (figura 2a) y la de pitch-catch (figura 2b) utilizando un ángulo del haz de 30º a 5 MHz. La técnica de pulso-eco será utilizada en las zonas más exteriores de la sección soldada con el sensor más cercano al plano de soldadura. La técnica pitch-catch será utilizada en el resto de la sección. Esta técnica utiliza dos sensores (un emisor y un receptor) localizados uno a cada lado del cilindro. La viabilidad de esta estrategia de inspección requiere un movimiento axial sincronizado entre ambos sensores. Este movimiento axial sincronizado se debe combinar con un movimiento circunferencial que permite inspeccionar todos los diámetros de la sección soldada. Además, se dispondrá simétricamente al plano de soldadura, otro par de sensores para analizar la sección desde abajo y lograr redundancia en la inspección. Esta pareja adicional de sensores deberá moverse de forma totalmente sincronizada con el anterior par de sensores. Al utilizar un haz a 30º, que permite inspeccionar la sección completa sin ningún tipo de interferencia entre el eslabón y los sensores, se utilizarán ondas longitudinales que tienen una mayor amplitud de onda con esos ángulos. Además, la utilización de esas ondas permitirá acortar el tiempo de inspección.

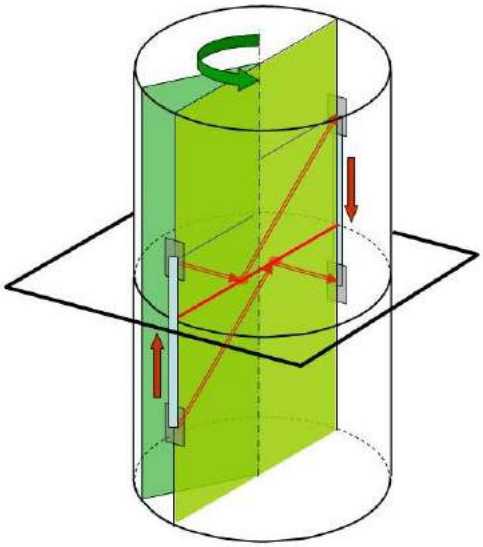


Figura 3: Estrategia de inspección adoptada

3. Robot CIRUS

Para lograr el posicionamiento preciso de los sensores sobre el eslabón y los movimientos sincronizados necesarios para implementar la nueva técnica de inspección de forma automatizada, se ha desarrollado un sistema denominado CIRUS. En dicho sistema, se pueden distinguir diferentes subsistemas que pasan a describirse a continuación.

3.1. Subsistema de posicionamiento global

El sistema de posicionamiento global debe permitir desplazar CIRUS de forma que se puedan inspeccionar las dos líneas de producción paralelas existentes. Además, debe asistir al operario para posicionar el sistema frente a la sección soldada a la altura del plano de soldadura. Para ello, se ha instalado un carril sobre el que se desplaza un sistema ingrávido del que se ha colgado el propio robot CIRUS (figura 4).

3.2. Subsistema de posicionamiento local

Una vez que el operario ha enfrentado el robot a la parte cilíndrica del eslabón, el robot se fijará al eslabón a inspeccionar mediante dos garras neumáticas ajustables en altura que permiten posicionar el conjunto en altura respecto al plano de soldadura. Los dedos de las garras se han diseñado de forma que el eje del sistema de inspección se autocentre respecto al eje de la sección circular de soldadura (figura 5). Una vez fijado al eslabón, el mecanismo de inspección podrá acceder sin obstáculos a la zona cilíndrica requerida para poder inspeccionar completamente el plano de soldadura.

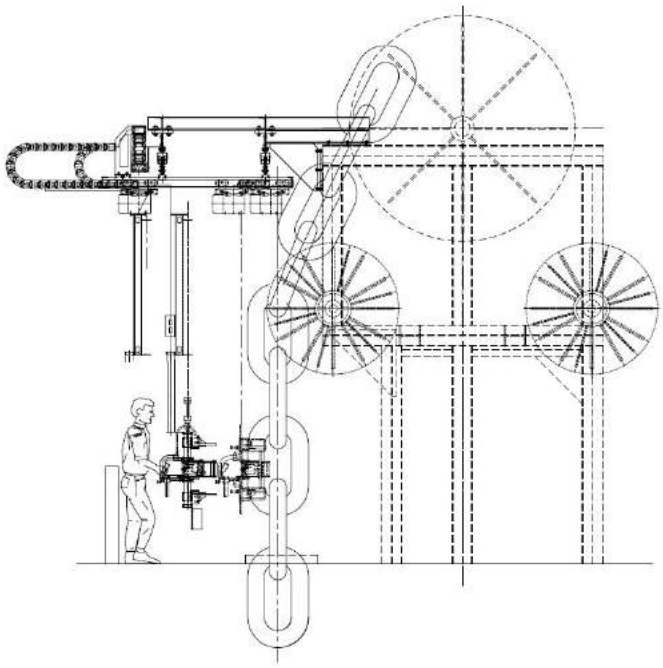


Figura 4: Subsistema de posicionamiento global.

3.3. Mecanismo de inspección

Una vez fijado el sistema CIRUS al eslabón a inspeccionar, comienza el proceso de inspección automática. El mecanismo de inspección consta de una doble corona (una de ellas dentada) que es la responsable del movimiento circunferencial necesario para que los sensores puedan inspeccionar todos los diámetros de la sección soldada. Esta corona abarca un rango angular de 240º estando abierta por delante para poder acoplarse al eslabón. Montados en dicha corona, se encuentran los dos módulos responsables del movimiento axial de los sensores en la inspección de un diámetro. De esta forma, se logra una cinemática con los dos movimientos desacoplados. Los módulos están montados en unas guías que, mediante dos actuadores neumáticos y previo a comenzar el proceso de inspección, permiten su ajuste a los diámetros de las diferentes secciones a inspeccionar. De esta forma, las parejas de sensores se sitúan diametralmente opuestas y en contacto con el eslabón.

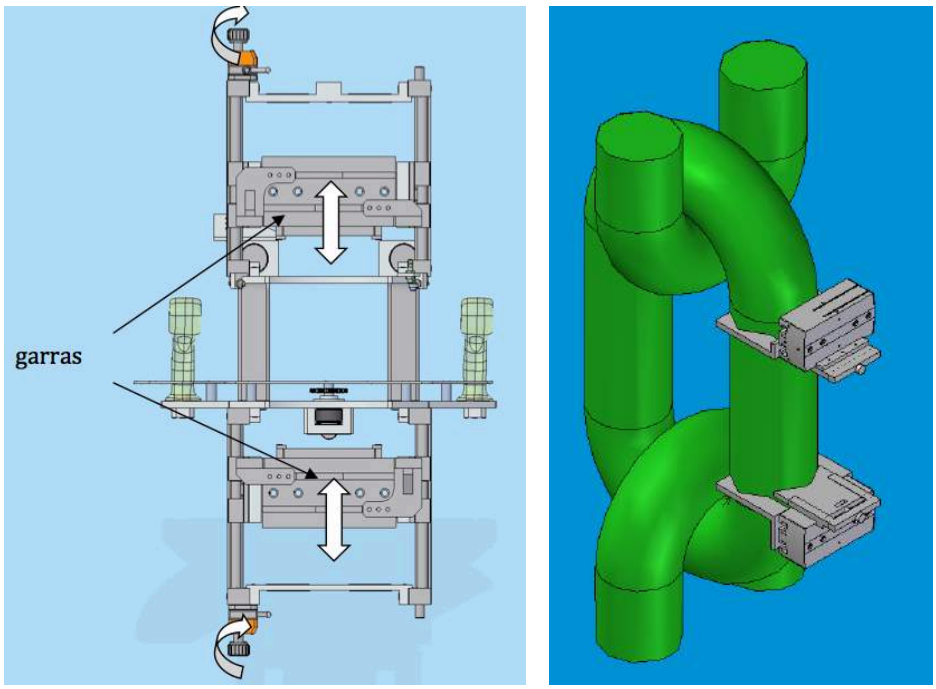


Figura 5: Subsistema de posicionamiento local.

Para el movimiento axial de las parejas de sensores de ultrasonidos, se han analizado diferentes posibilidades de mecanismos de guiado lineal con actuación lineal o rotativa. Por simplicidad del sistema, se han buscado siempre mecanismos de un grado de libertad. Finalmente, el mecanismo seleccionado ha sido el mecanismo de Hoecken cuyo esquema cinemático se muestra en la figura 6. El mecanismo es compacto y capaz de generar en el punto terminal *P* una trayectoria quasi-recta en un rango amplio de su movimiento. El accionamiento rotativo se acopla al elemento l_2 mientras que el elemento l_3 desliza y rota alrededor de un pin fijo.

El desplazamiento vertical del punto *P* de guiado y su velocidad son,

$$y_P(\varphi) = (s - l_3)\sin\theta \tag{1}$$

$$\dot{y}_P(\varphi) = \left[\frac{(s-l_3)cos\theta\cos(\theta-\varphi)}{s} + sin\theta\sin(\theta-\varphi)\right] l_2\dot{\varphi} \tag{2}$$

donde,

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2cos\varphi} \tag{3}$$

$$sin\theta = \frac{l_2 sin\varphi}{s}\,;\; cos\theta = \frac{l_2 cos\varphi - l_1}{s} \tag{4}$$

El mecanismo finalmente utilizado en el robot, tiene las siguientes dimensiones:

$$l_1 = 39.3mm\,;\; l_2 = 22.5mm\,; l_3 = 166mm \tag{5}$$

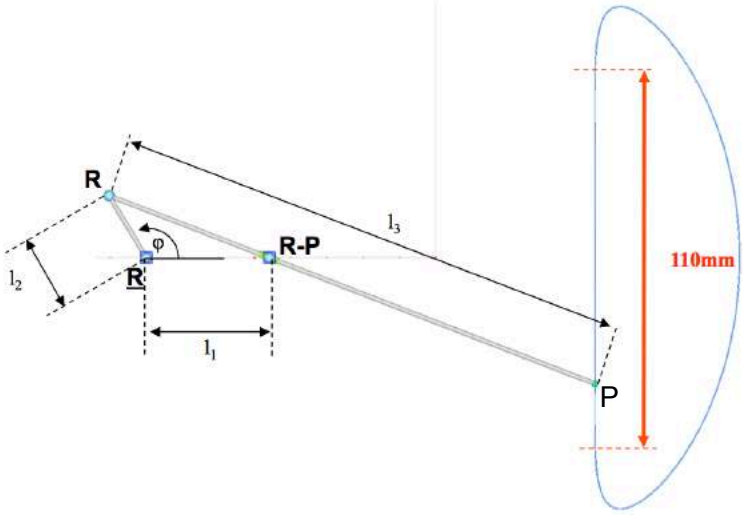


Figura 6: Mecanismo de Hoecken.

Con estas dimensiones, la trayectoria de inspección generada es de 110mm con un error teórico máximo de 0.5mm. Esta trayectoria se corresponde con un rango en el parámetro de entrada φ entre 97º y 273º. Tal y como se muestra en la tabla 1, el mecanismo así diseñado permite la inspección de un amplio rango de eslabones.

Tabla 1: Longitud de inspección requerida para diferentes eslabones.

Diámetro del eslabón (mm)	Longitud de trayectoria vertical requerida (mm)	Rango del parámetro de entrada (º)
114	66	97-196
120	69	97-201
130	75	97-201
140	81	97-218
150	87	97-227
160	92	97-236
170	98	97-244
180	104	97-253
190	107	97-262

En la figura 7 se muestra la velocidad angular de accionamiento requerida para lograr una velocidad de inspección constante de 150 mm/s en los sensores a lo largo de la trayectoria de inspección. Se observa, como la velocidad de entrada es prácticamente constante simplificando así el control de los accionamientos.

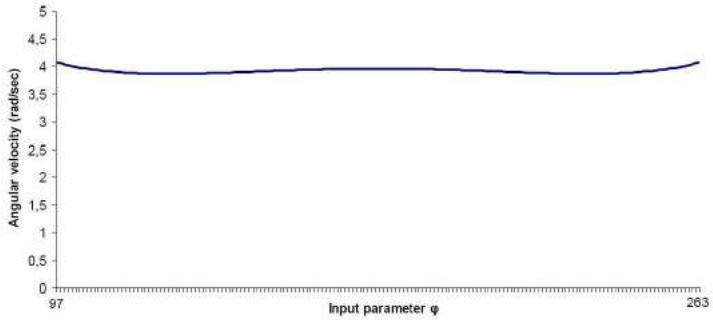


Figura 7: Velocidad del actuador para lograr una velocidad constante de inspección de 150 mm/s

Considerando como carga resistente F el peso de los sensores y su soporte así como la fuerza de rozamiento entre ellos y el eslabón a lo largo del proceso de inspección, se ha obtenido el par motor requerido para el mecanismo es,

$$C_m = R_R^H l_2 sin\varphi + R_R^V l_2 cos\varphi \tag{6}$$

siendo R_R^H y R_R^V las reacciones horizontal y vertical en el par de rotación flotante,

$$R_R^H = F\left(\frac{l_3 cos\theta sin\theta}{s}\right) \tag{7}$$

$$R_R^V = F\left(\frac{l_3 \cos^2\theta}{s} - 1\right) \tag{8}$$

Así, considerando una fuerza resistente total de 50N, se requiere un par de accionamiento de 2 Nm prácticamente constante para realizar la inspección en su rango máximo ($97° \leq \varphi \leq 262°$)

Se ha diseñado un soporte para los sensores que permite la regulación de la distancia relativa requerida entre ellos (diferente para cada diámetro de eslabón) y está dotado de un sistema de muelles que garantiza el contacto permanente entre éstos y el eslabón (figura 8). Además en los alojamientos de los sensores se ha dispuesto unos orificios por las que sale continuamente agua para garantizar el acoplamiento permanente de los ultrasonidos.

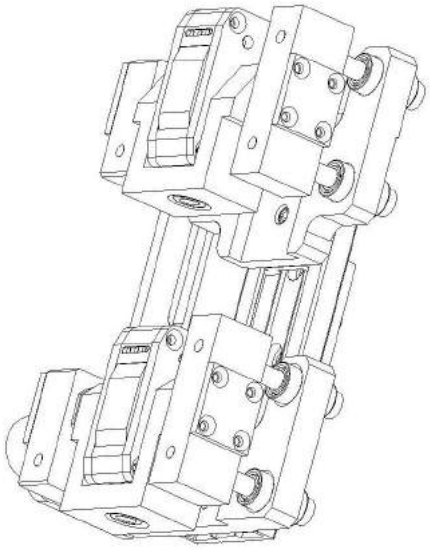


Figura 8: Soporte de los sensores.

En la implementación práctica del mecanismo, y para lograr la traslación pura vertical del soporte de los dos sensores, se disponen dos mecanismos de Hoecken en paralelo uniendo sus puntos terminales mediante un elemento adicional. Además, para lograr una mejor transmisión del par de actuación, los dos elementos de entrada se unen entre si tal y como se muestra en la figura 9.

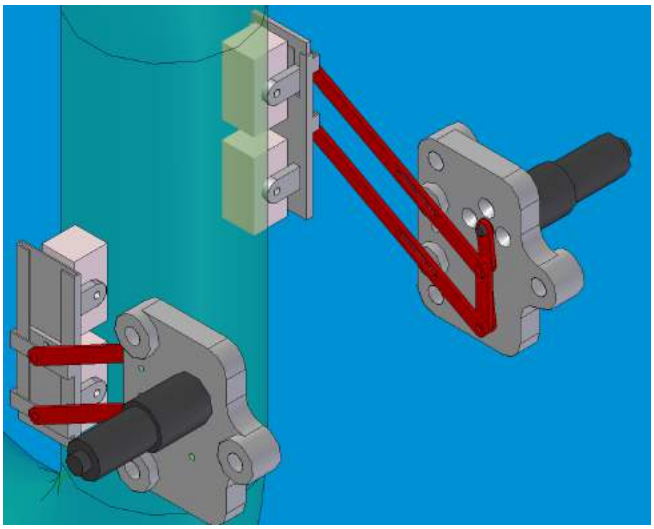


Figura 9: Disposición de los mecanismos de guiado de los sensores.

En la figura 10 se muestra el diseño completo del mecanismo integrado en el CIRUS.

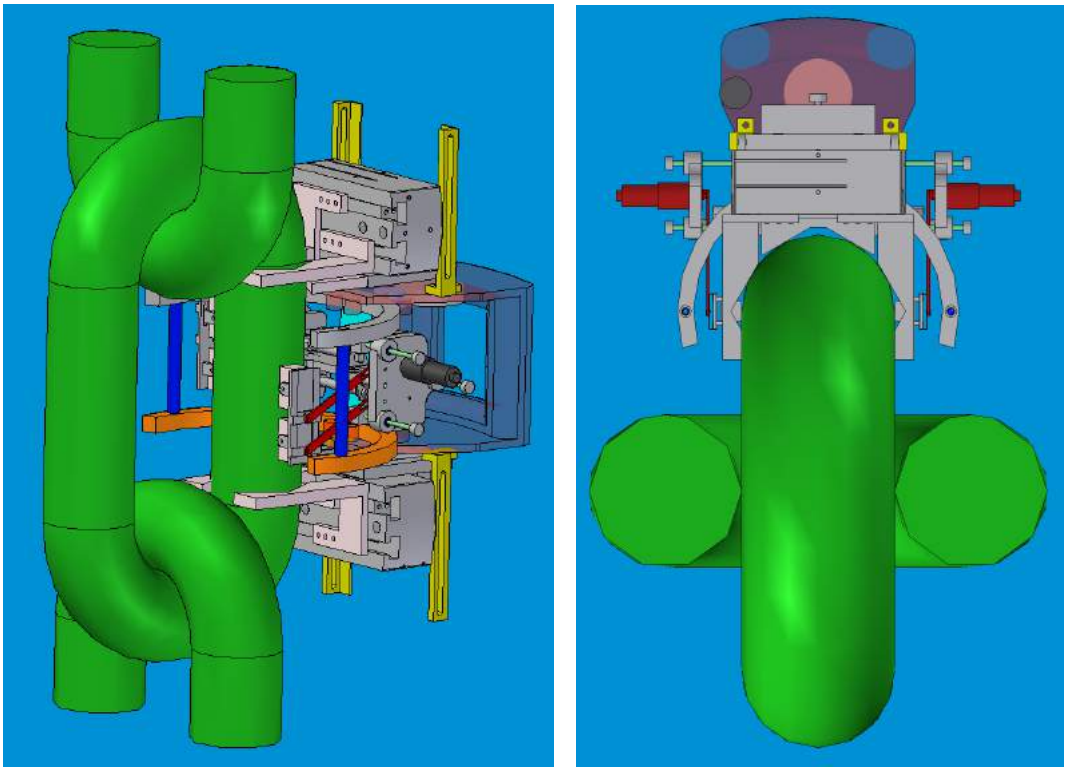


Figura 10: Mecanismo de inspección.

Una vez en funcionamiento, el sistema debe ser calibrado cada ocho horas de trabajo. Para la calibración se utiliza un patrón tipo IIW (International Institute of Welding) realizado con un material, diámetro, rugosidad y proceso de fabriación análogo al de los eslabones a inspeccionar.

El nuevo sistema CIRUS se integra con una consola de control desarrollada por la empresa INTERLAB que integra una base de datos en la que se va almacenando la información que garantiza la trazabilidad del proceso de inspección de los eslabones. Esta información incluye los mapas obtenidos en cada inspección NDT asociados a la referencia del eslabón, material utilizado y operario responsable del proceso.

En la figura 11 se muestra el sistema CIRUS completo fijado a un eslabón a inspeccionar asi como la integración del sistema dentro de la línea de producción de VICINAY CADENAS S.A.

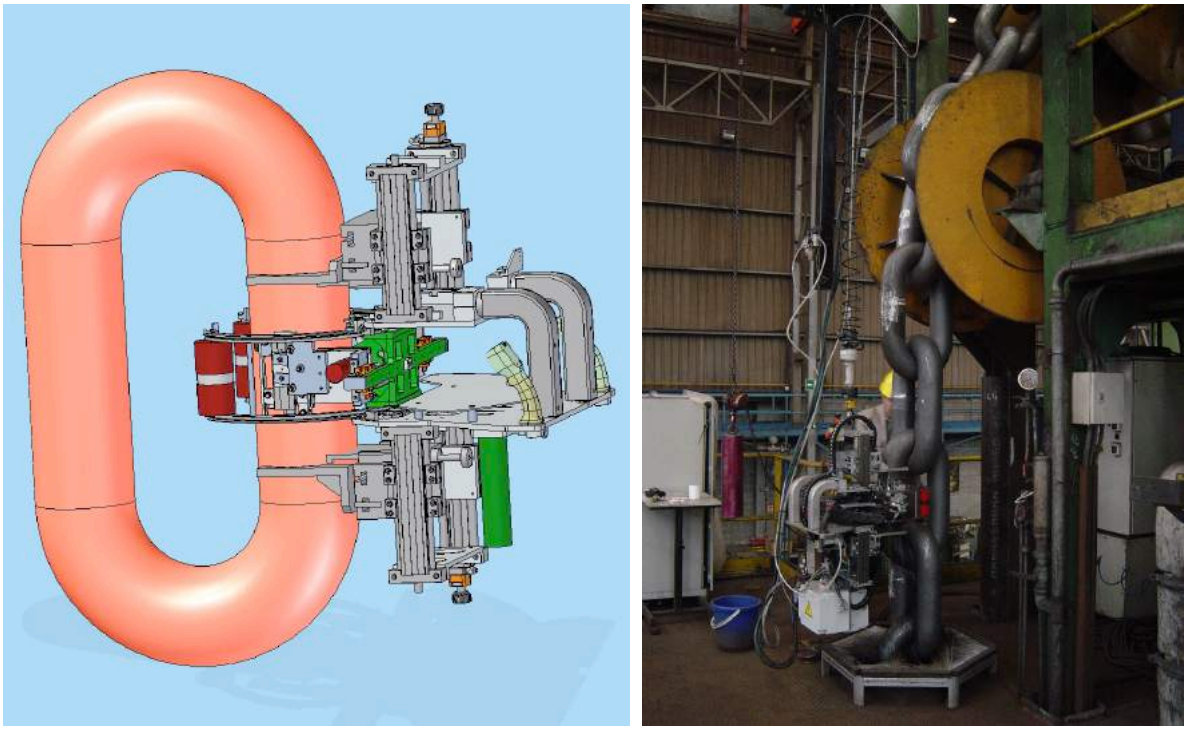


Figura 11: Robot CIRUS.

4. Conclusiones

En este artículo se ha presentado el sistema semiautomático CIRUS que permite la inspección por ultrasonidos de la sección soldada en eslabones de cadenas para líneas de fondeo. Considerando la geometría de los eslabones y las interferencias entre ellos, se ha desarrollado una nueva estrategia de inspección basada en la combinación de las técnicas de pulso-eco y de pitch-catch. Esta estrategia exige una cinemática que combine el movimiento axial sincronizado de los sensores con el movimiento circunferencial de forma que se logre la inspección automática de todos los diámetros de la sección. Estos mecanismos han sido integrados en un sistema mecánico que permite su fijación al eslabón de forma precisa. El sistema CIRUS garantiza la trazabilidad del proceso de inspección de los eslabones asegurando una mayor precisión y repetibilidad respecto de los sistemas manuales utilizados previamente en la empresa. Los desarrollos aquí presentados han supuesto una oportunidad de transferencia tecnológica entre el grupo de investigación COMPMECH (www.ehu.eus/compmech) del Departamento de Ingeniería Mecánica de la UPV/EHU y la empresa VICINAY CADENAS S.A.

5. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el soporte financiero recibido por parte de la empresa VICINAY CADENAS S.A, del Ministerio de Economía y Competitividad (Proyectos DPI2015-67626-P y DPI2015-64450-R (MINECO/FEDER, UE)) y la financiación de la Universidad del País Vasco (UPV/EHU) bajo el programa UFI 11/29.

6. Referencias

[1] Guide for Certification of Offshore Mooring Chain. American Bureau of Shipping, 1999.

[2] Certification of Offshore Mooring Chain. Det Norske Veritas, 1995.

[3] Standard practice for ultrasonic angle-beam examination by the contact method. ASTM E587, (1994), 242-249.

Influencia del consumo energético en la optimización de la selección de equipos para un proceso de molienda

I. Ortiz-Landazuri Suárez[1], M.J. Oliveros Colay[2]

[1]*Responsable Dpto. de Ingeniería Mecánica. Tezasa. iols@me.com*

[2]*Dpto. de Ingeniería y Fabricación. Universidad de Zaragoza.mjoliver@unizar.es*

En este trabajo se estudia cómo influye el consumo energético en el diseño de instalaciones básicas de molienda ya que son procesos energéticamente muy intensivos. Se aplica un algoritmo genético para determinar la combinación óptima de equipos más económica posible, teniendo en cuenta tanto el coste de la maquinaria como el coste derivado del consumo energético en un periodo de amortización dado, ponderando la solución de acuerdo al nivel de servicio, NS, alcanzado. Por último, se comparan los resultados obtenidos teniendo en cuenta o no el consumo energético.

1. Introducción

Los procesos de molienda consisten básicamente en reducir en varias etapas el tamaño del material proveniente de la cantera a un tamaño adecuado y lo suficientemente homogéneo para su posterior procesamiento. Este trabajo se centra en la selección de los equipos que forman parte de estas etapas, así como en la determinación de los parámetros de instalación más importantes. El caso estudiado es el de molienda por vía seca (MVS) para plantas cerámicas que producen ladrillos, tejas, losas, etc.

El diseño de una nueva planta de molienda implica una fuerte inversión en maquinaria. A pesar de que estos procesos son energéticamente muy intensivos, no se suele tener en cuenta este consumo en la fase de diseño y selección de equipos, así como en el ajuste de parámetros [1]. La combinatoria de granulometría de entrada y salida, modelo de máquinas, tamaño de las tolvas y la cantidad de ellas es tal que el número de soluciones factibles es muy elevado, por lo que se van a aplicar algoritmos genéticos (AG) para optimizar la búsqueda. Los algoritmos genéticos se basan en los procesos genéticos de los seres vivos que a través de generaciones evolucionan en la naturaleza de acuerdo a los principios de la selección natural y la supervivencia del más fuerte, y realizan búsquedas teniendo en cuenta dicha selección y la recombinación genética. Las bases de estos algoritmos fueron introducidos por [2] y han sido ampliamente descritos por [3], [4], [5] y [6].

En este trabajo, mediante la aplicación de algoritmos genéticos [7], se seleccionará para cada etapa el tipo de máquinas y tolvas de un conjunto de equipos disponibles en el mercado y el número de cada uno de estos equipos, definiendo la capacidad productiva y volumétrica de la instalación. Para ello se tendrá en cuenta el coste de adquisición de los equipos, el Nivel de Servicio (NS) de la instalación diseñada o relación entre la producción real y la deseada, así como el coste del consumo energético a lo largo del periodo de amortización de la instalación.

Respecto al cálculo energético, el consumo de cintas y alimentadores de banda es proporcional a la masa de tierra desplazada, y su cálculo se basa en datos experimentales de una empresa nacional del sector. En los molinos de martillos y los desmenuzadores, cuya misión es reducir la granulometría y donde se concentra la mayor parte del consumo energético, se aplican las leyes de Bond y de Kick respectivamente [8], ajustando los parámetros con los datos experimentales de la empresa.

Por otro lado, el proceso de molienda necesita un flujo constante de material en la última etapa del proceso, pero la entrada de material al proceso se produce de forma discontinua. Por ello, si sumamos este hecho al posible desequilibrio de las líneas y la posible aparición de cuellos de botella, resulta necesario simular el comportamiento de cada solución propuesta por el AG a lo largo del tiempo para poder evaluar el Nivel de Servicio (NS). Para ello se ha diseñado un modelo paramétrico de la instalación programado con Matlab® que nos permite evaluar el NS de cada solución Para realizar la simulación se utiliza una representación discreta del tiempo. [9] y [10] muestran y justifican modelos que discretizan el tiempo así como las variables necesarias para controlar los diferentes estados en cada momento.

Así, el objetivo del trabajo consiste en ver cómo influye la inclusión o no del consumo energético en el diseño de la instalación, teniendo en cuenta para ello diferentes requerimientos del cliente. Actualmente el diseño y la selección de los principales elementos generalmente siguen haciéndose de una forma empírica y dependiente de la habilidad del diseñador, con una dependencia total del "experto" [11], a pesar de que la inversión para estas instalaciones supera los 300.000€ y puede llegar fácilmente a los 2.000.000€.

2. Descripción del Problema

2.1. Descripción del Proceso

En este apartado se describe el funcionamiento de las etapas (k=0..5), los equipos y los principales parámetros del proceso básico de molienda. Cada etapa está formada por un número de equipos de iguales (n_k) y se utilizan bandas para el movimiento de material entre etapas. La principal característica es que la Extrusora de la etapa final necesita un flujo continuo de material, mientras que al Desmenuzador llega material de manera discreta (en forma de pulsos).

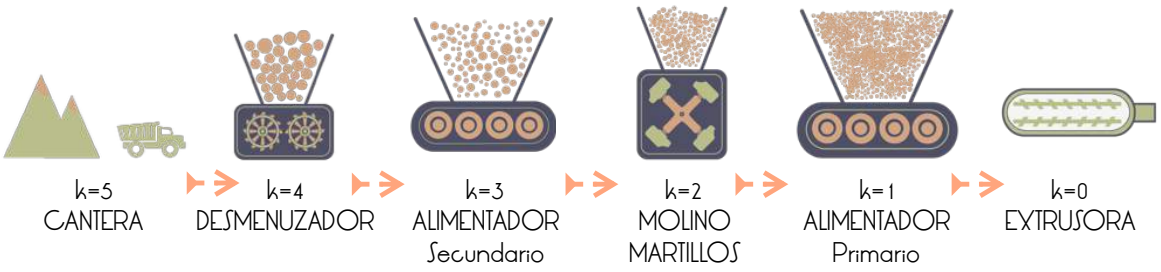


Figura 1: Etapas del Proceso Básico de Molienda Seca.

Cada equipo está formado por un tipo de máquina (M_k) y de tolva (T_k), de manea que a cada modelo de máquina pueden acoplarse diferentes tipos de tolvas. La capacidad depende de la suma de alturas de los dos elementos, pero sin superar la altura de la nave.

La Extrusora o etapa *k=0* es el cliente del proceso, y en ella se amasa la con agua, para obtener la forma deseada mediante extrusión y vacío. Este equipo necesita un flujo constante e ininterrumpido de material con una granulometría determinada. El cliente fija estos dos parámetros, $P_{k=0}=P_0$ (Tm/h) and $\varnothing_{k=0}=\varnothing_0$ (mm).

La etapa *k=1* está formada por Alimentadores o Dosificadores Primarios (M_1), cuya misión es extraer material de las tolvas (T_1) y dosificar el caudal necesario y preciso a la Extrusora. Cada alimentador extrae de su tolva un caudal $p_{k=1}$(Tm/h) variable dentro de un rango, pero la suma del material de todos Alimentadores debe ser P_0.

Los Molino de Martillos, M_2, de la etapa *k=2,* rompen el material, y éste atraviesa de forma continua una parrilla situada en la parte inferior del equipo. El diámetro de estos agujeros es el tamaño máximo de grano requerido por la Extrusora ($\varnothing_2=\varnothing_0$). Como en el resto de etapas, en la parte superior de cada molino se sitúa una tolva (T_2).

Cada modelo de molino tiene una producción fija y nominal, $p_{k=2}$(Tm/h), de manera que el material enviado a los alimentadores es el producto del número de molinos activos por su producción nominal, $P_{k=2}$(Tm/h). En general, es difícil que este valor coincida con P_0, por lo que es necesario decidir el tipo y el número de molinos a colocar. En cualquier caso, la producción total obtenida en esta etapa debe ser mayor o igual que la necesaria, P_0, y el material sobrante se almacena en las T_1-tolvas. Los molinos paran cuando las tolvas están llenas, y se ponen en funcionamiento cuando el nivel de una de ellas disminuye por debajo de un límite, que suele ser el 40% de la capacidad total de la tolva. En ese caso, todos los molinos disponibles envían material a la tolva correspondiente.

Los Alimentadores o Dosificadores Secundarios, M_3, alimentan los molinos de martillos y, funcionan de manera similar a los de la etapa 1 aunque no es necesario que dosifiquen la producción exacta del molino. Cuando las T_2-tolvas están llenas, los alimentadores paran e inician su ciclo cuando los molinos reinician su trabajo.

El flujo de material de esta etapa, $P_{k=3}$, es mayor o igual a $P_{k=2}$, en una proporción tal que $P_{k=3} = a^* P_{k=2}$, con a>=1. Esto es debido a que las tolvas de los molinos son pequeñas y cada vez que éstos se ponen en marcha, es necesario que el material llegue rápido y en cantidad suficiente. Este parámetro recibe el nombre de multiplicador de la producción de los alimentadores secundarios.

El Desmenuzador, M_4, de la etapa *k=4* disminuye la granulometría del material de la cantera, y su tolva T_4 recoge directamente el material proveniente de la cantera. El diámetro de la materia prima $\varnothing_5$ es condición inicial del problema; por el contrario, el diámetro del material a la salida del desmenuzador $\varnothing_4$ es una de las

opciones de diseño, pudiendo variar entre unos límites. Hay que tener en cuenta que según sea el valor de este diámetro, el trabajo de los equipos de etapas posteriores será mayor o menor.

Desde la cantera o etapa 5 se alimenta de material a la planta. Las dimensiones del pulso de material, cantidad y tiempo, dependen de la capacidad de T_4-tolvas.

En general, el material se mueve entre etapas mediante cintas transportadoras, y es necesario calcular el coste de estas cintas para incluirlo en el coste de la instalación. El coste depende de las dimensiones de la cinta y el número de ellas. Como la velocidad e inclinación máxima son parámetros de diseño, la longitud está determinada por las alturas de los equipos que comunican y el ancho se calcula para que la capacidad sea suficiente para transportar la máxima producción de la máquina de la que recogen el material. Por ello, su dimensionamiento y por lo tanto su coste viene determinado por los equipos seleccionados en las etapas.

2.2. Parámetros del Proceso.

En este tipo de procesos, el material se va compactando de manera que la densidad del producto ρ va aumentando conforme el tamaño de grano disminuye. Esto provoca que el caudal demandado por la extrusora P_0(m^3/h) será menor que el caudal de arcilla a la entrada P_5 (m^3/h). Debido a la complejidad de las curvas granulométricas se trabaja con $Ø_{80}$, o valor del diámetro de partícula en el que el 80% del material tiene un tamaño de grano inferior. En base a datos experimentales se ha estimado la relación entre $Ø_{80}$ en mm y la densidad ρ en t/m^3, según ec (1) $\rho\left[{}^{Tm}/_{m^3}\right] = 1.060144 - 0.00114\,Ø_{80}\,[mm]$. Hay que tener en cuenta que los equipos comerciales miden su capacidad en m^3/h, por lo que su producción medida en Tm/h depende de la densidad del material en la etapa. Otro parámetro importante es relativo a la merma en el movimiento de material entre etapas. Su valor oscila entre el 0 y el 5% del volumen movido en cada etapa.

Con todo ello, cuando un cliente encarga el diseño de este tipo de instalaciones, los parámetros que fija son: P_0[Tm/h], producción constante a la entrada de la Extrusora; $∅_0$[mm], granulometría a la entrada de la Extrusora; $∅_5$[mm], granulometría del material de la cantera; H[m], altura disponible de la nave y m[%], mermas de material entre una etapa y otra.

En base a estos parámetros y a la oferta comercial, el diseñador establece/define un conjunto de máquinas y otro de tolvas para cada etapa, y escoge un equipo en concreto de estos conjuntos. Sea M_k={$1…q_k$} el conjunto de máquinas factibles en la etapa k (k=1..4) con q_k número máximo de máquinas seleccionables para dicha etapa. $T_{ik,k}$ es el conjunto de tolvas factibles para cada una de las máquinas de la etapa k, con $i_k \in M_k$.

Así, el problema consiste en seleccionar la máquina y la tolva en cada etapa (k=1..4) y el número de éstas. Las variables de decisión del problema son: x_i^k, modelo de máquina, que vale 1 si se selecciona el modelo que ocupa la posición i en {M_k}; $y_{i,j}^k$, modelo de tolva, con 1 si se selecciona el modelo de tolva que ocupa la posición j del conjunto {$T_{ik,k}$}; n_k, número de máquinas-tolvas en cada etapa.

Además, también hay que determinar dos variables de funcionamiento. La primera se refiere al diámetro a la salida del Crusher, $∅_{k=4}$, y como las posibilidades son muchas, se define un conjunto {B} de dimensión b_{max} con los valores más habituales. La última variable es el multiplicador de la producción de los alimentadores secundarios, limitándose también las opciones a un conjunto {A} de dimensión a_{max} con valores entre 1 y 2. La producción dada por estos alimentadores es la producción teórica necesaria en la etapa del Molino multiplicada por dicho factor a.

2.3. Modelo energético

Existen numerosos estudios sobre los mecanismos de fractura y pulverización de materiales. Según Walker [12] "la energía necesaria para provocar una reducción del tamaño de partícula es inversamente proporcional al tamaño de las partículas elevado a un exponente adecuado" (ver ec (2), y con C = constante que refleja la eficacia del proceso).

$$\frac{\partial \mathrm{E}}{\partial \mathrm{D}} = \frac{\mathrm{C}}{\mathrm{D}^{\mathrm{n}}} \qquad (2)$$

El molino consume básicamente al triturar la tierra mediante un mecanismo combinado de impacto y abrasión. Aunque son muchas las variables que influyen en el consumo de energía, las más importantes son la dureza del material y la reducción de tamaño, pero también influye la distribución granulométrica del material, la humedad, la velocidad del rotor, la temperatura del material, la forma y distribución de los agujeros en la parrilla, etc. El consumo energético de los molinos se puede atribuir a 3 causas:

- Energía necesaria para la fractura del material. En esta caso, se utilizará la Ley de Bond [13] que es la aplicación de la ley de Walker para n=1,5. Su uso está muy extendido para los molinos de bolas y se considera válida para 50<Ø<0,05mm , intervalo de trabajo de estas insalaciones. Así, el trabajo de trituración, wp[kW], se puede calcular con la siguiente expresión:

$$wp = P \cdot C \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{\emptyset_e}} - \frac{1}{\sqrt{\emptyset_s}} \right) \tag{3}$$

con $\emptyset_e[mm]$, valor para el cual 80% del material a la entrada tiene diametro inferior; $\emptyset_S[mm]$, valor para el cual 80% del material a la salida tiene diametro inferior; *P [t/h],* producción saliente del molino; y *C*, parámetro que engloba la dureza del material, la humedad, la velocidad de los martillos. De acuerdo al histórico de la empresa y teniendo en cuenta que la velocidad de los martillos siempre es la misma para las arcillas y que la dureza de la tierra no cambia, se ha determinado un valor de 18 para este parámetro.

- Consumo de potencia de las resistencias, wri[kW] o potencia consumida en calor. Para reducir la humedad del material y facilitar el proceso de molienda se suelen calefactar los molinos mediante transformadores y resistencias. Donde *i* representa el modelo de máquina.

Tabla 1: Consumo de energía en forma de calor

i	1	2	3	4	5
wri	24,2	24,2	35,7	43,4	50,3

- Energía por unidad de masa del pequeño alimentador que le suministra la tierra, waj[kJ/kg]. Mediante una pequeña cinta dosificadora provista de una tolva se alimenta de manera uniforme el molino de martillos, su consumo es proporcional a la altura de dicha tolva y a la producción. Donde *j* representa la altura de la tolva (*j*=1->h=0m, *j*=2->h=1m y así sucesivamente)

Tabla 2: Consumo de Energía en el Alimentador del Molino

j	1	2	3	4	5
waj·P	0	0,038	0,063	0,088	0,136

De esta manera, la potencia total requirida por cada molino, *w[kW], es:*

$$w = P \cdot C \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{\emptyset_e}} - \frac{1}{\sqrt{\emptyset_s}} \right) + wri + P \cdot waj \tag{4}$$

El desmenuzador consume básicamente al desintegrar los terrones de tierra mediante un mecanismo de cizalladura. Al igual que ocurre con el molino, las variables que entran en juego a la hora de evaluar el consumo de energía son numerosas. Las más importantes son de nuevo la dureza del material y la reducción de tamaño que se vaya a producir, aunque también influye la distribución granulométrica del material, la humedad, la velocidad de los ejes, la temperatura del material, la forma y distribución de las pico, etc. En este caso, el consumo energético tiene principalmente dos causas.

- Energía necesaria para la fractura del material. Para este proceso se aplicará la Ley de Kick [14], forma integrada de la ley de Walker para n=1, cuya aplicación es aceptable para partículas grandes. Así, el trabajo de tirutación, *wp[kW]*, se puede calcular con la siguiente expresión:

$$wp = \frac{P \cdot C}{\eta} \cdot ln \frac{\emptyset_e}{\emptyset_s} \tag{5}$$

con $\emptyset_e[mm]$, valor para el cual 80% del material a la entrada tiene diametro inferior; $\emptyset_S[mm]$, valor para el cual 80% del material a la salida tiene diametro inferior; *P [t/h]*, producción saliente del molino; y *C*, parámetro que engloba la dureza del material, la humedad, la velocidad de los martillos, y en este caso C=0,15.

Para ajustar las observaciones con la fórmula, se ha introducido un rendimiento η en función del diámetro de salida del material, *b*.

Tabla 3: Ajuste del rendimiento en función del $Ø_s$

b	1	2	3	4	5
$Ø_s$[mm]	10	16	25	50	100
η[%]	70	80	90	100	90

- Potencia consumida por el eje de picos o tercer eje, *wi[kW]*. Para facilitar la salida del material de la tolva que lleva encima el Desmenuzador se situa un eje cuya misión es remover el material para que caiga sobre los ejes trituradores. Esta consumo es proporcional tanto al tamaño del desmenuzador como a la altura de la tolva que tiene encima (ver Tabla 4).

Tabla 4: Potencia del tercer eje

i	1	2	3	4	5
wi	4	4	5,5	5,5	11

Como el consumo de esta potencia depende de la altura de material que tenga encima, es necesario corregir el valor con un rendimiento, ηj*[kW] o rendimiento del tercer eje.*

Tabla 5: Rendimiento tercer eje

j	1	2	3	4	5
η_j	20%	50%	70%	90%	100%

De esta manera, el consumo total de cada desmenuzador *w[kW] es:*

$$w = \frac{P \cdot C}{\eta} \cdot ln\frac{\emptyset_e}{\emptyset_s} + wi \cdot \eta j \tag{6}$$

Los alimentadores de banda consumen energía al extraer el material de la tolva. Esta energía es proporcional a la producción y al volumen de tierra desplazado. Además dispone de un eje de picos que rompe los terrones de tierra y cuyo consumo depende básicamente del ancho. Como la velocidad de desplazamiento es muy baja, la potencia suele ser muy pequeña (4kW) en comparación, por ejemplo, a la de los molinos de martillos (200kW). Basandonos en el histórico de la empresa hemos simplificado el estudio de la potencia consumida llegando a que el consumo total w[kW] es:

$$wm^k = \frac{L.\mu \cdot 9{,}8}{3600 \cdot \eta} \cdot ps \cdot H + wi \tag{7}$$

con *L* y H, longitud y altura del Alimentador [m]; *ps*, producción [t/h]; w_i, potencia consumida por el eje de picos [kW], según Tabla 6; $\mu = 0{,}02$; y $\eta = 65\%$.

Tabla 6: Consumo energético AB

i	1	2	3	4	5
L_i°	3	4	5	6	7
w_i	1,2	1,3	1,8	2	2,3

El consumo de una cinta transportadora se compone de una componente pasiva debida a pérdidas de carga por rozamientos internos, perdidas en el rascador,… y por la energía consumida para transportar una carga a una distancia y a una altura determinada.

- Energía consumida por los rozamientos internos, *wr[kW]*. En base a datos experimetnales, se ha calculado un valor medio de las pérdidas que van en proporción a la longitud (L) y ancho (A) de las cintas.

$$wr^k = A \cdot (-0{,}0193 \cdot L^2 + 25{,}05 \cdot L + 50{,}69)/1000 \tag{8}$$

- Consumo energético para mover el material*, wm[kW]*. Como en el caso anterior, se ha establecido una relación promedio del consumo de energía en función del rozamiento interno, desnivel a librar, ángulo de inclinación de la cinta y producción.

$$wm_t^k = pe \cdot \left(\frac{9{,}8}{3600} \cdot h^{k-1} \cdot \left(\frac{\mu}{tg\square} + 1\right)\right) \tag{9}$$

con $\mu = 0{,}02$; h, desnivel [m]; pe, producción entrante en la cinta [t/h]; α, ángulo de inclinación.

Con todo ello, el consumo total *w[kW] es:*

$$w_t^k = \frac{C * (wm^k + wr^k)}{\eta} \tag{10}$$

con $\eta = 82\%$. Se usa normalmente un factor C de corrección [15] para asumir todas las pérdidas pasivas no asumidas anteriormente debidas a errores de montaje, desalineación de la banda...y que proporcionalmente son

más importantes cuanto menor es la longitud de la banda. Su valor es experimental y se tabula e interpola llegando a la siguiente relación: $C = 13{,}97 * L^{-0{,}472}$ (11).

2.4. Formulación de los objetivos del problema

El objetivo consiste en encontrar un conjunto de equipos que minimice el coste de la instalación. La experiencia y los primeros resultados indican que si se impone que la producción en la extrusora siempre sea la teórica, el coste de la instalación puede resultar muy elevado. Por ello, se admite que en algún momento la producción real pueda ser menor a la nominal. Así, se define el nivel de servicio SL_r, como la relación entre la cantidad de material que ha llegado a la extrusora, P_r, y la cantidad demanda o teórica durante el periodo de tiempo considerado, P_t.

Así, el problema consiste en minimizar *C*, ec (12), siendo *CM*, la suma del coste de todos los equipos de la instalación (máquinas, tolvas y cintas), *CW* coste consumo energético y *PE*, la penalización por un NS_R menor del deseado, NS_T, calculada según (13). El coste del consumo energético es la suma de toda la energía consumida por todos los equipos a la largo de 10 años (periodo considerado como habitual para la amortización del equipo) por el coste de la energía.Siendo el niveld e Servicio definido como $NS_R=P_R/P_T$ (ec 12)

$$minC = (CM + CW) \cdot PE \tag{13}$$

$$PE = \begin{cases} 1, & NS_R \geq NS_T \\ 1 + 100log\left(\frac{NS_T}{NS_R}\right), & NS_R < NS_T \end{cases} \tag{14}$$

3. Algoritmo genético propuesto

Los Algoritmos Genéticos (AGs) son algoritmos de optimización de búsqueda y aprendizaje inspirados en los procesos de evolución natural y genética. AGs [16] se basan en la definición y aplicación de una serie de operadores genéticos a una población de soluciones.

Cada solución se codifica como una cadena llamada cromosoma. En este caso, el cromosoma es un vector de enteros de 14 componentes, y cada gen representa la posición que el elemento seleccionado ocupa en su conjunto. Así, la estructura del cromosoma es $\{n_{k=1}, i_{k=1}, j_{k=1}, k=2, i_{k=2}, j_{k=2}, a, n_{k=3}, i_{k=3}, j_{k=3}, n_{k=4}, i_{k=4}, j_{k=4}, b\}$, donde n_k es el número de equipos (máquina y tolva) de la etapa *k*; i_k es la posición del modelo de máquina seleccionado en el conjunto $\{M_k\}$; j_k, es la posición del modelo de tolva seleccionado en el conjunto $\{T_{ik,k}\}$; *a*, es la posición del multiplicador de producción en *{A}*; y, *b* es la posición en *{B}* del diámetro seleccionado a la salidad de la etapa 4, $\varnothing_{k=4}$. La calidad de una solución es evaluada por su fitness y éste toma el valor de la función objetivo según la ec (13).

El algoritmo empieza generando aleatoramiente una población llamada población-base, BP, de soluciones factibles y de tamaño *Npop*, y cuyo valor del fitness es evaluado. A partir de ésta, se crea una nueva población seleccionando individuos de BP para crear nuevos descendientes en las siguientes generaciones. Cada solución de BP tiene una probabilidad, *pc*, de formar parte de la población de padres, y el número de soluciones de esta población es *Npar* con $Npar \leq Npop$.

A continuación, se aplica sobre los cromosomas padre un operador de cruce para producir las soluciones-hijo. En este caso, el operador seleccionado es Mejor-Peor, en el que se combinan las mejores soluciones con los peores. Establecidas las parejas, el operador de crossover genera dos soluciones-hijo (CS) de cada par: cada gen es heredado de manera aleatoria de uno de los dos progenitores. Al final, se consigue una población-hijos de dimensión *Npar*. Tras crear las soluciones-hijo, en algunos casos se aplica una mutación. Para ello, se selecciona un hijo de la población con una probabilidad pm, y una vez seleccionado, se seleccionan aleatoriamente 3 de los 14 genes de la cadena, y el valor del alelo toma un valor al azar de todos los posibles.

Una vez que se evalúa el fitness de las soluciones hijo y mutadas, la siguiente fase consiste en seleccionar qué soluciones de las 3 poblaciones pasan a formar parte de la nueva población-base, BP. En este caso, la selección es de manera elitista, es decir, se escogen las *Npop* soluciones con mejor fitness.

Para finalizar la iteración, se aplica una heurística para mejorar la calidad de la mejor solución, BS, basada en la modificación de todos los parámetros que definen una etapa. Así, el primer paso consiste en seleccionar la etapa al azar pero ponderando el peso de cada etapa, w_k ($w_1=0{,}1$; $w_2=0{,}2$; $w_3=0{,}3$; $w_4=0{,}4$), para reducir la infactibilidad de las nuevas soluciones. A continuación, se define N o conjunto de combinaciones factibles de modelo de máquina, modelo de tolva y número de equipos de la etapa seleccionada con menor coste y

producción que BS, y se selecciona de N la solución con mayor producción. Si esta solución mejora el objetivo de BS, se reemplaza, pero si no es así, se selecciona un modelo de tolva mayor y se evalúa el fitness. Si no se mejora, se finaliza la heurística.

Cuando este proceso se ha repetido un número máximo de iteraciones, se selecciona la mejor solución de la población actual como la solución al problema.

4. Banco de Pruebas y Resultados

Para evaluar los resultados y comparar las soluciones obtenidas teniendo en cuenta o no el consumo energético, se han diseñado dos problemas (ver tabla 7). Para ello, se ha fijado una producción habitual en la industria, 100 t/h, la reducción de tamaño de grano toma dos valores, y la instalación requiere un NS=100%.

Tabla 7: Banco de pruebas

Problema	P_0 [t/h]	$Ø_{in}/Ø_{out}$ [mm/mm]	SL_t [%]	[€/MW]
A	100	125/1	100	0
B	100	125/1	100	58,47
C	100	81/10	100	0
D	100	81/10	100	58,47

En la figura 2 se presentan los resultados promedio, y en ella se puede ver el peso que tiene el coste energético en el coste total en casos donde la disminución de tamaño es grande. La tabla 8 presenta el porcentaje de gasto en inversión y en energía, para cada una de las réplicas efectuadas.

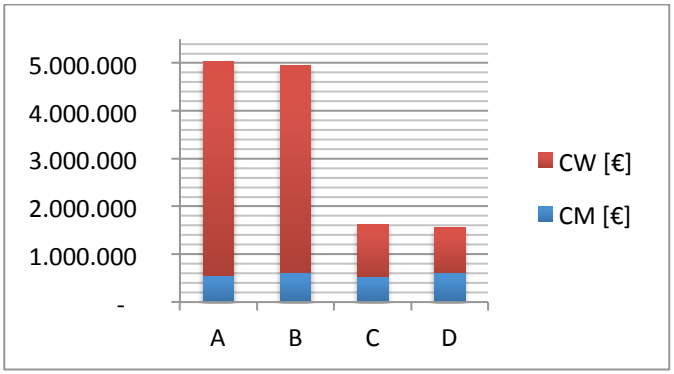


Figura 2: Resultado promedio del coste por conceptos.

Tabla 8: Resultados

Problema	A1	A2	A3	B1	B2	B3	C1	C2	C3	D1	D2	D3
CM [%]	11	11	12	12	12	13	32	36	32	39	39	41
CW[%]	89	89	88	88	88	87	68	64	68	61	61	59

Cuando la reducción de tamaño es pequeña $Ø_e/Ø_s$ (81mm/10mm) el 63% del gasto total de una instalación a lo largo de 10 años es debido al consumo energético y el resto es debido al coste de la inversión. Sin embargo cuando al reducción de tamaño es mayor este porcentaje se eleva hasta el 88%.

Las soluciones que aporta el algoritmo consiguen ahorrar un 4% (66.039€) de media para el problema C frente al D y un 2% (92.805€) de media para el caso B frente al A. Es decir, tener en cuenta el consumo energético permite obtener ahorros mediante una combinación más óptima de la maquinaria. Este ahorro se consigue aumentando el coste de la maquinaria: 9% (A-B) y un 13% (C-D) que sin embargo nos permite un ahorro de consumo del 3% (A-B) y el 13% (C-D).

En cuanto al diseño de la instalación los resultados son los siguientes (tabla 9)

Tabla 9: Resultados del Algoritmo

	q1	i1	j1	q2	i2	j2	a3	q3	i3	j3	q4	i4	b4	j4
A1	1	3	3	1	5	1	4	1	3	1	4	1	2	3
A2	2	1	1	1	5	1	2	1	3	1	4	1	2	3
A3	2	3	1	1	5	2	5	2	1	1	2	3	4	5
B1	2	2	4	1	5	2	1	2	1	2	4	1	1	3
B2	2	3	4	1	5	4	1	1	3	3	2	3	1	5
B3	2	2	5	1	5	1	1	2	2	2	4	1	1	3

C1	1	3	1	1	5	1	2	2	1	1	4	1	4	2
C2	1	3	2	1	5	1	2	2	2	1	4	1	2	3
C3	1	3	1	1	5	1	3	1	4	1	4	1	4	2
D1	1	3	4	2	2	1	1	2	2	1	2	3	1	5
D2	3	1	2	1	5	2	1	2	2	1	2	3	1	5
D3	2	1	4	2	2	1	1	2	1	1	4	1	1	3

Si bien es dificil obtener una tendencia clara con tan pocas réplicas, en el caso en que la reducción de tamaño es grande se puede observar varios aspectos. En la etapa *k=4* (Desmenuzador) se busca siempre que la granulometría de salida del desmenuzador (b4=1) sea la menor posible ya que energéticamente es más favorable. En la etapa *k=3* (Alimentador secundario), la producción se ajusta lo máximo posible a la teórica necesaria (a3=1). Por un lado se consigue una cinta transportadora con unas dimensiones y consumo ajustadas a la mínima producción posible. Por otro lado, el molino de la etapa *k=2*, aunque no triture, siempre consume energía debido a las resistencias que producen calor, y por ello se busca que esté siempre triturando, hecho que confirman las soluciones obtenidas. En la etapa *k=1* (Alimentador primario) se puede observar que la tolva alcanza su máxima altura (j1=4) probablemente debido a que si la etapa alimenta la cantidad justa demandada es necesario que en esta etapa exista un "pulmón" suficiente de material para garantizar una alimentación continua a la extrusora.

En resumen vemos el consumo energético en las plantas de molienda, a pesar de que normalmente no se tiene en cuenta, tiene un peso muy importante en los resultados económicos y que es posible obtener ahorros con una elección adecuada de las máquinas y los parámetros de las mismas. Futuros trabajos deberían estar orientados en mejorar la precisión del consumo energético así como el uso de unos valores granulométricos más precisos con objeto de afinar los procesos de optimización e implementar la posibilidad de cribados intermedios con el objeto de buscar otras maneras de optimizar el consumo energético.

5. Referencias

[1] Dagdeviren, M.: Decision making in equipment selection: An integrated approach with AHP and PROMETHEE. Journal of Intelligent Manufacturing 19, 397-406 (2008)

[2] Hollan, J.: Adaptation in Natural and Artificial Systems. The University of Michigan Press, Ann Arbour (1975)

[3] Goldberg, D. .: Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning. Addison-Wesley, 3:153-171 (1989)

[4] Davis, L.: Handbokk of genetic algorithms. Van Nostrand Reinhold, 1991 (1991)

[5] Michalewicz, Z.: Genetic Algorithms + Data Structures = Evolution Programs. Springer-Verlag (1992)

[6] Reeves, C.: A genetic algorithm for flowshop sequencing. Computer & Operations Research 22, 5-13 (1995)

[7] Sadrzadeh, A.: A genetic algorithm with the heuristic procedure to solve the multi-line layout problem. Computer & Industrial Engineering 62, 1055-1064 (2012)

[8] Shi, F., Kojovic, T., Esterle, J., David, D.: An energy-based model for swing hammer mills. International Journal of Mineral Processing 71(1-4), 147-166 (2003)

[9] Kondili, E., Pantelides, C., Sargent, R.: A general algorithm for short-term scheduling of batch operations-I MILP formulation. Computer and Chemical Engineering, 17:211-27 (1993)

[10] Seebacher, G., Winkler, H., Oberegger, B.: In-plant logistics efficiency valuation using discrete event simulation. International Journal of Simulation Modelling 14(1), 60-70 (2015)

[11] Michoitis, A., Xerocostas, D., Galitis, N.: A new interated system for selecting mining equipment. Computers ind.Engng 34, 391-397 (1998)

[12] Walker, W. H., Lewis, W. K., Mcadams, W. H., Gilliland, E. R.: Principles of Chemical Engineering. (1937)

[13] Bond, F.: The third theory of comminution. Transactions of the American Institute of Mining and Metallurgical Engineers 193, 484-494 (1952)

[14] Kick, F.: Law of Proportional Resistances. (1885)

[15] Rulmeca: Bulk Handling. In : Rodillos y componentes para el transporte por banda de material a granel (2000)

[16] Holland, J.: Adaptation in Natural and Artificial Systems. The University of Michigan Press, Ann Arbour (1975)

Recubrimientos superficiales mediante aerografía 3D low-cost

J.J. López[1,3], J.R. Marín Rueda[1], V. Yagüe Alcaraz[1], M. Castro García[1,2] y J. Canales Vázquez[1,3]

[1]*Print3D Solutions. Avda. Investigación 1 02006 Albacete.comercial@print3dsolutions.net*

[2]*Dpto. de Mecánica Aplicada e Ingeniería de Proyectos, Escuela de Ingenieros Industriales de Albacete. Universidad de Castilla-La Mancha.miguel.castro@uclm.es*

[3]*Instituto de Energías Renovables. Universidad de Castilla-La Mancha.jesus.canales@uclm.es*

En este trabajo se presenta un nuevo sistema de recubrimiento superficial conocido como aerógrafo 3D. Esta metodología de trabajo ha sido desarrollada por Print3D Solutions y cuya intención es la preparación de recubrimientos cerámicos de capa delgada de una manera sencilla y reproducible. Dicho sistema permite un control completo sobre parámetros tales como la altura, velocidad, caudal y patrón de proyección, lo que permite proyectar suspensiones/disoluciones sobre sustratos tanto fríos como calientes. Con el fin de demostrar la capacidad del aerógrafo 3D, se han preparado diferentes recubrimientos de cerámicas conductoras de iones, zirconia estabilizada con ytria (YSZ) y ceria dopada con gadolinia (CGO). El material depositado es sometido a un tratamiento térmico para garantizar la eliminación de cualquier resto de disolvente/materia orgánica, así como la adecuada adherencia del recubrimiento al sustrato, tal y como se muestra por microscopía electrónica de barrido (SEM). De esta manera, se demuestra la capacidad del sistema desarrollado para preparar recubrimientos cerámicos de alta calidad, con porosidad y espesor controlados (desde el rango de 2-5 μm a varias decenas de μm).

1. Introducción

La preparación de recubrimientos cerámicos en capa delgada es uno de los grandes temas de investigación aplicada dentro de la Ingeniería de Materiales, con multitud de aplicaciones que abarcan desde el campo de la microelectrónica hasta componentes en pilas de combustible, pasando por sistemas de protección contra la corrosión, modificación de la dureza superficial, preparación de capas con propiedades superconductoras, magnéticas, ópticas, etc.

En el caso cerámicos que exhiben conductividad iónica, su potencial uso en aplicaciones tales como membranas de separación de gases, soporte para catalizadores o electrolitos en pilas de combustible, está supeditada en gran medida a la capacidad de fabricar éstas fases en forma de lámina con un espesor inferior a 0,1 mm. Las técnicas convencionales de compactación uniaxial en troqueles, permite la producción relativamente sencilla de láminas de 0,2-0,3 mm de espesor, por lo que no pueden ser consideradas en este caso. El empleo de otras técnicas como el tape-casting o colaje en cinta, puede dar lugar a láminas de hasta 50 μm. de espesor. Sin embargo, en los últimos años, se ha hecho patente la necesidad de producir láminas aún más delgadas, de cara a la fabricación de microdispositivos.

Existen una serie de técnicas que, a priori, permitirían la elaboración de dichas láminas en el rango del micrómetro a decenas de micrómetros como pueden ser CVD, PVD, Magnetron sputtering o spin-coating. Las primeras presentan un coste muy elevado, lo que dificulta su posible implementación a gran escala. La última, presenta el inconveniente de estar limitado a determinadas geometrías. Por otra parte, el empleo de técnicas de recubrimiento por spray para la producción de láminas cerámicas delgadas a partir de suspensiones coloidales, puede considerarse como una técnica efectiva y con bajos costes de implementación. De hecho, se pueden encontrar numerosos ejemplos en la literatura de su aplicación en el campo de las pilas de combustible poliméricas [1] y cerámicas [2-3]. A la hora de implementar esta técnica hay dos posibles aproximaciones: a) el empleo de aerógrafos manuales, de muy bajo coste pero que obviamente comprometen la reproducibilidad de los recubrimientos realizados, y b) el empleo de equipos comerciales, completamente automatizados, que garantizan la reproducibilidad del proceso, pero con un coste mucho mayor y que, además generalmente están diseñados para sustratos relativamente grandes. Este último aspecto es especialmente relevante en laboratorios de investigación donde se pretenden realizar recubrimientos a partir de pequeñas cantidades de muestra y con un

coste elevado. Print3d Solutions ha desarrollado una solución intermedia en la que se ha acoplado un aerógrafo a un sistema motorizado en XYZ análogo al de una impresora 3D-FDM, empleando como sistema de alimentación una bomba de jeringa, que garantiza que la suspensión que se desee proyectar llegue de manera uniforme a la boquilla del aerógrafo. Este aerógrafo 3D, ofrece un rendimiento muy bueno a la hora de realizar recubrimientos, es bastante económico y en el presente trabajo se mostrarán los resultados obtenidos en la producción de láminas cerámicas de zircona (8-YSZ) y ceria.

2. Experimental

En el presente trabajo se realizaron deposiciones mediante spray-coating de zirconia estabilizada con un 8% de ytria (8-YSZ) (Pi-KEM, >99,6%) y ceria sustituida con un 20% de gadolinia (CGO20). CGO20 fue preparado mediante síntesis por el método Pechini (ruta de los citratos) [4]. Cantidades estequiométricas de $Ce(NO_3)3{\cdot}6H_2O$ (Alfa-Aesar, ≥99%) y $Gd(NO_3)_3{\cdot}6H_2O$ (Alfa Aesar, ≥99.9%) fueron disueltas en agua destilada. A dicha disolución se le añadió ácido cítrico (Sigma–Aldrich, reagent grade) como agente complejante en una proporción molar 3:2 y también etilénglicol (Sigma–Aldrich, ≥99%) en una proporción 1:1 para promover la polimerización del citrato. La disolución resultante fue calentada a 65 ◦C acompañada de agitación moderada con la finalidad de garantizar la homogeneidad en todo momento. Tras la lenta evaporación de los disolventes, se formó un gel que fue secado y posteriormente calcinado a 700 ◦C durante 6 h con el fin de eliminar restos de materia orgánica.

Los soportes sobre los que se depositaron las capas proyectadas por spray se fabricaron tras prensar uniaxialmente (1MPa) durante 30 segundos polvos de 8-YSZ y CGO20. Las piezas resultantes fueron sinterizadas a 1600°C durante 6 horas para conseguir una densidad relativa superior al 95%.

Los recubrimientos cerámicos se realizan a partir de suspensiones con un contenido de 5-20% (en masa) de 8-YSZ y CGO20 en mezclas de etanol y agente aglomerante Decoflux WB41 (Zschwimmer and Schwartz) en proporción 3:1. Cargas mayores de cerámico hacen que la viscosidad de la suspensión sea muy elevada y esto puede causar la obstrucción total o parcial de la boquilla, dando lugar a recubrimientos de baja calidad. Para proyectar las tintas, se empleó un aerógrafo 3D desarrollado por Print3d Solutions con el que de manera completamente automatizada se pueden proyectar tintas de baja viscosidad (típicamente inferiores a 50 cps) sobre piezas de cualquier geometría (Figura 1). El equipo cuenta con un sistema de bombeo (bomba de jeringa) que se conecta a la boquilla del pulverizador, suministrando la suspensión que se desee proyectar de manera controlada. Los movimientos del pulverizador se puede controlar de manera muy sencilla a partir de una interfaz en la que se pueden indicar la geometría sobre la que se va a proyectar, patrón de proyección, altura de proyección, velocidad, caudal, número de pasadas, etc. En el presente trabajo se trabajó con velocidades de desplazamiento de la boquilla en el rango 40-500 mm/h. Se mantuvo una altura constante de 40 mm y un caudal también constante de 50 ml/h.

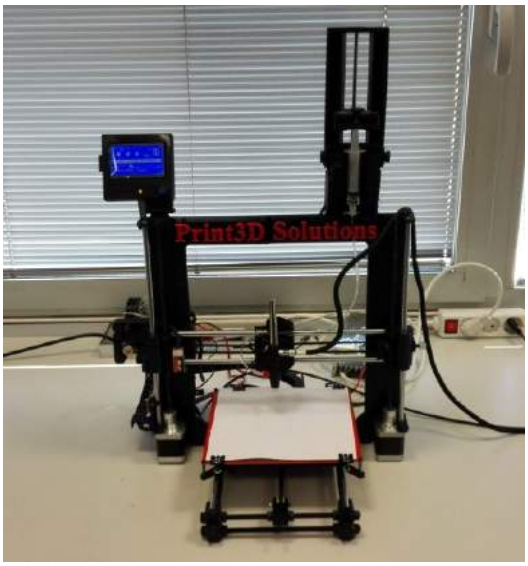


Figura 1: Aerógrafo 3D de Print3D Solutions.

Una vez proyectadas las suspensiones, éstas son sometidas a un proceso de eliminación de orgánicos/sinterización a temperaturas de 1200-1500°C durante 6 horas, tras el cual se obtienen los recubrimientos cerámicos perfectamente adheridos al sustrato.

La microestructura de los recubrimientos resultantes fue evaluada mediante microscopía electrónica de barrido (SEM) en un microscopio 6490 LV de Jeol equipado con detectores para electrones secundarios y retrodispersados, así como con un detector de EDS (Oxford Link) para realizar microanálisis composicional.

3. Resultados y discusión

Tal y como se describe en el apartado anterior, se preparon suspensiones que contenían 5-20% de 8-YSZ en una mezcla de etanol:aglomerante en proporción 3:1, obteniéndose recubrimientos uniformes de alta calidad. Por ejemplo, en la figura 2 se muestra el perfil típico de un recubrimiento de una suspensión de 20% 8-YSZ proyectada a una velocidad de 125 mm/h. Los extremos presentan un espesor algo mayor que en la parte central, probablemente debido a una acumulación de la suspensión en los bordes del sustrato debido al ángulo de mojado. A pesar de este efecto, el recubrimiento se puede calificar como homogéneo.

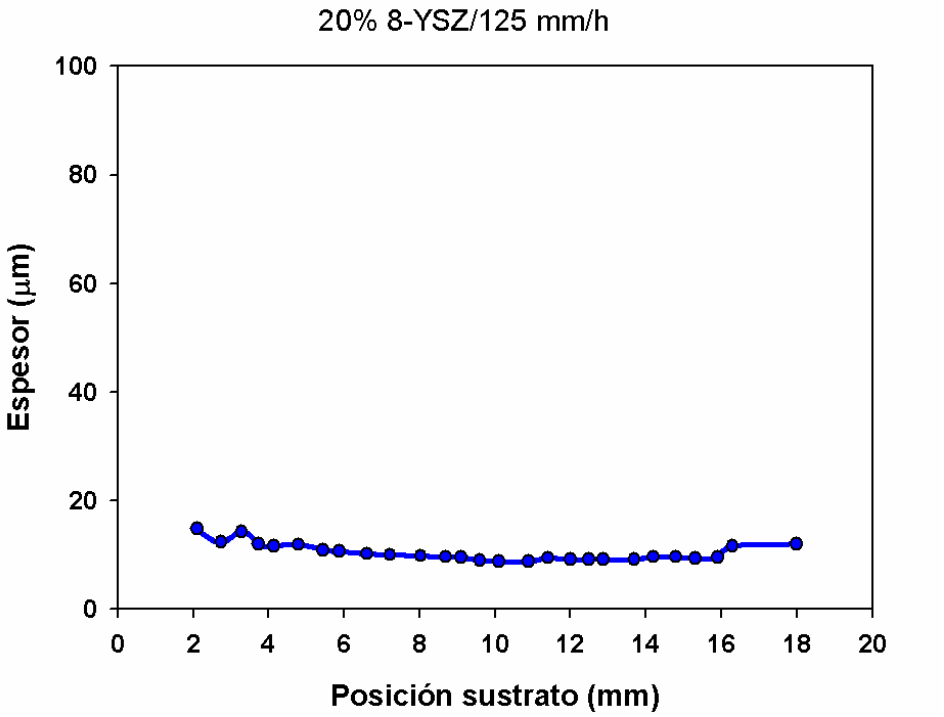


Figura 2: Perfil de espesor de recubrimiento con una suspensión de 8-YSZ al 20% y velocidad de proyección de 125 mm/h.

Por lo que respecta a la microestructura, en la figura 3 se recogen micrografías SEM en las que se observa la naturaleza porosa del recubrimiento (aproximadamente un 40%), así como la homogeneidad del recubrimiento a lo largo de la superficie del sustrato. No se aprecian grietas ni efectos de delaminación en la interfaz sustrato-recubrimiento. Tanto el grado de porosidad como la distribución bimodal observada (presencia de poros de tamaño micrométricos y submicrométricos) es similar a la obtenida a partir de suspensiones con similar carga de cerámico, pero depositadas por otras técnicas [5]. Esto viene a confirmar que la técnica de procesado realizada por el aerógrafo 3D no implica ningún tipo de cambio de nivel microestructural.

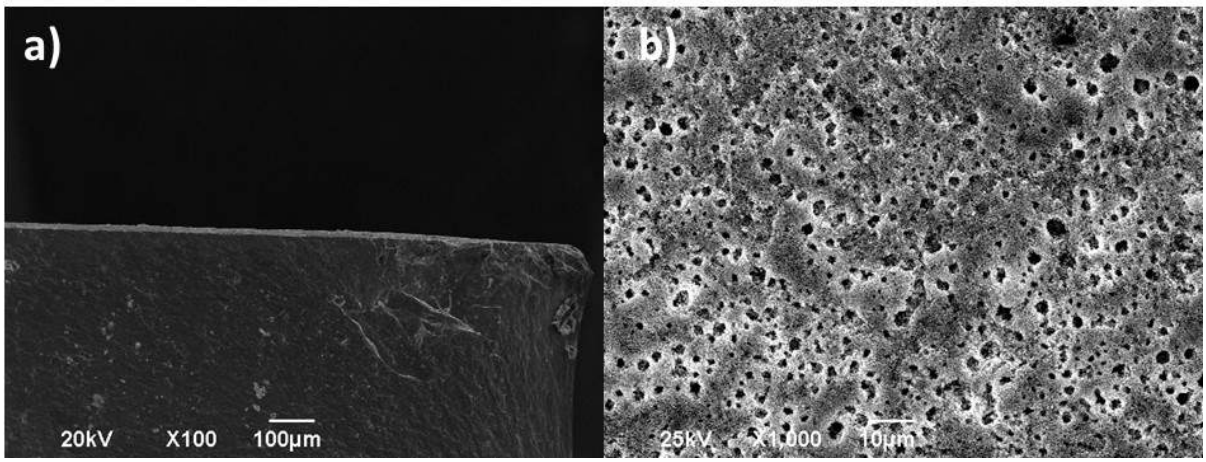


Figura 3: Micrografías SEM mostrando a) corte transversal de un recubrimiento y b) detalle de la porosidad en la superficie correspondiente a una suspensión de 8-YSZ al 20% y velocidad de proyección de 125 mm/h.

3.1. Efecto de la velocidad de proyección

Uno de los parámetros que se evaluaron durante el transcurso del trabajo fue el efecto de la velocidad de proyección, esto a la velocidad que pasa la boquilla del aerógrafo mientras proyecta la suspensión a una altura y caudal determinados. Como era de esperar y tal y como se recoge en la figura 4, el espesor de la lámina resultante varía de manera inversamente proporcional a la velocidad de proyección, por lo que si se desea obtener una lámina de un espesor determinado, bastaría con obtener diferentes curvas de calibración espesor-velocidad de proyección en las diferentes condiciones de trabajo, y a partir de ellas, interpolar las condiciones óptimas para obtener recubrimientos de un determinado espesor.

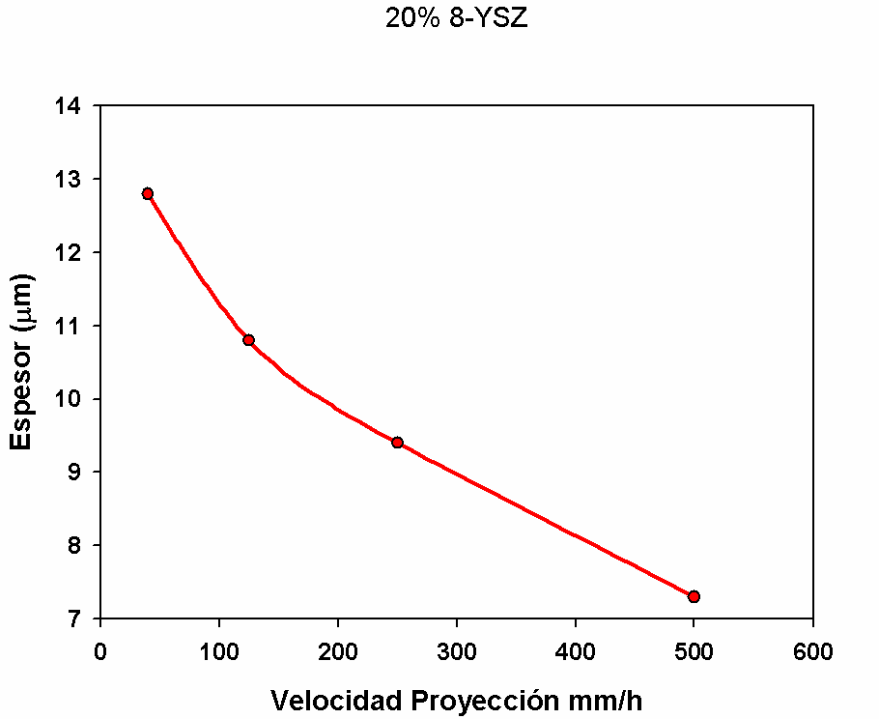


Figura 4: Efecto de la velocidad de proyección en el espesor final del recubrimiento empleando suspensiones de 20% 8-YSZ.

En la figura 5 se muestra un recubrimiento de 8-YSZ realizado en las condiciones de menor velocidad de este trabajo (40 mm/h) empleando suspensiones con una carga de 20% de cerámico y posterior tratamiento a 1200°C durante 6 horas.

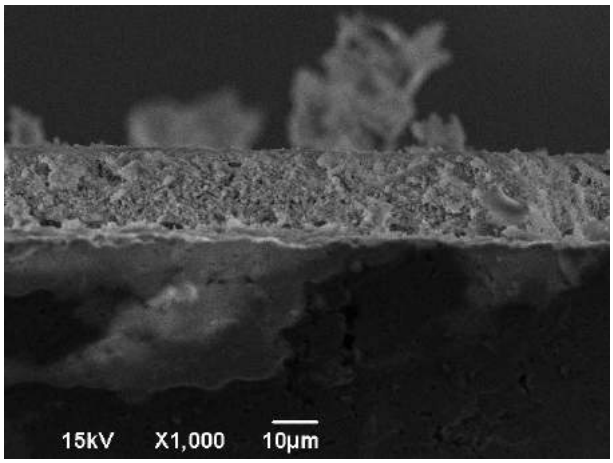


Figura 5: Micrografía SEM de recubrimiento empleando suspensión de 20% 8-YSZ proyectada a 40 mm/h.

3.2. Efecto de proyecciones sucesivas

Otra alternativa para modificar el espesor de las láminas resultantes es mediante el empleo de proyecciones sucesivas, que a su vez, se pueden realizar de formas: a) con tratamiento térmico intermedio y b) proyecciones consecutivas sin tratamiento intermedio. Para ello, se empleó de nuevo una suspensión que contenía un 20% de 8-YSZ y se realizaron las proyecciones a 500 mm/h. En el caso de las proyecciones consecutivas sin tratamiento intermedio, se consiguieron recubrimientos homogéneos de aproximadamente 9 µm de espesor, lo que supone un aumento de un 20% en comparación con una única pasada, mientras que en el caso de las proyecciones con tratamiento intermedio, se pasó a un espesor de aproximadamente 16 µm, que es el doble del espesor con una sola proyección en las mismas condiciones. Este cambio tan marcado se debe a que el tratamiento térmico intermedio permite una eliminación gradual de la materia orgánica y así hacer que se apilen láminas sucesivas de manera homogénea. Prescindir del tratamiento térmico entre proyecciones hace que tras la primera proyección, el disolvente se evapora, pero las partículas no se encuentran consolidadas, por lo que una nueva exposición al disolvente hace que pasen a formar parte de la suspensión. El resultado podría interpretarse como la proyección de una suspensión con un mayor contenido en cerámico y de ahí que se observe un aumento en el espesor de la lámina proporcional a la carga en cerámico inicial.

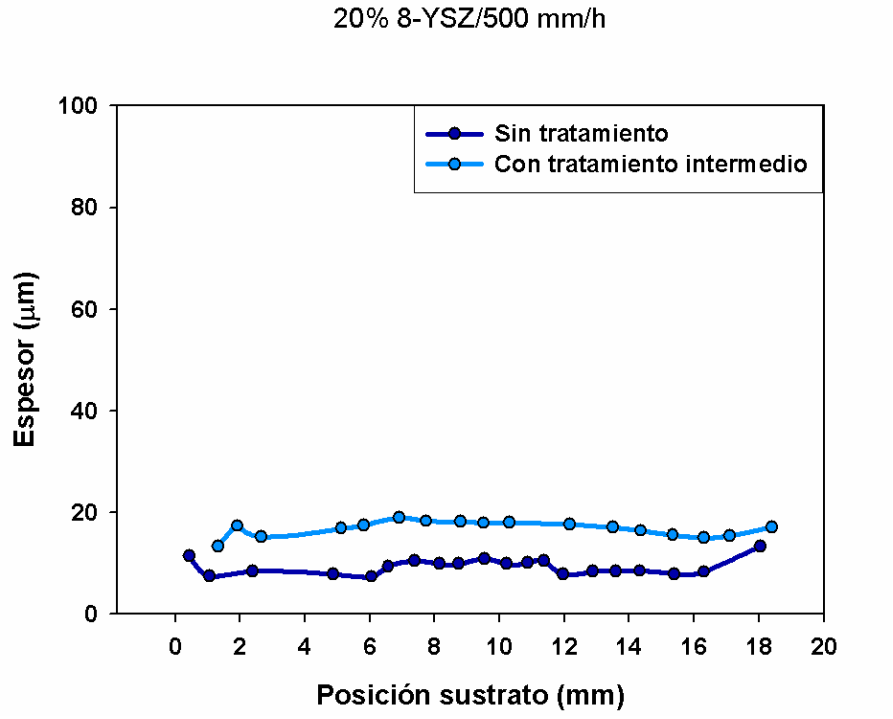


Figura 6: Perfiles del espesor del recubrimiento correspondientes a 2 proyecciones de suspensión con 20% de 8-YSZ a velocidad de 500 mm/h con y sin tratamiento térmico intermedio.

3.3. Efecto de la temperatura de sinterización

El espesor de la lámina también puede modificarse a través de la temperatura de sinterización, ya que a mayor temperatura, los procesos que regulan el crecimiento de grano (difusión en estado sólido) se ven enormemente favorecidos hasta dar lugar a láminas con una mayor densidad, tal y como se aprecia en la figura 8 y, en consecuencia, menor espesor. Sin embargo, en estos sistemas la temperatura de sinterización generalmente se emplea para regular la porosidad final del recubrimiento.

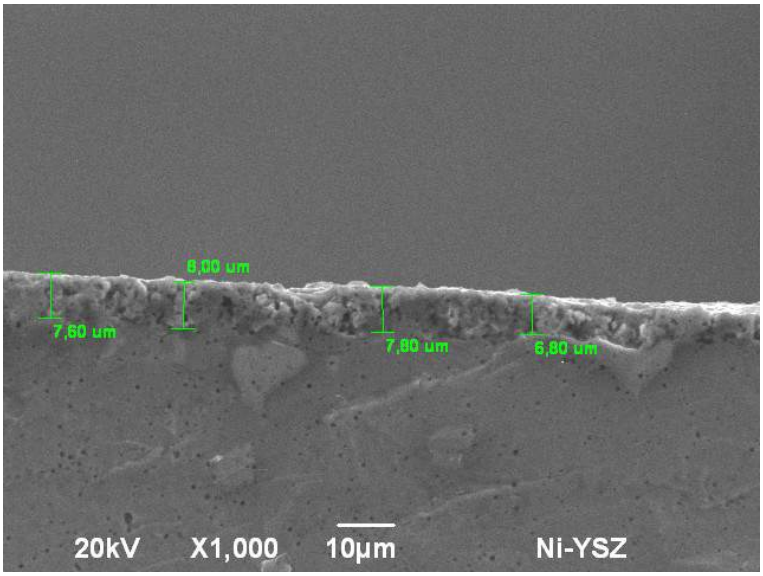


Figura 7: SEM de 8-YSZ proyectado a 125 mm/h y sinterizado a 1500°C.

3.4. Recubrimientos de CGO20.

Para comprobar el potencial uso de esta técnica en otros sistemas, se realizó un estudio análogo al descrito para 8-YSZ con otro cerámico conductor iónico como es el CGO20. Obviamente los espesores varían de un cerámico a otro, pero los parámetros afectan al recubrimiento final en el mismo sentido. Así, mayores velocidades de proyección dan como resultado menores espesores finales, las proyecciones consecutivas siguen un patrón similar, etc. En el caso de los recubrimientos de ceria, uno de los retos más habituales es el de obtener láminas delgadas con densidad próxima al 100%. Realizando una combinación de velocidades de proyección elevadas y temperaturas de 1400-1500°C durante 6 horas, se consiguió el objetivo de obtener láminas delgadas de CGO20 completamente densas (figura 9) y que podrían encontrar aplicación como electrolito en pilas de combustible de óxido sólido (SOFC)

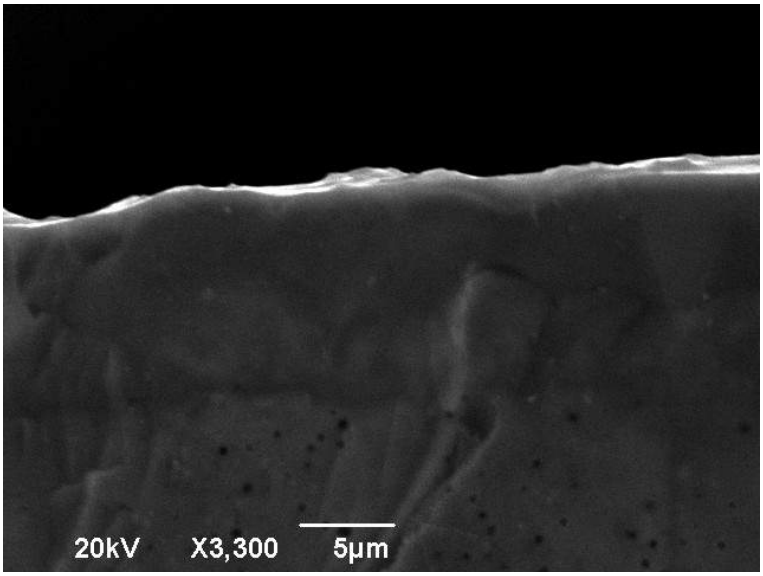


Figura 8: SEM de recubrimiento de CGO20 proyectado a 250 mm/h y sinterizado a 1500°C durante 6 horas.

4. Conclusiones

En el presente trabajo se han realizado recubrimientos cerámicos de conductores iónicos YSZ y CGO20 con potencial uso en campos de investigación como las pilas de combustible SOFC, mediante el empleo de un equipo de aerografía 3D de bajo coste. El espesor de los recubrimientos se puede controlar en rango que va desde unos pocos micrómetros a varias decenas de micrómetros mediante la modificación de los diferentes parámetros de proyección, aunque en el caso de láminas más gruesas es recomendable realizar varias proyecciones con tratamientos térmicos intermedios. El aerógrafo permite un control sencillo y preciso de los parámetros de proyección, garantizando que los recubrimientos sean homogéneos y de alta calidad. Las pruebas realizadas en YSZ y CGO20 permiten comprobar el efecto que sobre el espesor del recubrimiento presentan parámetros como la velocidad de proyección o el número de pasadas consecutivas con y sin tratamiento térmico intermedio. Los resultados permiten afirmar que este equipo supone una solución de alta calidad a muy bajo coste para laboratorios de investigación que se dedican al procesado de materiales, especialmente en casos en los que la cantidad de muestra es reducida y/o presenta un elevado coste, como es el caso de tintas catalíticas en pilas de combustible.

En la actualidad se está trabajando en el desarrollo de suspensiones en otros materiales cerámicos con interés en el campo de la energía, con el fin de demostrar la versatilidad del aerógrafo 3D.

5. Agradecimientos

Los autores agradecen la financiación parcial de este trabajo através del proyecto ENE2013-47826-C4-1-R (MINECO), así como a Beatriz Moreno por su ayuda en el procesado de las muestras de CGO20.

6. Referencias

[1] T-.H. Huang, H-L. Shen, T-C. Jao, F-B. Weng, A. Su. Ultra-low Pt loading for proton exchange membrane fuel cells by catalyst coating technique with ultrasonic spray coating machine, International Journal of Hydrogen Energy, 37, (2012), 13872-13879.

[2] R. Yan, D. Ding, B. Lin, M. Liu, X. Liu. Thin ytria-stabilized zirconia electrolyte and transition layers fabricated by particle suspension spray. Journal of Power Sources, 164 (2007), 567-571.

[3] J.C. Ruiz-Morales, J. Canales-Vázquez, D. Marrero-López, J. Peña-Martínez, D. Pérez-Coll, P. Núñez, V.I. Dorta, C. Savaniu, B. Ballesteros. Pilas de combustible de óxidos sólidos (SOFC). Centro Popular de Cultura Canaria (2008). 2ª Edición. ISBN: 978-84-7926-567-0.

[4] G.B. Sánchez-Bravo, O. García, M. Gálvez-Sánchez, J.M. Violero, A. Rosa, I. Carpena, J.C. Ruiz-Morales, J. Canales-Vázquez. Influence of the precursor pyrolisis temperature on the microstructure and conductivity of Gd-doped ceria materials, Journal of the European Ceramic Society, 33, (2013), 1825-1832.

[5] J. Canales-Vázquez, J.C. Ruiz-Morales, D. Marrero-López, J. Peña-Martínez, P. Núñez, P. Gómez-Romero. Fe-substituted (La,Sr)TiO3 as potential electrodes for symmetrical fuel cells (SFCs), Journal of Power Sources, 171, (2007), 552-557.

BLOQUE XVI

RUIDO Y VIBRACIONES

Sistema de caracterización dinámica de estructuras ferroviarias

J. Romeu Garbí[1], R. Arcos Villamarín[2], A. Clot Razquín[3], J. Sans García[4], M. Oregui Echeverria-Berreyarza[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya. jordi.romeu@upc.edu*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya. robert.arcos@upc.edu*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya. arnau.clot@upc.edu*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de Catalunya. jorge.sans@upc.edu*

[5]*ProRail, The Netherlands.*

En este artículo se presenta una metodología para la determinación experimental in situ de propiedades dinámicas de estructuras ferroviarias. Esta metodología está basada en un dispositivo específicamente diseñado para excitar superestructuras ferroviarias y un conjunto de transductores dispuestos en los diferentes elementos de la estructura. De forma general, este dispositivo es un excitador de vibración de masas excéntricas con la capacidad de operar entre 1 y 80 Hz. El excitador está montado sobre cuatro soportes específicamente diseñados para descansar apropiadamente sobre los carriles de cualquier superestructura ferroviaria. En cada uno de los soportes se ha instalado un transductor de fuerza para registrar las fuerzas aplicadas sobre la superestructura, la cual se monitorizará con acelerómetros en los puntos donde se requiera calcular las funciones de transferencia. A partir de los datos procesados en el dominio frecuencial es posible caracterizar el sistema a partir de realizar un proceso de inversión sobre un modelo teórico del mismo. La principal ventaja del sistema propuesto sobre otras metodologías existentes como el ensayo por impacto es la capacidad de excitar toda la estructura ferroviaria (esto es superestructura y subestructura) o su versatilidad y rango frecuencial de excitación frente a los vehículos instrumentados que se limitan en la mayoría de casos a determinar la rigidez estática.

1. Introducción

Una estructura ferroviaria incluye un conjunto de elementos que van desde el carril hasta la plataforma sobre la que se asienta la vía. Cada uno de estos elementos condiciona las prestaciones de la estructura ferroviaria en cuanto a la seguridad (estabilidad y fiabilidad de la estructura), impacto ambiental (generación y propagación de ruido y vibraciones) y costes de mantenimiento (crecimiento de rugosidad de la vía, desgaste ondulatorio, degradación del balastro, daños en las traviesas y sujeciones…). En consecuencia, el conocimiento de las propiedades dinámicas de rigidez y amortiguamiento de cada elemento es esencial para predecir las prestaciones de una estructura ferroviaria en fase de proyecto así como para optimizar el mantenimiento de estructuras en funcionamiento, con el fin de que se mantengan dentro del margen de seguridad e impacto ambiental para las que fueron diseñadas.

De forma general, rigidez y amortiguamiento deben determinarse a partir de ensayos dinámicos en el rango frecuencial adecuado. Los ensayos de deformación estática no permiten determinar el amortiguamiento ni la rigidez dinámica.

Es posible caracterizar la mayoría de componentes mediante ensayos dinámicos en laboratorio, utilizando procedimientos y equipos específicos para elementos individuales [1-4] o plantas de ensayo más completas que incluyan la superestructura [5, 6]. Sin embargo, el ensayo in situ de estructuras ferroviarias es una práctica inevitable en caso de infraestructuras existentes para las cuales se quiera tener en cuenta las particularidades de la superestructura ya implantada y los efectos de interacción entre todos los elementos. Existen diferentes ensayos in situ de estructura ferroviaria que se pueden clasificar como ensayos parciales o globales.

Los ensayos parciales son aquellos que permiten determinar las propiedades dinámicas de algunos componentes de la estructura ferroviaria. En concreto se puede diferenciar entre los ensayos para caracterizar elementos de la

superestructura (rail, sujeción, balastro, traviesa) y los ensayos para caracterizar la subestructura (subbalastro, plataforma, terreno)

El procedimiento más habitual para caracterizar elementos de la superestructura consiste en el ensayo de impacto mediante un martillo instrumentado. El carril es excitado mediante un impacto con un martillo que contiene una célula de carga capaz de registrar la fuerza realizada. La respuesta del sistema a dicha excitación se mide mediante acelerómetros en diferentes puntos de la superestructura. La función de transferencia entre la fuerza de impacto y el desplazamiento se compara con un modelo matemático de la dinámica de la superestructura, como por ejemplo un sistema de dos grados de libertad [7], o bien un modelo numérico de una sección limitada de vía [3, 8]. Optimizando los parámetros del modelo matemático para que se ajuste a las funciones de transferencia obtenidas experimentalmente, es posible obtener una aproximación a los valores de las propiedades dinámicas deseadas. Los principales problemas de este procedimiento consisten en su incapacidad para excitar la estructura completa (por lo que solo es posible analizar el comportamiento del carril, sujeción y traviesa [9]), la imposibilidad de excitar el sistema por debajo de los 50 Hz, así como la imposibilidad de determinar el comportamiento de los elementos bajo una carga estática equivalente al peso por eje, factor que altera las propiedades a determinar [2, 3].

El ensayo de las propiedades de la subestructura se realiza mediante los procedimientos estandarizados de caracterización de terreno en general, como por ejemplo el ensayo SASW o el sísmico de crosshole/downhole, que requieren de un equipamiento y procedimiento específico y diferente del ensayo de superestructura.

El ensayo global de la respuesta de una estructura ferroviaria se consigue actualmente mediante un vagón equipado con equipos de lectura de la deformación de la vía bajo el peso del propio vagón. Con este tipo de vehículos (Track Loading Vehicle, TLV) se determina la rigidez estática del conjunto de la estructura, pero no se halla en ningún caso las características individuales de cada elemento constituyente de la estructura ni tampoco la respuesta en frecuencia puesto que la excitación es la simple carga estática del vagón. Se puede encontrar una completa relación de TLV en la referencia [10].

Una variante de estos TLV es el autodenominado Portancemetre [11], que permite determinar la rigidez de la estructura ferroviaria para un rango limitado de frecuencias. El sistema utiliza un sistema de masas desequilibradas contrarrotantes instaladas en un chasis, las cuales generan una fuerza oscilante vertical. Esta fuerza se transmite a la vía a través del contacto rueda-rail que equipa el sistema. El cálculo de la fuerza transmitida se estima de forma indirecta a partir de la medida de aceleración en una de las masas del sistema.

Un paso adelante entre los TLV es el vehículo de medida de rigidez rodante (rolling stiffness measurement vehicle, RSMV), que es capaz de excitar la estructura ferroviaria de forma dinámica hasta 50 Hz mediante el uso de dos masas oscilantes movidas por pistones hidráulicos y ubicadas en la vertical de uno de los ejes que soportan al vagón [10]. La rigidez dinámica del conjunto de la estructura es calculada a partir de la medida de fuerza transmitida y aceleración del propio eje de contacto. Si se compara la rigidez hallada en función de la frecuencia con la respuesta de un modelo simplificado de estructura ferroviaria compuesto de viga sobre suelo elástico se pueden estimar las propiedades de estos elementos equivalentes [12, 13], pero no se llega a determinar las propiedades de cada uno de los elementos que constituyen realmente la estructura ferroviaria.

Una variante es la patente WO 2011701687 (A1) [14], que genera la excitación a partir de las imperfecciones de las superficies de contacto de una rueda rodando sobre elementos rígidos. Las vibraciones producidas son transmitidas al suelo a través del bastidor rígido del sistema. El objetivo del equipo es, sin embargo, la simple excitación de la vía para determinar la propagación de vibraciones en el entorno ferroviario y no la caracterización de los elementos de la vía. Tampoco se controla la fuerza ejercida sobre la vía.

En este artículo se presenta una metodología de ensayo dinámico de infraestructura ferroviaria, basada en un equipo excitador portable y en un conjunto de transductores dispuestos sobre los diferentes elementos de la estructura y terreno. En la sección 2 se describe el equipo excitador etc.

2. Equipo excitador

La presente planta móvil consiste en el conjunto de una máquina excitadora de fuerzas verticales sobre la vía en el rango de frecuencias comprendido entre 10 y 80 Hz, una red de sensores para la adquisición de fuerzas de excitación y aceleraciones de vibración en el sistema y un algoritmo de cálculo para procesar los datos obtenidos.

La figura 1 muestra una vista del equipo excitador basado en el conocido sistema de contrarrotado desequilibrado. Este está constituido por una bancada (3), sobre la cual se instalan el motor (6), la transmisión principal (5), que lleva la transmisión desde el motor al disco primario, los discos (1) (que a su vez están

instalados sobre soportes de rodamientos) y la transmisión secundaria (2) que lleva, con sincronía 1/1 y en sentido contra-rotante, el giro al segundo disco. El montaje del motor es tal que permite el correcto tensado de la correa.

Los discos son exactamente iguales y presentan una rosca hembra en la que se pueden acoplar diferentes masas (7) que son las causantes del desequilibrio de los mismos y, consecuentemente, de la generación de la fuerza de excitación. Para asegurar que la componente horizontal de esta fuerza sea no significativa, las roscas hembra esta situadas simétricamente respecto el eje de simetría de los dos discos y las masas acopladas son exactamente iguales para los mismos. Para poder generar la excitación deseada en todo el rango de frecuencias de interés (10 - 80 Hz) los discos pueden girar en diferentes regímenes, hecho que se consigue controlando el motor con un variador de frecuencia. Se han previsto diferentes masas (7) con el fin de modificar la amplitud de la fuerza a voluntad así como asegurar que esta amplitud se mantendrá dentro de un rango razonablemente pequeño en todo el rango de frecuencias. En todo caso se ha previsto un régimen de fuerza alrededor de los 10 kN para emular la componente de fuerza dinámica de contacto rueda-rail. La condición necesaria es que las masas instaladas en cada uno de los discos sean idénticas, para así poder anular las componentes horizontales de las fuerzas centrífugas inducidas por el giro de las masas

La planta está diseñada para descansar sobre la vía en cuatro apoyos (4) (Figura 2). Estos apoyos son instalables a diferentes anchos, según la tipología de vía a ensayar y están todos instrumendados con sensores de fuerza de forma que es posible conocer la fuerza transmitida a la vía por cada uno de los puntos de contacto entre via y equipo excitador. El montaje de las células en la máquina está diseñado para que solo se transmitan esfuerzos axiales

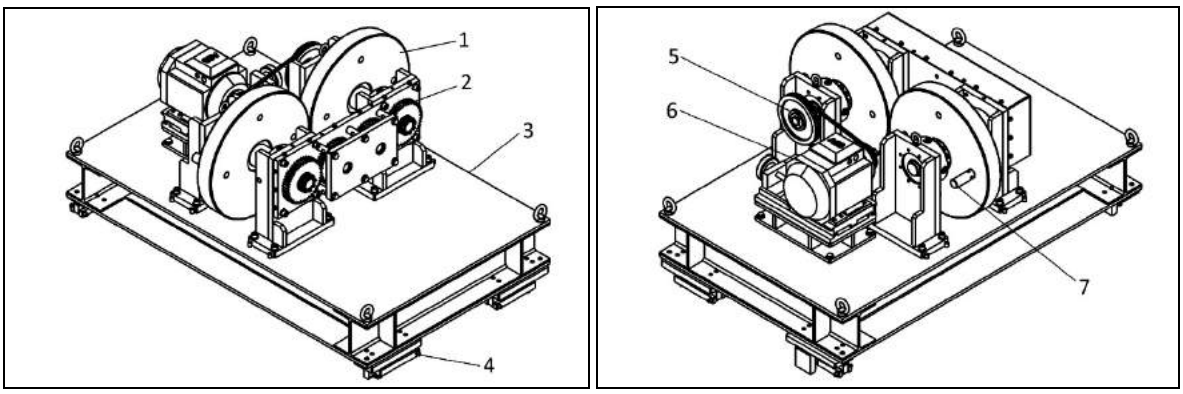


Figura 1. Esquema del equipo excitador



Figura 2. Detalle del soporte con el transductor de fuerza

3. Metodología

Para caracterizar una determinada superestructura, la máquina y la red de sensores deben ser instaladas sobre la misma. Una vez la superestructura está siendo excitada por la máquina excitadora, se deben adquirir tanto las fuerzas aplicadas en los contactos de la máquina con los carriles, con células de carga, como las aceleraciones de

vibración en las diferentes localizaciones seleccionadas para posicionar los acelerómetros. El número y situación de éstos últimos será variable en función de la tipología de superestructura y el nivel de detalle requerido en el estudio. Una red de acelerómetros se encarga de obtener las aceleraciones de vibración en la superestructura debidas a la excitación generada por la máquina. Las señales obtenidas deber registrarse en un equipo multicanal de forma simultánea. Para realizar una caracterización precisa, esta red debe ser suficientemente extensa cómo para captar todas las singularidades dinámicas de la superestructura. Esto implica que se debe colocar un mínimo de un acelerómetro por subsistema. Seguidamente se proponen algunas configuraciones tipo de dicha red de acelerómetros según la tipología de superestructura:

- Vía balastada. La configuración tipo que se propone para esta tipología de superestructura está compuesta por dos acelerómetros en la cabeza del carril, uno encima de la sujeción y el otro entre traviesas, un acelerómetro en la traviesa y, finalmente, un acelerómetro en el terreno, cerca del final del balasto.
- Vía en placa. La configuración tipo para este tipo de vía se compone de dos acelerómetros en el carril, uno encima de la sujeción y el otro entre bloques, un acelerómetro en el bloque, un acelerómetro en la placa y un acelerómetro en el terreno muy cerca de la placa.
- Vía en losa flotante. La configuración tipo propuesta es exactamente igual a la anteriormente expuesta para el caso de vía en placa.

Estos datos son utilizados por la planta para realizar un proceso de inversión, basado en algoritmos genéticos, sobre el modelo analítico de superestructura seleccionado. Un modelo analítico de superestructura se puede expresar cómo

$$\ddot{\mathbf{U}}(\mathbf{x}_u) = \Phi\big(\mathbf{p}, \mathbf{F}(\mathbf{x}_f)\big), \tag{1}$$

donde $\ddot{U}(x_u)$ son las aceleraciones de vibración en el dominio frecuencial en un determinado grupo de posiciones de evaluación x_u de puntos del sistema, Φ es el operador que representa el modelo analítico, p son todas la variables de entrada del modelo analítico y $F(x_f)$ son las fuerzas de excitación, también en el dominio frecuencial y aplicadas sobre un determinado grupo de posiciones de excitación x_f. Seleccionando las mismas posiciones de evaluación y excitación que en la planta experimental, el modelo Φ adecuado debe predecir unas respuestas $\ddot{U}_t(x_u)$ debidas a unas fuerzas de excitación $F_t(x_f)$ aproximadamente iguales a las medidas experimentalmente $\ddot{U}_e(x_u)$ y $F_e(x_f)$ si los parámetros de la superestructura *p* son aproximadamente correctos. El cometido del algoritmo de inversión es encontrar estos parámetros *p* aproximadamente correctos a partir de minimizar las funciones Re ($\ddot{U}_e(x_u) - \ddot{U}_t(x_u)$) y Im($\ddot{U}_e(x_u) - \ddot{U}_t(x_u)$) cuando $F_t(x_f) = F_e(x_f)$.

Los modelos Φ deben ser correctamente escogidos según el tipo de superestructura a caracterizar y el nivel de exactitud en la caracterización requerido. Los modelos analíticos más detallados, los cuales pueden permitir caracterizaciones más precisas, son más costosos computacionalmente, por lo que se debe llegar a un compromiso adecuado a las necesidades del estudio. Los modelos Φ implementados para la realización de esta planta se pueden clasificar en dos grandes brancas según su complejidad:

- Modelos bidimensionales de superestructura: Estos modelos no tienen en cuenta la variabilidad dinámica de la superestructura en la dirección transversal a la vía a excepción del terreno, que sí que es tridimensional. Su velocidad de cálculo es muy elevada. Estos modelos están basados la adaptación del modelo presentado en [15] a todos los grandes tipos de superestructuras ferroviarias.
- Modelos tridimensionales de superestructura: Surgen de la adaptación del modelo presentado en [16] a todos los grandes tipos de superestructuras ferroviarias, aunque con un coste computacional más elevado que los modelos anteriores. También se pueden utilizar modelos FEM tridimensionales para el mismo cometido, los cuales conllevan un coste computacional mayor pero permiten una representación más veraz de la geometría del problema y, consecuentemente, mejores resultados en la caracterización dinámica [17].

La máquina excitadora puede ser lastrada hasta un peso total máximo añadido de 6 toneladas. Así, los comportamientos no-lineales de materiales elastoméricos existentes en las superestructuras ferroviarias pueden también ser caracterizados en las condiciones lo más próximas posible a las de trabajo.

En resumen, la metodología propuesta basada en el uso del excitador desarrollado presenta las siguientes ventajas:

- Equipo transportable y con posibilidad de alimentación autónoma
- Transmisión de fuerza completamente conocida y sin ninguna otra posible via de transmisión
- Frecuencia de excitación dinámica manejable a voluntad entre 10 y 80 Hz.
- Fuerza de excitación también modulable hasta 10 kN
- No requiere que la vía esté operativa
- Posible utilización para ensayos de estructuras o terreno

4. Resultados preliminares

En esta sección se muestran los resultados preliminares de dos ensayos que demuestran que el equipo excitador y la metodología son válidos para los objetivos perseguidos, pero en el momento del envío de esta comunicación no ha sido posible realizar el procesado completo de los datos obtenidos.

4.1. Ensayo de estructura ferroviaria

Se presenta a continuación la descripción y algunos resultados preliminares de un ensayo del comportamiento dinámico de una superestructura ferroviaría que incorpora una manta elastomérica bajo balastro desarrollada en el marco del proyecto RECYTRACK (Figura 3). El procedimiento de medida incluye el uso del equipo excitador con sus cuatro transductores de fuerza, a los que se añaden cinco acelerómetros dispuestos como sigue: cabeza de rail, en la sujeción, en traviesa, y dos en terreno a tres y ocho metros del eje de la vía respectivamente. El equipo de adquisición de datos es un LMS Pimento que registra de forma simultánea las señales provenientes de los nueve transductores. Para el terreno se utilizaron acelerómetros sísmicos pegados a una piqueta clavada al terreno.



Figura 3. Imágenes del ensayo

Para la excitación se programó una alimentación del equipo según una rampa en frecuencia entre 0 y 80 Hz para un tiempo de 3 minutos seguido de la misma rampa inversa hasta 0 Hz con el mismo tiempo de descenso. El ensayo se realizó para diferentes casos de carga estática con el fin de detectar la influencia de esta variable en las características de la estructura ferroviaria. No se utilizó ninguna de las masas de desequilibrio previstas debido a la comprobación in situ de la de señal clara en cada uno de los puntos de medición. El desequilibrio causado por las roscas en los discos ya fue suficiente para conseguir señales claras.

La Figura 4 muestra la evolución temporal de la fuerza transmitida por uno de los apoyos. En ella se ve como la amplitud tiende de forma general a crecer hasta los 180 s (máxima velocidad de giro) para luego volver a reducir la amplitud. Sin embargo se observa que el comportamiento no es ni mucho menos homogéneo debido probablemente a respuesta en frecuencia de la receptancia propia de la estructura ferroviaria y probablemente también debido a la respuesta frecuencial del cojunto del equipo excitador.

La figura 5 muestra la aceleración en vía y en terreno a 8 metros del eje de la vía, en ambos casos con una aceptable relación señal-ruido. A partir de estas señales, todas ellas captadas de forma simultanea, es posible calcular funciones de transferencia entre la fuerza transmitida y la aceleración en cualquiera de los puntos de medida. La Figura 6 muestra la función de transferencia para el acelerómetro dispuesto en vía, muy cercano al

punto de aplicación de la fuerza, por lo que constituye en este caso una buena aproximación a la receptancia de la vía. En este resultado concreto, fruto de un solo ensayo, se observa una cierta variabilidad en todo el rango frecuencial, especialmente en la zona de baja frecuencia. Esto es debido a un tiempo demasiado corto de muestreo para el rango de baja frecuencia. Se observa también un efecto parecido a partir de 60 Hz pero esto es debido a la inexistencia de señal a partir de 60 Hz aproximadamente.

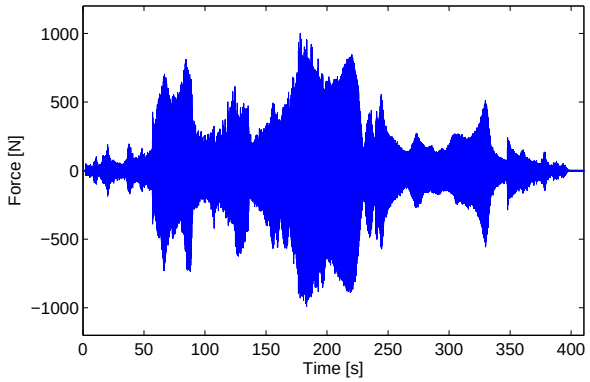


Figura 4. Fuerza transmitida por uno de los soportes.

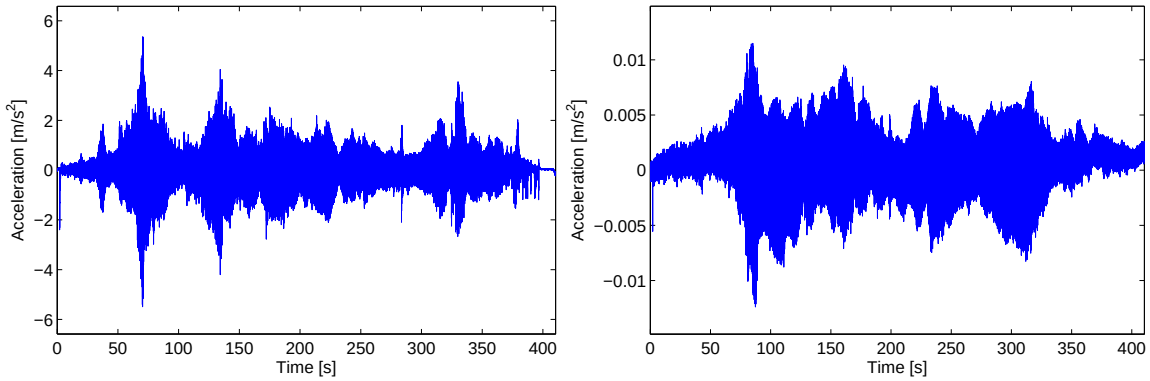


Figura 5. Fuerza transmitida por uno de los soportes.

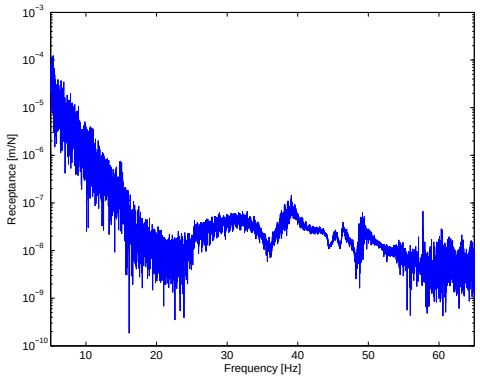


Figura 6. Receptancia de la vía.

4.2. Ensayo de edificios

En el impacto vibratorio causado por circulació ferroviaría u obras, por ejemplo, la respuesta de la edificiación afectada juega un papel fundamental y es sin embargo un ámbito de investigación no muy desarrollado, especialmente en comparación al estudio de la respuesta sísmica, muy diferente. Se pretende comprobar si el procedimiento de caracterización desarrollado para infraestructura ferroviaria se puede adaptar al caso de la edificación. Para ello se dispuso el equipo excitador en el suelo próximo a un edificio de ocho plantas en obras, monitorizando la aceleración en dos puntos de cada planta (pie de columna y centro de forjado,

aproximadamente), lo que llevó al uso de 18 canales de medición. La Figura 7 muestra unas imágenes del ensayo.



Figura 7. Ensayo dinámico de edificio

En este caso el procedimiento del ensayo se modificó respecto al de via al ser claramente más exigente en cuanto a fuerza de excitación. Se utilizaron las masas de desequilibrio y se realizaron capturas de señal a frecuencias discretas con resolución de 1 Hz. El tiempo de integración fue de 10 segundos para cada frecuencia. Un ejemplo de los resultados del ensayo se muestra en la Figura 8 para el caso concreto de excitación a 17 Hz. Se observa como el equipo consigue una excitación clara de todo el edificio a la frecuencia de ensayo, muy por encima del ruido de fondo. En el caso del espectro de fuerza se detectan los harmónicos debido a que el giro de los platos no es a velocidad constante, pero en todo caso no interfieren en la medición ni en los cálculos posteriores.

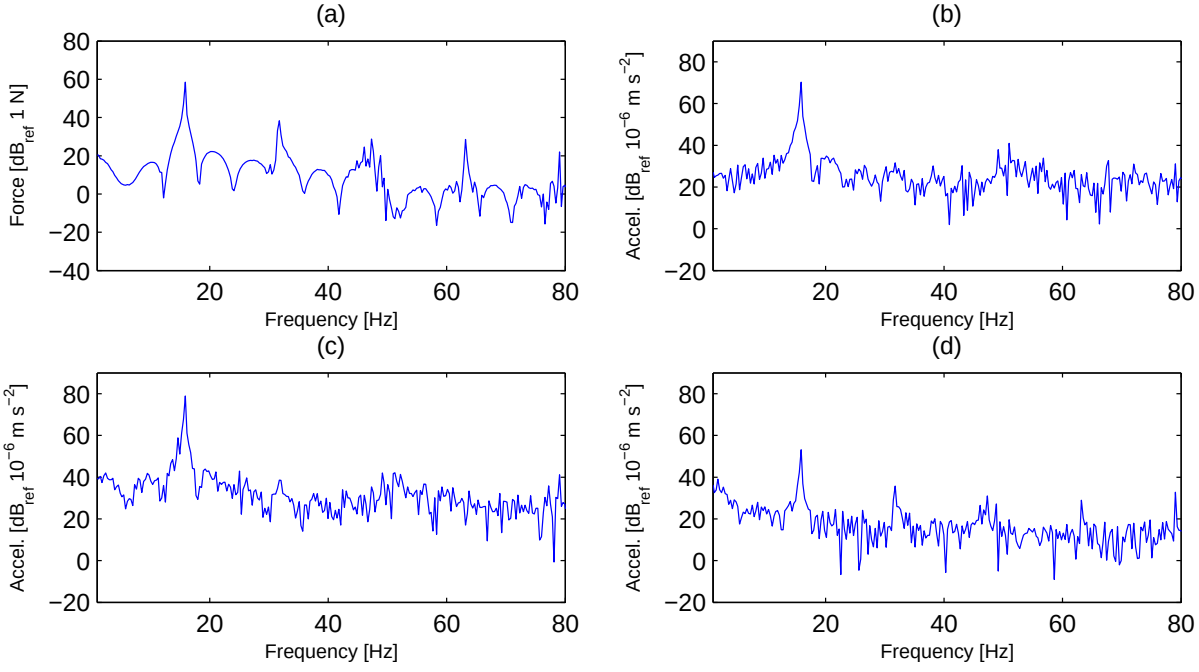


Figura 4 – Espectro frecuencial de la fuerza transmitida por uno de los apoyos (a), y de la medida en el centro de las plantas primera (b), segunda (c) y octava (d) para una frecuencia de excitación de 17 Hz.

5. Conclusiones

Se presenta una metodología de ensayo de estructura ferroviaria que utiliza un equipo excitador autónomo y portable, basado en ejes desequilibrados contrarrotantes, y un conjunto de mediciones de aceleración en el

sistema a caracterizar. Las ventajas de este sistema son principalmente el control que se puede ejercer sobre frecuencia y amplitud de fuerza, el conocimiento de la fuerza transmitida y la ausencia de vias secundarias de transmisión. En el momento de redacción de esta comunicación se ha demostrado que la amplitud de la excitación es suficiente para excitar una estructura ferroviaria y el terreno circundante o incluso un edificio de ocho plantas. La medida simultánea de fuerza transmitida por los apoyos y la aceleración en un conjunto de puntos de la planta permite el cálculo de funciones de transferencia que a su vez deberían permitir la caracterización de los elementos que componen el sistema a partir de la inversión de modelos analíticos o numéricos de la misma planta.

6. Referencias

[1] Jaroslav Smutny, Measurement and analysis of dynamic and acoustic parameters of rail fastening NDT&E, 37, 119–129. 2004,

[2] J. Maes, H. Sol, P. Guillaume, Measurements of the dynamic railpad properties. Journal of Sound and Vibration 293 (2006) 557–565.

[3] Stefano Bruni & Andrea Collina. Modelling the Viscoelastic Behaviour of Elastomeric Components: An Application to the Simulation of Train-Track Interaction. Vehicle System Dynamics:34 (2000) 283-301.

[4] S. Kaewunruen and A.M. Remennikov. An alternative rail pad tester for measuring dynamic properties of rail pads under large preloads. Experimental Mechanics, 48(1):55-64, 2008.

[5] C. Guigou-Carter, M. Villot, B. Guillerme, and C. Petit. Analytical and experimental study of sleeper SAT S 312 in slab track Sateba system. Journal of Sound and Vibration, 293(3-5):878-887, 2006

[6] Van honacker P., Goossens A. Banc d'essai pour voie ferrée. BE 1014836 (A6). Patente de invención, 2002.

[7] S. Kaewunruen, A. Remennikov. Field trials for dynamic characteristics of railway track and its components using impact excitation technique. NDT&E 40, 510-519. 2007.

[8] De Man, A. P.; Esveld, C. Recording, estimating and managing the dynamic behaviour of railway structures. Proceedings of the International Seminar on Modal Analysis. KU Leuven; 1998, 2001. p. 749-754.

[9] M. Oregui, M. Molodova, A. Núñez, R. Dollevoet, Z. Li, Experimental Investigation Into the Condition of Insulated Rail Joints by Impact Excitation. Experimental Mechanics 2015.

[10] E.G. Berggren Railway Track Stiffness. Dynamic Measurements and Evaluation for Efficient Maintenance. PhD thesis, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, 2009.

[11] Mohsen Hosseingholian, Daniel Levacher et Matoren Khay, Mesure en continu de la raideur dynamique d'une voie ferrée. Rev. can. geotech. vol. 48, 439-450, 2011.

[12] C. With, A. Bodare, Evaluation of track stiffenss with a vibrator for prediction fo train induced desplacements or railway embarnkments. Soil Dynamics and Earthquake Engineering, 29, 1187-1197. 2009.

[13] Eric G.Berggren, AmirM.Kaynia, Björn Dehlbom Identification of sustructure properties of railway tracks by dynamic stiffness measurements and simulations. Journal of Sound and Vibration, 329, 3999–4016. 2010.

[14] Fenollosa Artes F., Goma Ayats J., Martinez Miralles J. y Cardona Foix, S.. Método para el diagnóstico del nivel de transmisión de vibraciones desde una superficie de tránsito de vehículos ferroviarios y banco de ensayo para su implementación. WO 2011701687 (A1). Patente de invención, 2009.

[15] R. Arcos. A model for railway induced ground vibrations in the frame of preliminary assessment studies, Ph.D. thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, 2011.

[16] A. Karlström, A. Boström. An analytical model for train-induced ground vibrations from railways, Journal of Sound and Vibration, 292(1-2) (2006) 221-241.

[17] M Oregui, Z Li and R Dollevoet, An investigation into the vertical dynamics of tracks with monoblock sleepers with a 3D finite-element model. Proc IMechE Part F: J Rail and Rapid Transit, doi: 10.1177/0954409715569558, 2015.

Clasificación de factores asociados a la incertidumbre del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones

F. Brocal Fernández[1,2], M.A. Sebastián Pérez[2], C. González Gaya[2]

[1]*Dpto. de Física, Ingeniería de Sistemas y Teoría de la Señal. Universidad de Alicante. francisco.brocal@ua.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería de Construcción y Fabricación. UNED. msebastian@ind.uned.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería de Construcción y Fabricación. UNED. cgonzalez@ind.uned.es*

La evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones está regulada por el Real Decreto 1311/2005, resultado de la transposición de la Directiva 2002/44/CE. Dicha evaluación consiste en determinar el parámetro A(8), que depende del tiempo de exposición y de la magnitud de la vibración expresada a través de su aceleración, y comparar dicho parámetro A(8) con los valores de referencia.

Para llevar a cabo tal evaluación, la legislación citada recoge que podrán utilizarse métodos basados en la estimación del valor de la aceleración en lugar de métodos basados en la medición. Sin embargo, existe un problema de base en relación a la definición de las estrategias de medición y análisis de la incertidumbre. De este modo, ambos métodos contemplan distintos factores susceptibles de aumentar considerablemente la incertidumbre del parámetro A(8), tanto asociados al tiempo de exposición como a la magnitud de la vibración.

Cuando se aplica el método basado en la estimación, la Norma UNE-CEN/TR 15350 indica que la incertidumbre asociada al valor de la aceleración, obtenida mediante ensayo de emisión por parte del fabricante de una máquina, puede ser superior al 40% del valor de dicha aceleración. En todo caso, la combinación del tiempo de exposición y de la magnitud de la vibración puede dar como resultado incertidumbres superiores al 20% del parámetro A(8).

Dichas consideraciones pueden implicar importantes consecuencias, tanto en términos de seguridad y salud de los trabajadores, como en términos económicos relacionados con la aplicación de medidas preventivas por parte de la empresa.

De esta forma, siendo deseable definir procedimientos metrológicos y analíticos que permitan la minimización de la incertidumbre asociada al parámetro A(8), como paso previo es necesario identificar los factores implicados, diferenciando en consonancia con el RD 1311/2005, entre vibraciones cuerpo completo (VCC) y vibraciones mano-brazo (VMB), así como entre métodos basados en la estimación y en la medición.

Para ello, se ha llevado a cabo con el presente trabajo un análisis de los factores asociados a la incertidumbre del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones, obteniendo como resultado una clasificación de los mismos. Dicha clasificación permite configurar un punto de partida con el que desarrollar estrategias de medición y análisis tendentes a la reducción de la incertidumbre asociada al parámetro A(8).

1. Introducción

El desarrollo tecnológico tiende a modificar los lugares, procesos y prácticas de trabajo convencionales, pudiendo generar además de riesgos laborales tradicionales, otros denominados riesgos nuevos y emergentes [1]. Entre dichos riesgos se encuentra la exposición a vibraciones [2], cuya exposición sigue aumentando en los últimos años [3]. Actualmente, el 20% de los trabajadores de la UE y el 19% en España están expuestos a vibraciones procedentes de herramientas o maquinaria al menos una cuarta parte del tiempo de su jornada de trabajo, según se desprende la Sexta Encuesta Europea sobre Condiciones de Trabajo [4].

El marco reglamentario en materia prevención de riesgos laborales (PRL) en España se encuentra muy desarrollado, en consonancia con las directivas europeas. De esta forma, entre las numerosas directivas específicas en materia de PRL, se encuentra la Directiva 2002/44/CE sobre la exposición de los trabajadores a vibraciones [5], la cual fue transpuesta al derecho español a través del RD 1311/2005 sobre la protección de la salud y la seguridad de los trabajadores contra los riesgos relacionados con las vibraciones [6].

El RD 1311/2005 distingue entre vibración transmitida al sistema mano-brazo (VMB) y vibración transmitida al cuerpo completo (VCC). Dicha norma define VMB como la vibración mecánica que, cuando se transmite al sistema humano de mano y brazo, supone riesgos para la salud y la seguridad de los trabajadores, en particular, problemas vasculares, de huesos o de articulaciones, nerviosos o musculares. En cuanto a VCC se entiende la vibración mecánica que, cuando se transmite a todo el cuerpo, conlleva riesgos para la salud y la seguridad de los trabajadores, en particular, lumbalgias y lesiones de la columna vertebral.

En cuanto al proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral según el RD 1311/2005 consiste en determinar el parámetro A(8), que depende del tiempo de exposición y de la magnitud de la vibración expresada a través de su aceleración, y comparar dicho parámetro A(8) con los valores de referencia. Para llevar a cabo tal evaluación, la legislación citada recoge que podrán utilizarse métodos basados en la estimación del valor de la aceleración en lugar de métodos basados en la medición. Sin embargo, existe un problema de base en relación a la definición de las estrategias de medición y análisis de la incertidumbre [7]. De este modo, ambos métodos contemplan distintos factores susceptibles de aumentar considerablemente la incertidumbre del parámetro A(8), tanto asociados al tiempo de exposición como a la magnitud de la vibración.

La combinación del tiempo de exposición y de la aceleración puede dar como resultado incertidumbres superiores al 20% del parámetro A(8) [8]. Según contempla la CE [9] y Safe Work Australia [10], si se miden la magnitud de vibración y el tiempo de exposición, las incertidumbres asociadas a la evaluación de A(8) pueden significar que el valor calculado se sitúa entre un 20 % por encima y un 40 % por debajo del valor real. Si el tiempo de exposición o la magnitud de vibración son valores estimados - por ejemplo a partir de información facilitada por el trabajador (tiempo de exposición) o el fabricante (magnitud) -, la incertidumbre de la evaluación de la exposición diaria puede ser mucho mayor. En este sentido, cuando se aplica el método basado en la estimación, la Norma UNE-CEN/TR 15350 [11] indica que la incertidumbre asociada al valor de la aceleración, obtenida mediante ensayo de emisión por parte del fabricante de una máquina, puede ser superior al 40% del valor de dicha aceleración. En este contexto la evaluación de la incertidumbre se evita en varios estudios y sobre todo se descuidan incluso en normas de referencia [12]. En todo caso, tal y como considera [13], la estimación del parámetro A(8) podría ser incorrecta si los componentes de incertidumbre no se tienen en cuenta en el proceso de evaluación.

Resulta evidente que los intervalos de incertidumbre citados presentan un problema importante, que consecuentemente pueden implicar importantes consecuencias, tanto en términos de seguridad y salud de los trabajadores, como en términos económicos relacionados con la aplicación de medidas preventivas por parte de la empresa.

De esta forma, siendo deseable definir procedimientos metrológicos y analíticos que permitan la minimización de la incertidumbre asociada al parámetro A(8), como paso previo es necesario identificar los factores implicados, diferenciando en consonancia con el RD 1311/2005, entre VCC y VMB, así como entre métodos basados en la estimación y en la medición.

De este modo, se establece como objetivo del presente trabajo proponer una clasificación de los factores asociados a la incertidumbre del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones. Para ello, se analizarán las principales normas UNE de aplicación. Posteriormente, se llevará a cabo un análisis bibliográfico de estudios científico-tecnológicos en la materia que permita identificar los principales factores de incertidumbre.

2. Aspectos generales sobre el procedimiento de evaluación por exposición a vibraciones

Según lo establecido por el RD 1311/2005, la evaluación del riesgo derivado de la exposición a vibraciones mecánicas debe llevarse a cabo determinando en primer lugar el valor del parámetro A(8).

En el caso de las VMB puede emplearse la ecuación (1), que representa el valor de la exposición diaria para un periodo de 8 horas, según se recoge en la norma UNE-EN ISO 5349-1 [14]:

$$\mathbf{A(8)} = \boldsymbol{a_{hv}} \cdot \sqrt{\frac{\boldsymbol{T}}{\mathbf{8}}} \tag{1}$$

donde a_{hv} es el valor total equivalente de vibración en m/s^2 y T el tiempo de exposición en h.

Debe tenerse en cuenta que a lo largo de una jornada de trabajo la exposición diaria total a las vibraciones de un trabajador puede constar de varias operaciones con diferentes magnitudes de vibración (diferentes máquinas y/o diferentes condiciones con una o más máquinas), de modo que el parámetro A(8) se puede calcular según la ecuación (2):

$$\mathbf{A(8)} = \sqrt{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{8}}\sum_{\boldsymbol{i=1}}^{\boldsymbol{n}} \boldsymbol{a_{hvi}^2}\, \boldsymbol{T_i}} \tag{2}$$

Así, en cada caso (i) se deberá determinar la aceleración y el tiempo de exposición correspondientes a cada operación.

De forma similar, según se contempla también en el RD 1311/2005, en el caso de las VCC el parámetro A(8) se obtiene como el mayor de los valores eficaces de las aceleraciones ponderadas en frecuencia determinadas según los tres ejes ortogonales (x, y, z, para un trabajador sentado o de pie). De este modo, según se desprende de la norma UNE 14253 [16], se puede aplicar la ecuación (3) para determinar el valor del parámetros A(8) para cada eje:

$$_{\boldsymbol{l}}\mathbf{(8)} = \boldsymbol{k_l} \sqrt{\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{8}}\sum_{\boldsymbol{i=1}}^{\boldsymbol{n}} \boldsymbol{a_{wli}^2}\, \boldsymbol{T_i}} \tag{3}$$

donde a_{wli} es el valor de la aceleración eficaz ponderada en frecuencia, determinada durante el periodo de tiempo T_i, $k_x=k_y=1{,}4$ para las direcciones x e y; $k_z=1$, para la dirección z.

Posteriormente, dicho parámetro A(8) deberá compararse con los niveles de exposición que vienen fijados en el propio RD 1311/2005 y que se recogen en la Tabla 1, diferenciándose entre VMB y VCC. En el caso de las VCC, se tomará el valor A(8) más alto de los tres ejes calculados.

Tabla 1: Niveles de exposición a VMB y VCC (RD 1311/2005)

Exposición diaria a vibraciones A(8)		Intervalo de exposición a vibraciones
VMB	**VCC**	
$A(8) \leq 2{,}5\ m/s^2$	$A(8) \leq 0{,}5\ m/s^2$	No se supera el valor de exposición que da lugar a una acción
$2{,}5\ m/s^2 < A(8) \leq 5\ m/s^2$	$0{,}5\ m/s^2 < A(8) \leq 1{,}15\ m/s^2$	Por encima del valor de exposición que da lugar a una acción, pero no se supera el valor límite de exposición
$5\ m/s^2 < A(8)$	$1{,}15\ m/s^2 < A(8)$	Por encima del valor límite de exposición

3. Clasificación de los factores asociados a la incertidumbre del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones.

Para la identificación y clasificación de los factores asociados a la incertidumbre del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones mediante medición, se analizarán las normas UNE-EN ISO 5349-2 [15] y UNE 14253 [16], con las que se desarrollan sendas guías prácticas para la medición y evaluación de la exposición a VCC y VMB respectivamente.

En cuanto al proceso de evaluación del riesgo mediante estimación se tomará como referencia el trabajo desarrollado por Brocal et al. [17], el cual está basado a su vez en la norma UNE-CEN/TR 15350 [11]. Dicha norma es de aplicación únicamente a las VMB, no existiendo actualmente una norma equivalente en materia de VCC, por lo que en este caso, dichas vibraciones no se han considerado.

3.1. Proceso de evaluación basado en la medición

En ambas guías se recogen apartados específicos donde se identifican factores asociados a la incertidumbre. En ambos casos, dichos factores se agrupan en torno a los siguientes elementos: Incertidumbre de las medidas de la aceleración; Incertidumbre de la medida del tiempo de exposición; Evaluación de la incertidumbre.

Del análisis de dichos factores, se desprende como resultado la integración y clasificación de los mismos, según se muestra en la Tabla 2 y Tabla 3, para la aceleración y el tiempo de exposición respectivamente.

Tabla 2: Clasificación de los factores de incertidumbre de la medida de la aceleración

GRUPO	SUBGRUPO		FACTORES DE INCERTIDUMBRE
OPERADOR (TRABAJADOR)	CAMBIOS CAUSADOS POR EL PROCESO DE MEDIDA	• VCC	• En el funcionamiento normal de la máquina y posición del cuerpo • En el método de trabajo del operador
		○ VMB	○ En el funcionamiento normal de la herramienta y cambios en la posición de la mano y fuerzas aplicadas en el proceso de medida ○ En el método de trabajo del operador
	CAMBIOS CAUSADOS ENTRE JORNADAS DE TRABAJO	• VCC	• En las condiciones de la máquina y del equipo • En las características de la superficie de movimiento
		○ VMB	○ En las condiciones de la herramienta y herramienta insertada ○ En la posición y fuerzas aplicadas ○ En las características de los materiales que están siendo procesados
INSTRUMENTACIÓN	ACELERÓMETRO	VCC/VMB	• Montaje • Masa • Localización • Orientación
	INTERFERENCIAS	VCC/VMB	• Problemas con cable de conexión • Interferencias Electromagnéticas • Efecto Triboeléctrico • “Shift Dc”
	PRECISIÓN CALIBRACIÓN	VCC/VMB	--- ---

Tabla 3: Clasificación de los factores de incertidumbre de la medida del tiempo de exposición

GRUPO	SUBGRUPO	FACTORES DE INCERTIDUMBRE (VCC/VMB)
OPERACIÓN O CICLOS DE TRABAJO	TIEMPO DE EXPOSICIÓN	Medida de la duración de la exposición Tiempos de exposición proporcionados por los operadores
	JORNADA DE TRABAJO	Estimación del número de ciclos Variabilidad entre jornadas de trabajo

3.2. Proceso de evaluación basado en la estimación

Según el RD 1311/2005, para evaluar el nivel de exposición a vibraciones, podrá recurrirse a la observación de los métodos de trabajo concretos y remitirse a la información apropiada sobre la magnitud probable de la vibración del equipo o del tipo de equipo utilizado en las condiciones concretas de utilización, incluida la información del fabricante. Así, pueden distinguirse dos situaciones, según la procedencia de las fuentes de información: (1) Bases de datos con mediciones reales y (2) Manuales de instrucciones de los fabricantes.

Los factores de incertidumbre asociados a la situación (1), se corresponden directamente con los recogidos en la clasificación de la Tabla 2 para la aceleración y la Tabla 3 para el tiempo de exposición. Para fuentes procedentes del manual de instrucciones, es decir, cuando se trata de la situación (2), la estimación del parámetro A(8) se llevará a cabo determinando el "valor declarado de emisión de vibraciones, a y K", que según la norma UNE-EN 12096 [18], se define como valor medio de emisión de vibraciones, a, y su incertidumbre asociada, K. La suma de a y K indica el límite por debajo del que se encuentra el valor de vibraciones de una sola máquina y/o una amplia proporción especificada de valores de vibraciones de un lote de máquinas, cuando estas son nuevas. Al respecto, se puede utilizar la ecuación (4):

$$\boldsymbol{a_d = a_e + K} \tag{4}$$

donde a_d es valor declarado de emisión de vibraciones, a_e es el valor medio de emisión de vibraciones y K, la incertidumbre asociada.

La estimación del valor declarado de emisión no es directo, especialmente cuando se analizan valores procedentes del manual de instrucciones, según situación (2). Para ello, Brocal et al. [17] han desarrollado una propuesta para la mejora metodológica del proceso de evaluación recogido en la norma UNE-CEN/TR 15350 [11]. Como parte de dicha propuesta, en la determinación de los valores declarados de emisión se consideran cuatro casos, siendo: (1) No es necesario aplicar un factor de corrección y se conoce K; (2) No es necesario aplicar un factor de corrección y no se conoce K; (3) Es necesario aplicar un factor de corrección y se conoce K; y (4) Es necesario aplicar un factor de corrección y no se conoce K. Así, los factores de incertidumbre asociados a la situación 2, y en el caso de la variable aceleración, pueden clasificarse según se muestra en la Tabla 4. Para la variable del tiempo de exposición, sigue siendo válida la clasificación de la Tabla 3.

Tabla 4: Clasificación de los factores de incertidumbre en la estimación del valor declarado de emisión

GRUPO	FACTORES DE INCERTIDUMBRE (VMB)
MANUAL DE INSTRUCCIONES	Factor de corrección
	K conocida
	K desconocida

4. Análisis de los factores de incertidumbre

Mediante un análisis bibliográfico de estudios científico-tecnológicos en materia de exposición laboral a vibraciones, se identifican a continuación los principales factores de incertidumbre entre los considerados en las clasificaciones mostradas con la Tabla 2, Tabla 3 y Tabla 4.

En el caso de los factores asociados a la medición, en la Tabla 2 se recoge una clasificación a partir de dos grupos, configurados por el operador y la instrumentación. A su vez, cada grupo se divide en subgrupos y factores de incertidumbre específicos. Dicha estructura, es compatible con la recogida por otros autores, según se recoge a continuación.

Choi et al. [19] clasificaron las principales causas de incertidumbre de la medición en función del instrumento de medida (precisión, calibración, montaje, masa y localización del acelerómetro) y en función del proceso de trabajo (cambios en la operación normal de la herramienta, cambios en la postura y fuerzas aplicadas, cambios en el método de trabajo del operador). De forma similar, Buil et al. [20] establecieron una clasificación dividida en tres grupos: (A) Factores relacionados con las características de la instrumentación; (B) Factores relacionados con el método de medición de la norma ISO 5349; y (C) Factores relacionados con las características de la máquina y la operación medida. Jang et al. [21] propusieron una clasificación en función de: la herramienta (herramienta y accesorios insertados), el operador (estatura, peso y fuerza muscular), condiciones de operación (postura, fuerzas aplicadas, e instrumentación (acelerómetros y dispositivos de procesamiento de datos). Pinto and Stacchini [13] analizaron los componentes de incertidumbre debido a cambios en los métodos de trabajo de los operadores, variaciones en el características y condiciones de las máquinas, los cambios en las características de la superficie de desplazamiento, la duración de la exposición, y los errores sistemáticos debido a los equipos de medición.

4.1. Proceso de evaluación basado en la medición

Respecto a los factores que implican la mayor contribución de la incertidumbre de las VMB, Choi el al. [19] señalan los cambios en la postura de trabajo y la fuerza aplicada (empuje y agarre). En este sentido, Buil et al. [20] llevaron a cabo un estudio con el que concluyeron que en la mayoría de las máquinas estudiadas, factores como distintos operadores, el tipo de trabajo realizado con la máquina y la herramienta insertada causan diferencias notables (entre un 15% y un 35 %) en los valores de vibración medidos. Jang et al. [21] determinaron que entre los factores de incertidumbre, la variación según la herramienta utilizada fue el factor más dominante. Dicha variación mostró un valor constante entre el 11,7% a 13,7% para los tres tipos de herramienta estudiados.

En relación a las fuerzas de agarre, Ainsa et al. [22] indican que diferentes fuerzas tienen menos influencia de lo esperado. Sin embargo, en cuanto al método de sujeción, Buil et al. [20] concluyen que utilizando indistintamente los diferentes métodos de sujeción recomendados en la norma UNE-EN ISO 5349-2, la incertidumbre asociada al método de sujeción es del orden de entre el 5% y el 9 % del valor medido. En el método de sujeción influyen el tipo de adaptador utilizado (adaptador de brida, adaptador sujeto a mano o acelerómetro pegado), y el ángulo del acelerómetro respecto a la vertical. En este sentido, Ainsa et al. [22] indican que los resultados de su investigación demuestran que la posibilidad de utilizar diferentes métodos de fijación del acelerómetro (de acuerdo con UNE-EN ISO 5349-2) y el montaje de los acelerómetros en diferentes ángulos con relación al plano horizontal producen la mayor contribución a la incertidumbre total (en condiciones de laboratorio). La incertidumbre total de las mediciones en este trabajo, teniendo en cuenta tanto la instrumentación y el método de fijación, alcanza hasta un 8% de los valores medidos.

En cuanto a VCC, Pinto and Stacchini [13] concluyeron que las diferencias en las características de las máquinas y/o en ciclos de trabajo fueron los componentes de la incertidumbre más relevantes. La incertidumbre relativa global se encontró en el intervalo comprendido entre el 14% y 32%, mientras que la incertidumbre relativa causada por el transductor y el equipo de medición en un sistema correctamente calibrado fue menor del 4%.

En relación a la instrumentación utilizada, Choi el al. [19] indican que la incertidumbre causada por la medida del instrumento es normalmente pequeña comparada con la del proceso de trabajo. Ainsa et al. [22] consideran que de los factores relacionados con la instrumentación, el comportamiento de los acelerómetros implica una contribución notable a la incertidumbre total, mientras que la contribución de los vibrómetros es insignificante. Mediante las pruebas de laboratorio llevadas a cabo por Buil et al. [20],se deduce que la incertidumbre asociada a los equipos de medida (acelerómetro más vibrómetro) es del orden de entre 2,5% y 3 % del valor medido.

4.2. Proceso de evaluación basado en la estimación

Tal y como consideran Nitti et al. [23], la aplicación del método de medición directo no siempre es necesario o apropiado, debido a los siguientes factores: (1) la dificultad práctica de la identificación de las condiciones de medición que se consideran representativas de todas las situaciones reales de trabajo; (2) razones económicas, con la asunción de recursos y tiempo; (3) el alto grado de incertidumbre relativa, y (4) la escasez de profesionales expertos en este campo.

Nitti et al. [23] tomaron los valores de emisión de herramientas específicas obtenidos mediante mediciones reales, según se encuentran en la base de datos del ISPESL (*Istituto Nazionale Per L'Assicurazione Contro Gli Infortuni Sul Lavoro*), y fueron comparados con aquellos declarados por los fabricantes en su manuales de instrucciones. Al respecto, los autores citados consideran que los valores del ISPESL resultaron ser más fiables que las estimaciones basadas en los valores de emisión declarados por los fabricantes, o los valores ajustados por factores de corrección. Dichos autores añaden que los valores de vibraciones indicados por los fabricantes, cuando están ajustados adecuadamente, parecen ser menos fiables que los valores de base de datos ISPESL, así como no conservadores en determinados casos.

De forma similar, Rimmell et al. [24] compararon los valores de emisión de las VMB declarados por los fabricantes, con y sin factores de corrección según norma UNE-CEN/TR 15350 [11], con los valores medidos que se encuentran en la base de datos OPERC - HAVTEC (*Hand-Arm Vibration Test Centre*). Dichos valores se midieron de acuerdo con la ISO 5349 usando condiciones de trabajo simuladas, y para cierta gama de accesorios insertados para cada herramienta testeada. Los autores concluyeron que, en general, los fabricantes subestiman con los valores declarados, el nivel de vibraciones en el lugar de trabajo, mientras que los factores de corrección que figuran en la norma UNE-CEN/TR 15350 [11] sobreestiman el nivel de vibraciones del lugar de trabajo.

No obstante, y en un sentido general, Moschioni et al. [12] indican que los datos recuperados de las bases de datos pueden ser engañosos ya que, a menudo, no se proporciona ni las mediciones de la incertidumbre ni una indicación completa de las condiciones de medición. Incluso cuando las incertidumbres y las condiciones son especificadas, el efecto de los cambios en las condiciones de medición son impredecibles.

5. Conclusiones

Con el presente trabajo se ha desarrollado una clasificación de los factores de incertidumbre asociados a la evaluación de la exposición laboral a VMB y VCC. Para ello y en consonancia con el RD 1311/2005, se ha diferenciado entre el proceso de medición y el proceso basado en la estimación. A su vez, en ambos casos se ha diferenciado entre las variables aceleración y tiempo de exposición.

En el caso de los factores asociados a la medición, dicha clasificación se basa en las normas UNE-EN ISO 5349-2 [15] y UNE 14253 [16] sobre VCC y VMB respectivamente.

Así, en el caso de las VMB, los factores de incertidumbre más importantes se localizan dentro del grupo denominado "Operador" y del subgrupo "Cambios causados entre jornadas de trabajo". Al respecto, Buil et al. [20] indentificaron incertidumbres comprendidas entre un 15% y un 35 %. En segundo lugar en términos de importancia, dentro del grupo "Instrumentación", y del subgrupo "Acelerómetro", Buil et al. [20] concluyen que la incertidumbre asociada al método de sujeción es del orden de entre el 5% y el 9 % del valor medido. En relación a la instrumentación utilizada, Choi el al. [19] indican que la incertidumbre causada por la medida del instrumento es normalmente pequeña comparada con la del proceso de trabajo. Ainsa et al. [22] consideran que la contribución de los vibrómetros es insignificante.

De forma equivalente, cuando se trata de VCC, los factores de incertidumbre más importantes también se localizan dentro del grupo denominado "Operador" y del subgrupo "Cambios causados entre jornadas de trabajo". En este sentido, Pinto and Stacchini [13] concluyeron que la incertidumbre relativa global se encontró en el intervalo comprendido entre el 14% y 32%, mientras que la incertidumbre relativa causada por el transductor y el equipo de medición en un sistema correctamente calibrado fue menor del 4%.

En cuanto al proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones mediante estimación, la clasificación obtenida se basa en el trabajo desarrollado por Brocal et al. [17], el cual está basado a su vez en la norma UNE-CEN/TR 15350 [11]. Dicha norma es de aplicación únicamente a las VMB, no existiendo actualmente una norma equivalente en materia de VCC, por lo que dichas vibraciones no se han considerado.

En el proceso basado en la estimación, según se desprende de los estudios [23] y [24] los valores de las bases de datos pueden considerarse, con carácter general, más fiables que los valores declarados por los fabricantes en su manuales de instrucciones. No obstante, con carácter general los datos recuperados de las bases de datos pueden ser engañosos ya que, a menudo, no proporciona ni la mediciones de la incertidumbre ni una indicación completa de las condiciones de medición [12]. Incluso cuando las incertidumbres y las condiciones son especificadas, el efecto de los cambios en las condiciones de medición son impredecibles. Además, el proceso basado en la norma UNE-CEN/TR 15350 [11] requiere de modificaciones y adaptaciones científico-tecnológicas que, consideren muy especialmente, la disminución de la incertidumbre asociada a la determinación del parámetro A(8) [17].

De este modo, los factores anteriormente considerados con sus respectivos intervalos de incertidumbre, son compatibles con aquellos intervalos del parámetro A(8) considerados por [9,10] situados entre el 20% y 40 % por debajo del valor real. Además, si el tiempo de exposición o la magnitud de vibración son valores estimados, la incertidumbre de A(8) puede ser mucho mayor.

Con el fin de reducir la incertidumbre en la determinación y evaluación del parámetro A(8), tal y como consideran [12] y [24], el escenario ideal es medir el nivel de vibraciones en condiciones reales. Cuando no es posible o práctico medir la herramienta en cuestión, se podría obtener el valor más representativo de la exposición a las vibraciones a través de una base de datos alimentada según la norma UNE-EN ISO 5349-1. Como opción última, se puede recurrir a la utilización de los valores declarados por el fabricante con el factor de corrección que, en su caso, corresponda.

En condiciones reales, y con el objetivo de reducir el valor global de la incertidumbre, Buil et al. [20] recomiendan, entre otros, un coeficiente de variación (desviación típica de resultados dividido por la media) menor que 15 %. En todo caso, según se desprende del estudio de [12], la gran variabilidad de la caracterización de las mediciones de las vibraciones (VMB) puede ser justificada y explicada. En particular, existe un límite inferior a la dispersión de los datos, dado por la variabilidad del proceso, que no puede ser reducido aún más, cualquiera que sea el procedimiento de medición adoptado.

Finalmente, a partir del presente estudio, se pueden desarrollar nuevos trabajos con los que se diseñen técnicas de análisis de carácter cualitativo y/o cuantitativo, que consideren de forma ponderada el conjunto de factores de incertidumbre asociados al proceso de evaluación de riesgos por exposición a vibraciones, diferenciando entre VMB y VCC así como entre los procesos basados en la estimación y la medición.

6. Referencias

[1] F. Brocal, M.A. Sebastián. Analysis and Modeling of New and Emerging Occupational Risks in the Context of Advanced Manufacturing Processes. 25th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation. 100, (2015), 1150-1159.

[2] E. Flaspöler, D. Reinert, E. Brun. Expert forecast on Emerging Physical Risks related to occupational safety and health, European Agency for Safety and Health at Work, Bélgica. 2005. ISBN 92-9191-165-8.

[3] Álvarez, T. Aspectos ergonómicos de las vibraciones. Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT). 2014. NIPO (en línea): 272-14-082-5.

[4] Eurofound – European Foundation for the Improvement of Living and Working Conditions (2015). Physical factors. Sixth European Working Conditions Survey – 2015.

[5] Directiva 2002/44/CE del Parlamento Europeo y del Consejo de 25 de junio de 2002 sobre las disposiciones mínimas de seguridad y de salud relativas a la exposición de los trabajadores a los riesgos derivados de los agentes físicos (vibraciones) DOCE, 6 de julio de 2002, núm. 177, pp 13–20.

[6] Real Decreto 1311/2005, de 4 de noviembre, sobre protección de la salud y la seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.

[7] F. Brocal, M.A. Sebastián, C. González. Classification Proposal of Metrological Techniques in Occupational Safety and Health. 26th DAAAM International Symposium, Croatia, 21st-24th October 2015.

[8] HSE (Health and Safety Executive). HAV. The Control of Vibration at Work Regulations 2005. Guidance on Regulations. HSE. 2008. ISBN 978-07-1-76-6125-1.

[9] CE (Comisión Europea). Guía no vinculante sobre buenas prácticas para la aplicación de la Directiva 2002/44/CE (vibraciones en el trabajo). CE. 2007. ISBN 978-92-79-07534-6.

[10] Safe Work Australia. Guide to measuring and assessing workplace exposure to hand-arm vibration. Safe Work Australia. 2015. ISBN 978-1-76028-384-1.

[11] AENOR. UNE-CEN/TR 15350 IN. Vibraciones mecánicas, Directrices para la evaluación de la exposición a las vibraciones transmitidas por la mano usando la información disponible incluyendo la información proporcionada por los fabricantes de maquinaria. Madrid. 2013.

[12] G. Moschioni, B. Saggin, M. Tarabini, Prediction of data variability in hand-arm vibration measurements, Measurement, 44 (2011), 1679-1690.

[13] I. Pinto, N. Stacchini. Uncertainty in the evaluation of occupational exposure to whole-body vibration. Journal of Sound and Vibration 298 (2006), 556–562.

[14] AENOR. UNE-EN ISO 5349-1. Vibraciones mecánicas. Medición y evaluación de la exposición humana a las vibraciones transmitidas por la mano. Parte 1: Requisitos generales. Madrid. 2002.

[15] AENOR. UNE-EN ISO 5349-2. Vibraciones mecánicas. Medición y evaluación de exposición humana a vibraciones transmitidas por mano. Parte 2: Guía práctica para medición en lugar de trabajo. Madrid. 2002.

[16] AENOR. UNE 14253:2004+A1. Vibraciones mecánicas. Medidas y cálculos de la exposición laboral a las vibraciones de cuerpo completo con referencia a la salud. Guía práctica. Madrid. 2009.

[17] F. Brocal, M.A. Sebastián, C. González. Propuesta para la mejora metodológica del proceso de evaluación del riesgo por exposición laboral a vibraciones mano-brazo mediante estimación. XX Congreso Internacional de Dirección e Ingeniería de Proyectos. Cartagena 13, 14 y 15 de julio de 2016.

[18] AENOR, UNE-EN 12096. Vibraciones mecánicas. Declaración y verificación de los valores de emisión vibratoria. Madrid. 1998.

[19] S-H. Choi, H-K. Jang, T-W. A Study on the Reduction of Uncertainty in the Measurement of Power Tool Vibration. Jornal of Mechanical Science and Technology, 21, (2007), 282-290.

[20] F. Buil, C. Millán, R. Monge, I. Aínsa. Vibraciones en mano-brazo. Estudio metrológico aplicado a la práctica de la prevención de riesgos laborales. Anexo III. Resumen del Proyecto. Instituto Tecnológico de Aragón (2008), 1-26.

[21] H-K. Jang, C-M. Song, S-I. Hong, S-H. Choi. Investigation into the uncertainty in measurements and evaluation of hand-transmitted vibration. Proceedings of the First American Conference on Human Vibration June 5-7, 2006, Morgantown, West Virginia, U.S.A.

[22] I. Ainsa, D. Gonzalez, M. Lizaranzu, C. Bernad. Experimental evaluation of uncertainty in hand-arm vibration measurements. International Journal of Industrial Ergonomics, 41 (2011), 167-179.

[23] R. Nitti, P. De Santis, P. Nataletti. Assessment of hand-arm vibrations exposure by means estimation methodologies: comparison between vibration databases (ISPESL) and information provided by tool manufacturers. Canadian Acoustics 39 (2011), 106-107.

[24] A. Rimmell, L. Notinia, N. J. Mansfielda, D.J. Edwards. Variation between manufacturers' declared vibration emission values and those measured under simulated workplace conditions for a range of hand-held power tools typically found in the construction industry. International Journal of Industrial Ergonomics 38 (2008), 661–675.

Análisis experimental mediante el uso de DIC 2D de una viga sometida a vibración y su comparación con resultados numéricos

A.J. Molina Viedma[1], E. López Alba[2], L. Felipe Sesé[3], F. Díaz Garrido[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. ajmolina@ujaen.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. elalba@ujaen.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. lfelipe@ujaen.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. fdiaz@ujaen.es*

La realización de simulaciones numéricas en el campo de las vibraciones mecánicas y del análisis modal precisa de la estimación previa de parámetros modales como el factor de amortiguamiento histerético. Para la obtención de este parámetro, existen distintos procedimientos experimentales que permiten, además, validar la simulación numérica gracias a la caracterización modal que desempeñan, determinando las frecuencias naturales y la forma de los modos propios, además del mencionado factor de amortiguamiento. En el presente trabajo, se lleva a cabo una comparativa numérico-experimental del comportamiento mecánico de una viga en voladizo. En el ámbito experimental, se realiza un ensayo de impacto con martillo, midiendo la respuesta con un acelerómetro, con el objetivo de determinar las frecuencias naturales y los coeficientes de amortiguamiento de la misma. Este amortiguamiento es utilizado como parámetro de entrada para la obtención de la solución numérica de la respuesta en forma de su función de transmisibilidad en el extremo libre de la viga. El resultado es contrastado experimentalmente mediante un ensayo del componente por movimiento de la base, mediante el uso de un shaker, y cuya excitación coincide con la frecuencia natural del componente. Los resultados experimentales muestran el potencial de la técnica de Correlación Digital de Imágenes para la medida de los desplazamientos de la viga durante la excitación por movimiento de la base, en el que se utiliza el fenómeno estroboscópico para poder obtener los desplazamientos a frecuencias superiores a la de la propia cámara empleada. Esta metodología es aplicada para los dos primeros modos de vibración a flexión del componente.

1. Introducción

Tradicionalmente, el análisis modal experimental se ha desempeñado utilizando acelerómetros u otros transductores como principales sistemas de medición. Sin embargo, estos transductores presentan la desventaja de estar adheridos a la superficie del componente, pudiendo introducir una modificación sustancial del comportamiento del mismo debido al aporte de masa que suponen (*mass-loading effect*) [1]. Adicionalmente, se trata de sistemas de medición puntual que precisan del uso simultáneo de un elevado número de transductores o, en su defecto, un ensayo secuencial excesivamente prolongado en el tiempo para una caracterización espacial completa del componente en cuestión.

Como solución a estos problemas, desde hace varias décadas, diferentes autores han llevado a cabo estudios [2–8] basados en la aplicación de técnicas ópticas de campo completo. Esta técnicas se caracterizan por ser no invasivas (no precisan de contacto con el componente a analizar) a la vez que proporcionan información cuantitativa en una amplia superficie de manera simultánea. Entre ellas, pueden destacarse algunas tales como *Digital Holographic Interferometry*, *Electronic Speckle Pattern Interferometry* (ESPI), *Scanning Laser Doppler Vibrometry* (SLDV) [9, 10] y más recientemente la técnica de correlación digital de imágenes (DIC) [11].

Por este motivo, han sido varios los autores [2–4] que han intentado aplicar técnicas ópticas de campo completo al análisis de ensayos *Forced Normal Mode* (FNM), donde el componente es excitado sinusoidalmente a una de sus frecuencias naturales. A este respecto cabe destacar que la técnica DIC es una de las más extendidas y con mayor progresión para el análisis de eventos dinámicos.

Estudios previos han puesto de manifiesto el potencial de la técnica DIC, en su versión 3D usando un sistema estereoscópico de dos cámaras de alta velocidad, para determinar la forma de los modos por medio de un ensayo

FNM a las frecuencias naturales predeterminadas mediante otras técnicas [5–8]. Esta técnica es particularmente interesante en estos ensayos puesto que permite una caracterización de campo completo de la forma del modo de manera sencilla.

Partiendo de esta base, en este estudio se plantea el análisis de los desplazamientos desarrollados en ensayos FNM por una viga en voladizo. La viga fue sometida a vibración por movimiento de la base al ser anclada a la armadura de un shaker electrodinámico, que fue empleado para aplicar la excitación. La respuesta de la viga fue medida mediante un sistema óptico para la aplicación de DIC 2D con una única cámara. Previamente, se llevó a cabo una caracterización modal de la viga en un ensayo de impacto con martillo instrumentado, determinando sus frecuencias naturales y factores de amortiguamiento. Los valores experimentales de frecuencias naturales fueron validados por el método de los elementos finitos, FEM, mediante el cual se llevó a cabo también un análisis dinámico para validar los resultados de DIC 2D, simulando una excitación sinusoidal por movimiento de la base del mismo modo que se hizo experimentalmente.

2. Elemento de estudio

El elemento con el que se ha llevado a cabo este estudio es un viga cantiléver escalonada diseñada especialmente para servir de patrón de calibración de sistemas ópticos [12]. Consiste en un diseño escalable que mantiene sus proporciones en función del grosor de la parte delgada, T. De esta manera, la parte delgada de la viga tiene una longitud 40T, un ancho uniforme 10T. La parte gruesa tiene un espesor de 5T y longitud 20T. Juntas, confieren a la viga una longitud total de 60T. La zona gruesa está destinada a la sujeción de la viga, para simular un empotramiento perfecto. Experimentalmente, se ha demostrado que existe gran concordancia entre el comportamiento experimental de la viga con respecto a los modelos analíticos y numéricos [13], por lo que se presentó como un elemento especialmente adecuado para llevar a cabo este estudio.

En particular, este patrón (figura Figura 1:) está fabricado en aluminio y tiene un espesor T de 4 mm, por lo que su longitud es 160 mm y su anchura 40 mm.



Figura 1: Viga cantiléver analizada

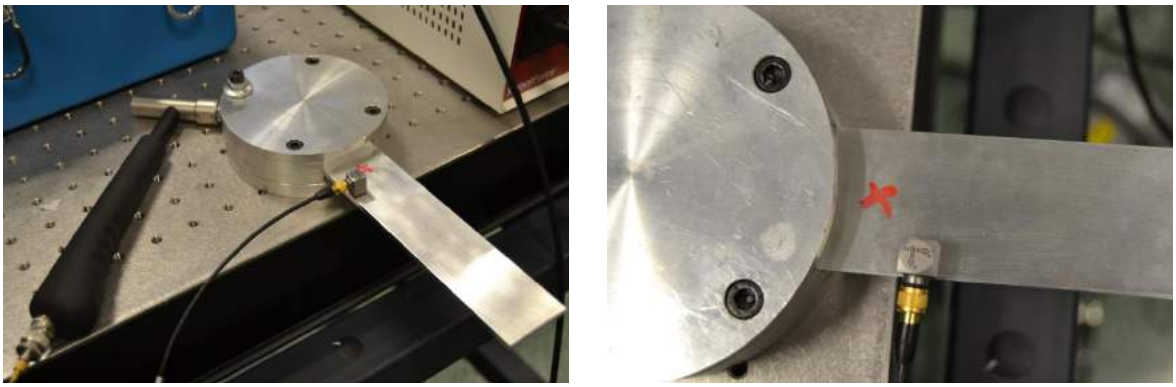
3. Metodología experimental

3.1. Detección de frecuencias naturales y factores de amortiguamiento en ensayo de impacto

Con la realización de este tipo de ensayo se busca determinar, de una manera rápida, las frecuencias naturales de la probeta. Para ello, mediante una mordaza, la viga fue anclada a una mesa óptica de modo que se simulase un empotramiento perfecto (ver Figura 2: (a)). Se empleó un acelerómetro para estudiar la respuesta de la viga y un martillo instrumentado para aplicar y medir excitación. Con las señales de ambos transductores piezoeléctricos, se representó la función de respuesta a la frecuencia, FRF, correspondiente al punto de aplicación de fuerza y al de medida de aceleración. El punto de impacto se dispuso en las inmediaciones del empotramiento, como se muestra en la Figura 2: (b), pues es ahí donde la rigidez es mayor, evitando así que se produjesen rebotes sobre la punta del martillo. Igualmente, el punto de medida con el acelerómetro se escoge también en esa región dado que, así, menor es la influencia que tiene sobre la masa efectiva del modo y, consecuentemente, en su frecuencia natural. En todos los casos se usó un acelerómetro de rango de medida 500 g ya que se determinó experimentalmente que la aceleración transmitida en la mayoría de los casos era de ese orden de magnitud.

El análisis en frecuencia se llevó a cabo considerando un espectro de frecuencia de 0 Hz a 3200 Hz con un total de líneas de frecuencia de 3200. Ello implica una muestra temporal para aplicación del método de Welch de un segundo de duración, lo cual es suficiente para que se atenúe la señal producida por el impacto. Múltiples muestras fueron promediadas para aumentar la relación señal-ruido. Dada la configuración del ensayo de impacto, no fue necesario aplicar ninguna ventana para reducir el efecto *leakage.*

Finalmente, a partir de esta FRF pudieron determinarse los factores de amortiguamiento respectivos a los distintos modos mediante la aproximación del círculo de Nyquist. Para ello, fue necesario considerar que la FRF presentada por el programa mostraba la relación entre aceleración y fuerza, mientras que la aproximación del círculo de Nyquist se establece para la relación entre desplazamiento y fuerza. De este modo, puesto que la manera más sencilla de pasar de aceleración a desplazamiento una función en el dominio de la frecuencia, sin necesidad de integrar señales en dominio temporal, es dividir por $(i\omega)^2$, esta FRF fue modificada.



(a) (b)

Figura 2: (a) Disposición del ensayo de impacto. (b) Colocación del acelerómetro y punto de impacto.

3.2. Medida de desplazamientos mediante DIC 2D en ensayos sinusoidales

En estos ensayos se usa el shaker para excitar la pieza en resonancia y establecer una relación de transferencia, entre la entrada producida por el shaker y la salida medida con esta técnica. La excitación producida es propia de movimiento de la base, puesto que la misma mordaza anterior fue empleada para anclar la viga a la armadura del shaker, desplazándose simultáneamente con ella (ver Figura 3:).

DIC 2D es una técnica cuya medida de desplazamientos se restringe a aquellos que se producen en el plano perpendicular al eje óptico de la cámara. En el análisis de las probetas cantiléver, los desplazamientos se producen únicamente en dirección vertical. Por consiguiente, la medida con esta técnica se restringe al canto de la viga, superficie que se desplaza en el plano de los desplazamientos. Finalmente, se aplicó un patrón aleatorio de blancos y grises conocico como speckle al canto de la viga y se situó la cámara perpendicularmente a dicho plano. De este modo, los algoritmos de DIC 2D constuyen los campos de desplazamientos por medio de un seguimiento sobre ese speckle.



Figura 3: Disposición de la cámara ortogonalmente al canto para la medición de los desplazamientos de la punta de la viga en un ensayo de excitación por movimiento de la base

Debido al pequeño espesor de la probeta, no puede analizarse la deformación de toda la longitud de la viga. Consecuentemente, el seguimiento de los desplazamientos se centró en el extremo libre de la viga, donde en cualquier modo de flexión los desplazamientos son máximos. Además, los ensayos se limitaron a los dos primeros modos de vibración a flexión, donde los desplazamientos son significativos. Por consiguiente, el objetivo fue el de determinar el valor de la amplificación de la vibración inducida en la punta de la viga respecto al movimiento de la base.

Para medir el desplazamiento de la base, se utilizó el acelerómetro KISTLER 8704B50 de aceleración máxima 50 g. El acelerómetro fue situado sobre la mordaza que ancló la viga a la armadura del shaker. Para obtener el desplazamiento de excitación, la señal de aceleración fue integrada de manera análoga al ensayo con martillo instrumentado.

Por otra parte, el sistema óptico está limitado por una frecuencia de captura cercana a 100 Hz. Sin embargo en los casos en los que se trabajó, la frecuencia del movimiento era superior a los 100 Hz. Para solventar esta limitación, se empleó el efecto estroboscópico, escogiendo una frecuencia de captura ligeramente retrasada respecto a un divisor de la frecuencia de excitación. De esta manera, se fue posible construir un ciclo de desplazamiento a partir de puntos correspondientes a distintos periodos.

4. Simulación numérica

Todo el cálculo numérico se llevó a cabo mediante el software de elementos finitos ABAQUS. La metodología se basó en la realización de un análisis modal en el que se determinaron los modos propios de la probeta. En base a los resultados de este análisis modal, se llevó a cabo un análisis dinámico bajo una solicitación armónica de desplazamiento de la base en el que se simuló el ensayo FNM experimental.

Durante el modelado y el mallado, se llevaron a cabo una serie de simplificaciones para reducir el coste computacional de las simulaciones (Figura 4:). En primer lugar, se modeló únicamente la parte delgada sin la base gruesa, sobrentendiendo que la influencia de esta parte gruesa en el comportamiento de la viga es despreciable. En segundo lugar, dado que solicitación de la viga es una solicitación de flexión, resulta óptimo el uso de elementos planos *shell*, con lo que se reduce considerablemente el número de nodos y se alivia el cálculo. Se escogió un tamaño de elemento uniforme a lo largo de la probeta de 2 mm.

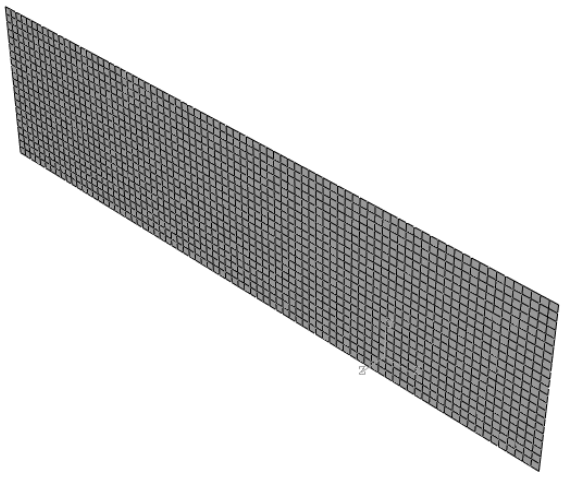


Figura 4: Modelado y mallado de la viga

4.1. Configuración del análisis modal

Con el análisis modal se buscó determinar los primeros modos de vibración, representados por sus frecuencias naturales y su deformada típica o forma del modo.

En cuanto a las condiciones de contorno, se simuló el empotramiento en una de las aristas de la probeta ya que, además, es así como se realizaron todos los ensayos experimentales.

4.2. Configuración del análisis dinámico

Conocido el resultado del análisis modal numérico, la simulación dinámica perseguía construir la función de transmisibilidad por movimiento de la base en las inmediaciones de la resonancia. Para ello, en primer lugar, fue necesario asignar amortiguamiento al material. La tipología de amortiguamiento apropiada para la simulación corresponde con el amortiguamiento estructural β, calculado previamente para cada modo mediante la aproximación del círculo de Nyquist de los picos de la FRF obtenida en el ensayo de impacto.

En esta ocasión, la condición de contorno simulaba el movimiento armónico de la base. Para ello se introdujo tal desplazamiento en la dirección deseada. Para facilitar la interpretación de los resultados, el desplazamiento de la base que se asignó fue la unidad. De esta manera, la respuesta se encuentra normalizada y el desplazamiento en la punta representa la función de transmisibilidad, es decir, desplazamiento de la punta por unidad de

desplazamiento de la base. Con ello, se monitorizaron los desplazamientos en uno de los nodos del extremo de la viga para posteriormente ser contrastados con los resultados experimentales.

5. Resultados y discusiones

Siguiendo la secuencia experimental, la Figura 5: muestra la FRF correspondiente al ensayo de impacto. Aunque se observan hasta cinco picos, únicamente se extrajeron los dos primeros modos correspondientes a un comportamiento a flexión, que son aquellos que serían medidos con DIC 2D. Los picos restantes correspondían con modos de flexión superiores o modos de torsión, que no eran de interés en este estudio.

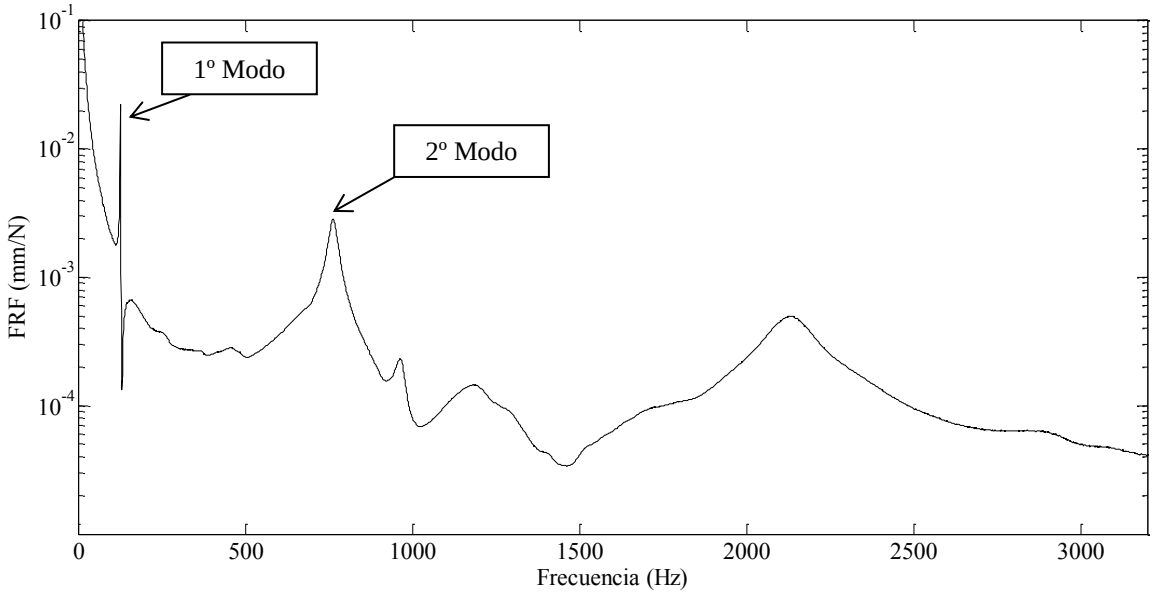


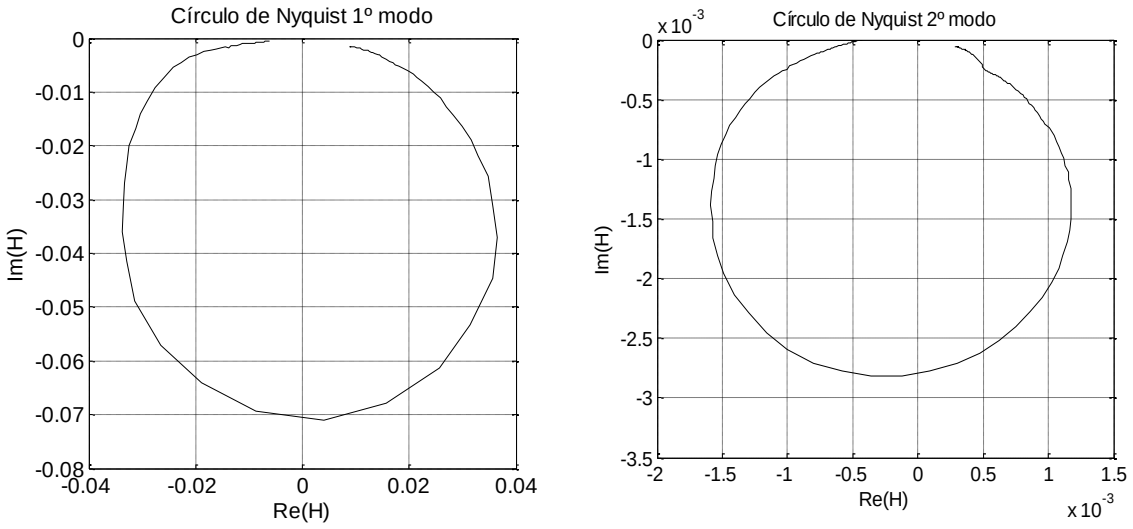
Figura 5: FRF de desplazamiento de la viga en correspondiente al ensayo de impacto.

Al analizar los datos ofrecidos por la gráfica, se identifican las resonancias a las frecuencias de 126 Hz y 764 Hz correspondientes al primer y segundo modo de flexión, respectivamente. Al representar en el plano complejo las inmediaciones de los picos de ambos modos (Figura 6:), se observa que adoptan una tendencia similar a un círculo. Al aplicar la aproximación del círculo de Nyquist, se obtiene un factor de amortiguamiento histerético de 2.34% para el primer modo y 2.36% para el segundo. En cuanto al análisis modal realizado mediante el método de los elementos finitos, las frecuencias correspondientes a estos dos modos se recogen junto con las obtenidas experimentalmente en la Tabla 1:. Se puede comprobar que para el primer modo existe gran correspondencia entre los resultados obtenidos numéricamente y experimentalmente. En cuanto al segundo modo, se presenta una diferencia más clara entre ambos métodos que se deben, esencialmente, a unas condiciones experimentales que no son perfectamente ideales como ocurre en el caso de la simulación numérica. No obstante, téngase en cuenta que el error en la frecuencia del segundo modo es del 6,13%.

Tabla 1: Frecuencias naturales (Hz) de la viga en voladizo obtenidas numérica y experimentalmente.

Modo	Simulación numérica	Experimental impacto
1	130.43	126
2	813.90	764

Conocidas, pues, las frecuencias naturales de la viga, fue posible llevar a cabo los ensayos FNM para obtener la respuesta normalizada del extremo de la viga en cada uno de los modos aplicando la técnica DIC 2D. En la Figura 7: se representa una muestra de los resultados típicos obtenidos con esta técnica. En particular se corresponde con los desplazamientos verticales mínimos registrados cuando la viga es excitada en su primer modo de vibración. En ella se puede comprobar que el campo de desplazamientos abarca una pequeña región del extremo de la viga de aproximadamente 20 mm de longitud. Para poder llevar a cabo la comparación con los resultados numéricos, de este campo se extrajo el vector temporal correspondiente a un punto lo más cercano posible al extremo, marcado en la Figura 7:. La Figura 8: muestra los desplazamientos registrados en este punto para cada uno de los dos modos a flexión.



(a) (b)

Figura 6: Círculos de Nyquist correspondientes a los dos primeros modos de flexión de la viga. (a) Primer modo de vibración. (b) Segundo modo de vibración

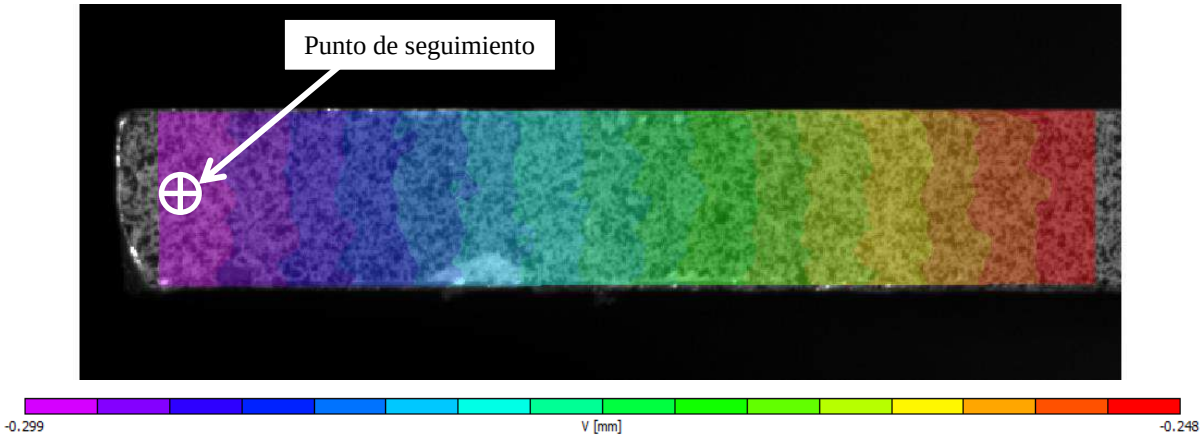
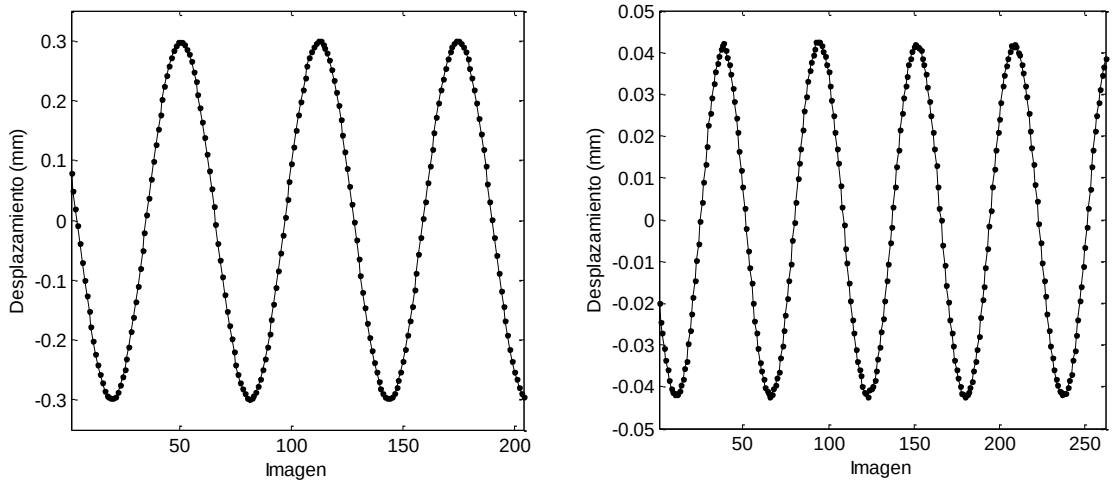


Figura 7: Campo de desplazamientos verticales en el extremo libre de la viga en el instante de mínimo desplazamiento del primer modo de vibración



(a) (b)

Figura 8: Muestra de la señal de desplazamiento del extremo libre de la viga en voladizo en un ensayo FNM por movimiento de la base en el primer modo de flexión (a) y en el segundo modo de flexión (b)

El resumen de resultados de estos ensayos se recoge en la Tabla 2, la cual contiene la amplitud máxima de los movimientos de la base y de la punta de la viga así como la consecuente relación de transferencia.

Por último, queda por contrastar los resultados experimentales y numéricos de los ensayos dinámicos por movimiento de la base. Todos se recogen en la Tabla 3:, además del error, que ha sido evaluado tomando como referencia la simulación numérica, donde las condiciones son ideales. Los resultados mostrados en esta tabla muestran un alto grado de congruencia, aunque el error obtenido en el segundo modo es significativo. En cualquier caso, se ha de tener en cuenta que la caracterización del amortiguamiento es una tarea en la que es de esperar la existencia de cierta variabilidad, más aun teniendo en cuenta que ha sido aplicado a condiciones experimentales que podrían no ser ideales.

Tabla 2: Representación de los resultados medidos en un ensayo dinámico con shaker por movimiento de la base de las probetas de aluminio.

Modo	Desplazamiento base (mm)	Desplazamiento extremo (mm)	FRF (mm/mm)
1	$4.29 \cdot 10^{-3}$	0.2990	67.67
2	$1.30 \cdot 10^{-3}$	0.0426	32.80

Tabla 3: FRF (mm/mm) en resonancia de la simulación dinámica por movimiento de la base en términos de desplazamiento absoluto de las probetas de aluminio.

Modo	Simulación numérica	Experimental DIC 2D	Error (%)
1	67.20	69.67	3.68
2	37.90	32.80	13.46

6. Conclusiones

En el presente trabajo se ha realizado un estudio modal numérico-experimental de una viga en voladizo en el que como aspecto novedoso se ha incluido la técnica óptica de medida de desplazamientos en campo completo DIC 2D. En primer lugar, se identificaron las frecuencias naturales de los dos primeros modos de vibración de la viga junto con sus correspondientes factores de amortiguamiento en un ensayo de impacto con martillo instrumentado. Con estas frecuencias naturales, la viga fue excitada por movimiento de la base mediante un shaker determinando la amplificación de la vibración inducida en el extremo libre de la misma, midiendo el desplazamiento con DIC 2D. Estos resultados fueron contrastados mediante el método de los elementos finitos obteniendo resultados satisfactorios.

El aspecto de mayor interés de este estudio radica en el uso de DIC 2D en la mecánica de vibraciones experimental. Esta es una técnica experimental ya contrastada en la medida de deformaciones y desplazamientos, gozando de gran reputación, y en la mecánica de vibraciones presenta una gran utilidad por su carácter no invasivo. Aunque en este estudio su aplicación se ha concentrado en una pequeña región de la viga, debido a la limitación que supone su forma esbelta para ser recogida en las imágenes, esta técnica se ha mostrado especialmente aplicable para la medida de desplazamientos desarrollados en eventos armónicos utilizando el efecto estroboscópico. Partiendo de este punto, su uso puede hacerse extensible a la medida de la superficie completa de un elemento mediante el cual puedan ser caracterizadas las formas de sus modos propios aprovechando su carácter de campo completo. De esta manera, aplicando la metodología aquí desarrollada, se pueden realizar estas caracterizaciones con un coste reducido en cuanto a que no precisa costosas cámaras de alta velocidad ni elevados costes computacionales puesto que sólo se precisan imágenes para cubrir unos ciclos del modo.

7. Referencias

[1] D. J. Ewins. Modal Testing: Theory, Practice, and Application, 2nd ed., Research Studies Press Ltd, (2000). ISBN: 978-0863802188.

[2] M. A. Caponero, P. Pasqua, A. Paolozzi, and I. Peroni. Use of Holographic Interferometry and Electronic Speckle Pattern Interferometry for Measurements of Dynamic Displacements, Mechanical Systems and Signal Processing, 14, (2000), 49–62.

[3] K. a. Stetson. Two-Dimensional Vibration Analysis via Digital Holography, Experimental Techniques, (2014), n/a–n/a.

[4] W. Steinchen, G. Kupfer, and P. Mäckel. Vibration analysis by digital shearography, The Journal of the Acoustical Society of America, 108, (2000), 2622.

[5] M. N. Helfrick, C. Niezrecki, P. Avitabile, and T. Schmidt. 3D digital image correlation methods for full-field vibration measurement, Mechanical Systems and Signal Processing, 25, (2010), 917–927.

[6] N. S. Ha, T. Jin, and N. S. Goo. Modal analysis of an artificial wing mimicking an Allomyrina dichotoma beetle's hind wing for flapping-wing micro air vehicles by noncontact measurement techniques, Optics and Lasers in Engineering, 51, (2013), 560–570.

[7] J. Baqersad, J. Carr, T. Lundstrom, C. Niezrecki, P. Avitabile, and M. Slattery. Dynamic characteristics of a wind turbine blade using 3D digital image correlation, Proceedings of SPIE, 8348, (2012), 1–9.

[8] T. Siebert, T. Becker, K. Spiltthof, I. Neumann, and R. Krupka. High-speed digital image correlation: error estimations and applications, Optical Engineering, 46, (2007), 051004.

[9] G. Cloud. Optical Methods of Engineering Analysis, Cambridge University Press, (1995). ISBN: 9780511575013.

[10] W. N. Sharpe. Springer Handbook of Experimental Solid Mechanics, Springer US, (2008). ISBN: 978-0-387-26883-5.

[11] H. Schreier, J.-J. Orteu, and M. A. Sutton. Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements, Springer US, (2009). ISBN: 978-0-387-78746-6.

[12] Validation of Numerical Engineering Simulations: Standardisation Actions (VANESSA). European FP7 project grant agreement no. NMP3-SA-2012-319116, 2014. [Online]. Available: http://www.engineeringvalidation.org/. [Accessed: 31-May-2016].

[13] E. Hack. An inter-laboratory study of the calibration of optical full-field systems for measuring deformation, The Journal of Strain Analysis for Engineering Design, 51, (2016), 90–98.

Análisis de las frecuencias naturales de un componente de automoción empleando DIC 3D en alta velocidad

A.J. Molina Viedma[1], E. López Alba[2], M.P. Medina Camacho[3], F. Díaz Garrido[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. ajmolina@ujaen.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. elalba@ujaen.es*

[3]*R&D Simulation Department. Valeo Iluminación S.A.. maria-del-pilar.medina@valeo.com*

[4]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera. Universidad de Jaén. fdiaz@ujaen.es*

Cuando se llevan a cabo análisis modales experimentales en elementos de pequeño tamaño, el peso de los acelerómetros supone una limitación a su uso en tales estudios. Por otra parte, la caracterización del componente se encuentra condicionada por el número de transductores utilizados, de manera que se conforma un mapa de medidas en el que la información entre tales puntos de medición es desconocida. Debido al auge de las técnicas ópticas de campo completo de en las diferentes ramas de la mecánica experimental, se plantean como alternativa a los transductores tradicionales dado su carácter no invasivo. En particular, este estudio recoge el uso de la técnica óptica de campo completo Correlación Digital de Imágenes, DIC (Digital Image Correlation), en la detección de las frecuencias naturales de un componente mecánico real del sector de la automoción. Este componente pertenece al sistema de iluminación de un automóvil caracterizado por su reducido peso y estar bajo condiciones de carga de vibración. El tapaluz es anclado al cuerpo móvil de un shaker mediante un soporte que simula las condiciones reales de cogida del elemento dentro de su conjunto y excitado mediante una señal aleatoria. Dado el carácter dinámico del evento, se emplea un sistema estereoscópico de dos cámaras de alta velocidad, HS-DIC 3D (High Speed Digital Image Correlation). Los resultados, tras el procesado de la información adquirida durante el ensayo, permiten la obtención de la función de transmisibilidad del componente a partir de la cual es posible reconocer sus frecuencias naturales. Dicha metodología de medida es contrastada mediante la medición con una galga extensométrica en una zona de máxima deformación unitaria. El análisis en frecuencia de la señal de la galga permite, análogamente, detectar la frecuencia natural.

1. Introducción

Durante la marcha de un vehículo se producen fenómenos y eventos dinámicos derivados de la fricción de los neumáticos con la calzada, el estado de esta, el viento y el funcionamiento del motor que inducen en él un espectro aleatorio de vibraciones que puede comprometer la seguridad y la integridad de los componentes del vehículo. Las vibraciones, amplificadas como consecuencia de la configuración de masa y rigidez de un elemento en el fenómeno dinámico conocido como resonancia, son causa de la mayoría de fallos estructurales de sistemas y sus componentes. En particular, los sistemas de iluminación de un vehículo cuando se ven sometidos a estos fenómenos de resonancia comprometen su integridad y su adecuado funcionamiento de proyección del haz de luz. Por consiguiente, se estima esencial conocer el comportamiento de este elemento dada su importancia en la estabilidad de la proyección, en especial, las frecuencias naturales pues son las que predominan dentro del espectro de excitación que sufre el sistema de iluminación.

Generalmente, los componentes de un proyector son elementos ligeros por lo que un análisis modal de los mismos limita el uso de transductores que, por su carácter invasivo, pueden condicionar la respuesta de los mismos durante la medida [1]. Respecto a ello, en los últimos años ha cobrado importancia la técnica óptica de medida de desplazamientos en campo completo Correlación Digital de Imágenes [2], DIC, en especial, su versión 3D, empleando un sistema estereoscópico de dos cámaras de alta velocidad. Esta técnica presenta adicionalmente la ventaja de poder llevar a cabo análisis en mayor profundidad que con transductores de medida puntual, con los que podría omitirse información. En esta línea, algunos autores, como es el caso de Siebert et al. [3], intentaron determinar las frecuencias naturales con DIC empleando diferentes formas de excitación (mediante una explosión y señal *white noise*). Sin embargo, el carecer de la medida de la excitación les impidió llevar a cabo el cálculo de la función de transferencia o función de respuesta en frecuencia, FRF, con la que obtener la caracterización modal del componente de manera adecuada. Este problema fue resuelto en 2011 por

Warren et al. [4], quienes construyeron por primera vez las FRFs de un sistema conformado por dos placas planas unidas en forma de "T", empleando la técnica *3D point-tracking* [2]. Esta técnica no puede considerarse de campo completo como lo es DIC 3D, si bien Warren ya ponía de manifiesto que la gran cantidad de datos obtenidos mediante DIC podía dificultar su procesado.

Avanzando en este sentido, Ha et al. [5] construyeron las FRFs de un ala artificial de escarabajo utilizando la técnica DIC mediante una señal random en un shaker identificando sus frecuencias naturales. Por otra parte, Wang et al. [6] llevaron a cabo la construcción de las FRFs en campo completo empleando una señal *random* para excitar el capó de un automóvil. Sin embargo, estos estudios carecen de una validación mediante otras técnicas experimentales contrastadas, lo que se estima esencial teniendo en cuenta el estado inicial en el que se encuentra DIC 3D dentro del análisis modal.

En este trabajo se presenta un análisis modal experimental mediante el que se determinan las frecuencias naturales del tapaluz, un componente de un proyector de iluminación de un vehículo (ver Figura 1:), empleando la técnica DIC 3D con cámaras de alta velocidad. Para ello, es excitado mediante un shaker obteniendo con esta técnica la función de transmisibilidad gracias a la cual detectar las frecuencias naturales del mismo de modo no invasivo. Conjuntamente, con el objetivo de validar la metodología de identificación de frecuencias naturales con DIC 3D, se empleó una técnica contrastada como es la extensometría, de escasa o nula incidencia en el comportamiento del elemento, en un ensayo análogo. De la comparativa, pueden extraerse las ventajas e inconvenientes que estas técnicas presentan entre sí.



Figura 1: Modelo de proyector del que se extrae el tapaluz, destacado en rojo

2. Metodología

Bajo los objetivos marcados en la introducción, la ejecución de los ensayos se configuró en torno a la excitación del tapaluz mediante un shaker electrodinámico y una señal aleatoria. A través de este tipo de señal, caracterizada como un espectro de potencia conocido y definido según los requerimientos, puede establecerse una función de transferencia de la probeta a consecuencia de la relación lineal existente entre el espectro de potencia de la señal de excitación y el correspondiente espectro de la respuesta. En esta función normalizada, es posible identificar las frecuencias naturales del elemento como aquellas en las que se produce un incremento destacado en la respuesta del sistema en forma de pico.



Figura 2: Montaje del tapaluz sobre el shaker

El anclaje del tapaluz al cuerpo móvil del shaker se llevó a cabo mediante un soporte de aluminio diseñado para simular la sujeción de montaje en un proyector real y que sus frecuencias naturales sean muy superiores a la de cualquier tapaluz, de manera que no interfiriese sobre la misma constituyendo un acople entre tapaluz y soporte. El montaje entre el tapaluz, el soporte y el shaker puede observarse en la Figura 2. Teniendo en cuenta esta configuración, se comprueba que los ensayos se llevaron a cabo excitando el tapaluz en la dirección vertical.

Estas consideraciones se aplican a los ensayos que a continuación se desarrollan, buscando la unificación de resultados como resultado de reproducir las mismas condiciones en cada uno de ellos. De esta manera, es posible la validación de los resultados obtenidos mediante DIC 3D con los equivalentes en extensometría.

2.1. Correlación digital de imágenes 3D

El setup experimental para la identificación de frecuencias naturales con DIC 3D se compuso de dos cámaras de alta velocidad Photron FastCam SA4 de 1 Mpx de resolución y velocidad máxima de captura de 500000 fps. Estas se dispusieron en ángulo respecto al tapaluz de modo que de cada par de imágenes pudiese extraerse la caracterización tridimensional (Figura 3:). Por su parte, previamente al ensayo, se practicó sobre el tapaluz el correspondiente speckle sobre el cual el algoritmo de DIC 3D realizó el seguimiento de desplazamientos en campo completo.

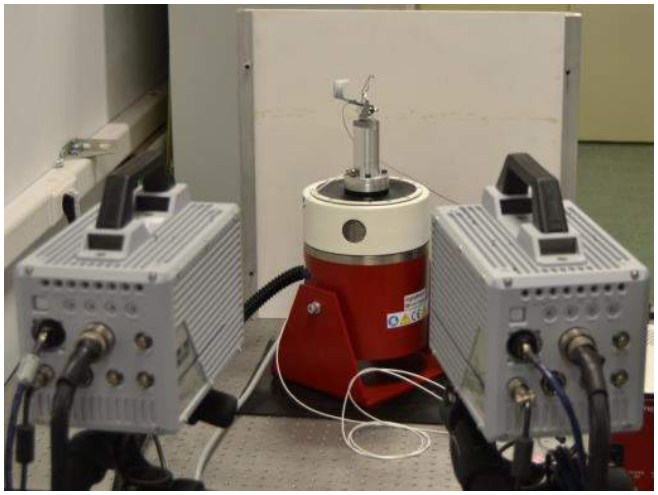


Figura 3: Setup óptico de cámaras de alta velocidad para DIC 3D

El estudio con DIC 3D se centró en el bulbo del mismo (Figura 4:). Debido a la configuración de este elemento, en la que gran parte de su masa se concentra en un extremo del mismo mientras que el opuesto está fijo, el comportamiento a flexión es predominante. Por lo tanto, era el bulbo una zona óptima para realizar la medición, puesto que ahí se producían los máximos desplazamientos. Además, el bulbo era la superficie más amplia sobre la que poder establecer una región de interés en el procesado de las imágenes. Con esta técnica, además, fue posible registrar de manera simultánea, en una misma imagen, los desplazamientos tanto de respuesta como excitación. Para analizar la excitación, se llevó a cabo un seguimiento sobre una región del propio soporte, el cual se supuso infinitamente rígido y, en consecuencia, representativo del movimiento de la base. La Figura 4: muestra en rosado las máscaras o regiones de análisis tomadas para la medición del desplazamiento en el tapaluz y en el soporte. Estas regiones son divididas en subregiones, conocidas como facetas, que constituyen cada uno de los puntos de medida del campo de desplazamientos.

La frecuencia de captura de las cámaras de alta velocidad permite definir un espectro, en general, suficientemente alto para una adecuada caracterización de los elementos. En este estudio, se diseñó el espectro de potencia de excitación hasta un máximo de 1500 Hz y constante a lo largo del mismo, en el cual, se esperaba detectar varios modos propios. Atendiendo a ello, se asignó una frecuencia de captura a las cámaras de alta velocidad de 3000 fps, con lo que la frecuencia de Nyquist coincidía con la máxima frecuencia de excitación [7].

La captura de imágenes mediante las cámaras de alta velocidad viene limitada por la capacidad de almacenamiento de las mismas. Por lo tanto, el número de imágenes que pueden ser capturadas de una vez con estas cámaras depende directamente de la resolución de la imagen. De este modo, sólo un corto periodo de tiempo es registrado. Debido a esta discontinuidad que se produce en la captura, para aminorar la presencia de ruido en la medida, se llevan a cabo 5 capturas consecutivas sobre el mismo ensayo. En particular, con esta configuración, cada captura estaba compuesta por un total de 5457 imágenes. Los espectros de cada una de estas

muestras temporales son promediados de manera lineal según el método de Welch [8] para el cálculo de la función de transmisibilidad, aplicando además ventanas Hanning para evitar el efecto leakage.

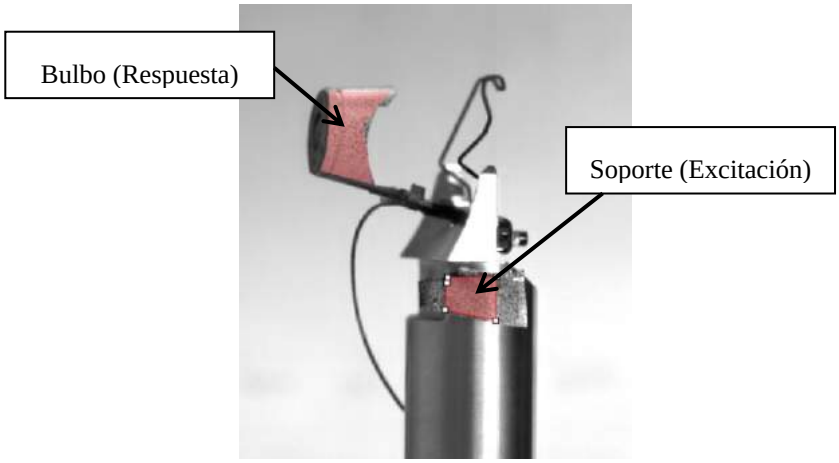


Figura 4: Delimitación de las máscaras o regiones de análisis en DIC sobre el tapaluz y el soporte

Teniendo en cuenta el comportamiento típico de flexión que se presenta en el tapaluz a baja frecuencia, los desplazamientos que se registraron con DIC 3D en el bulbo fueron homogéneos, manifestando un comportamiento de sólido rígido. Por lo tanto, para la identificación de las frecuencias naturales de este elemento se empleó la medida de un único punto del mismo. De igual manera, para tener una referencia única de la excitación, se tomó un punto de la región del soporte. En la Figura 5:, se destaca la posición de estos puntos de seguimiento mediante dos marcas rojas.

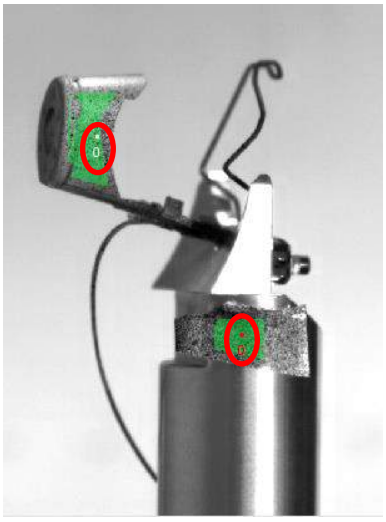


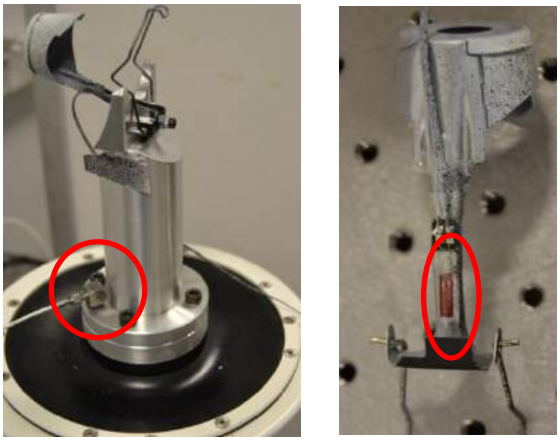
Figura 5: Localización de los puntos de seguimiento en DIC para la obtención del desplazamiento del bulbo y del soporte

2.2. Extensometría

Con el uso de esta técnica de medida de deformaciones unitarias, se pretende establecer un mecanismo de validación de los resultados obtenidos mediante DIC 3D, según lo dispuesto en el punto anterior. Por consiguiente, se llevó a cabo un análisis experimental análogo al realizado con DIC 3D, detectando, en esta ocasión, las frecuencias naturales como aquellas en las que se produce un incremento destacado de la respuesta en forma de deformaciones unitarias. Para establecer una función de transferencia a partir de la que llevar a cabo la identificación, además de la galga extensométrica, se utilizó un acelerómetro como transductor para registrar la excitación por movimiento de la base (Figura 6: (a)).

Para una correcta monitorización con extensometría de la respuesta del tapaluz, es necesario situar la galga sobre una superficie donde las deformaciones de la pieza sean significativas. De este modo, se reduce la influencia del ruido sobre la vibración. Como se comentó anteriormente, en este componente la forma de los modos de vibración responde a una deformada típica de flexión. En consecuencia, la región idónea para la colocación de la

galga hubo de situarse en las inmediaciones del empotramiento, tal y como puede observarse sobre la Figura 6: (b).



(a) (b)

Figura 6: (a) Situación de la galga, sobre el tapaluz en las inmediaciones de su fijación. (b) Colocación de un acelerómetro sobre la base del soporte para registrar la señal de excitación.

Nuevamente, se establece una señal random plana para aplicar la excitación de un espectro de frecuencias. Debido a las consabidas limitaciones que presenta la extensometría en eventos de alta frecuencia, este espectro se define hasta un máximo de 240 Hz. El método de Welch se aplicó considerando un total de líneas de frecuencia de 960 y ventanas Hanning. Dada la mayor facilidad para captura y procesado de datos, el número de ventanas de frecuencia promediadas era muy superior a las 5 empleadas en DIC 3D, de modo que la presencia de ruido en esta medida es muy leve.

3. Resultados

El análisis de los resultados responde principalmente a la interpretación de las funciones de transferencia, determinadas tanto con DIC 3D como con extensometría, para la deducción de las frecuencias naturales del tapaluz. Previamente, lo que se presenta en la Figura 7: se corresponde con el desplazamiento medido con DIC 3D en dos instantes de tiempo distintos durante la ejecución del ensayo random, correspondiendo a un estado de mínimo y máximo desplazamiento registrado en el bulbo del tapaluz. En ellas se pueden observar los campos de desplazamientos presentes en el bulbo y en el propio soporte. En particular, en la Figura 7: (a) el desplazamiento de respuesta del tapaluz corresponde en ese instante con el del propio soporte. Sin embargo, y como es propio, en el instante correspondiente a la Figura 7: (b) existe un desplazamiento relativo entre el bulbo del tapaluz y el soporte como consecuencia del desfase entre excitación y respuesta, así como de la propia amplificación correspondiente a las frecuencias naturales que fueron excitadas con esta señal random.

Tras obtener los vectores temporales de excitación y respuesta de los puntos marcados en la Figura 5: y tras su procesado en el dominio de la frecuencia, la Figura 8: muestra la función de transmisibilidad correspondiente a la medición llevada a cabo con DIC 3D. En ella, se observan con claridad dos picos destacados en el espectro, de lo que se puede deducir que el primer modo de vibración del tapaluz cuando este es excitado verticalmente se produce a la frecuencia de 114.9 Hz, mientras que el segundo modo se detecta a 422.8 Hz. Se puede observar como en aquellos intervalos del espectro donde la respuesta del sistema es mínima la presencia de ruido es notable. Esto denota la necesidad de un mayor número de ventanas para promediar. Sin embargo, este hecho no constituye ningún problema a la hora de realizar la identificación de las frecuencias naturales ya que estas implican la maximización de la respuesta del sistema, atenuando la influencia del ruido.

En cuanto al análisis de extensometría, el tratamiento de las señales de la galga y del acelerómetro traen como resultado una función de transferencia que relaciona aceleración como entrada y deformación unitaria como salida y que se encuentra representada en la Figura 9:. En esta ocasión, sólo un modo de vibración se detecta puesto que el espectro es mucho más reducido que el que permitieron las cámaras de alta velocidad y el segundo modo de vibración supera la máxima frecuencia detectable con extensometría. Este modo se produce a 114.5 Hz, lo que supone una correspondencia muy alta con los resultados obtenidos de la función de transmisibilidad obtenida con DIC 3D. Por el contrario, la señal obtenida con esta técnica es mucho menos ruidosa debido a que su adquisición de datos más sencilla favorece el promediado de un mayor número de ventanas de frecuencia durante la aplicación del método de Welch.

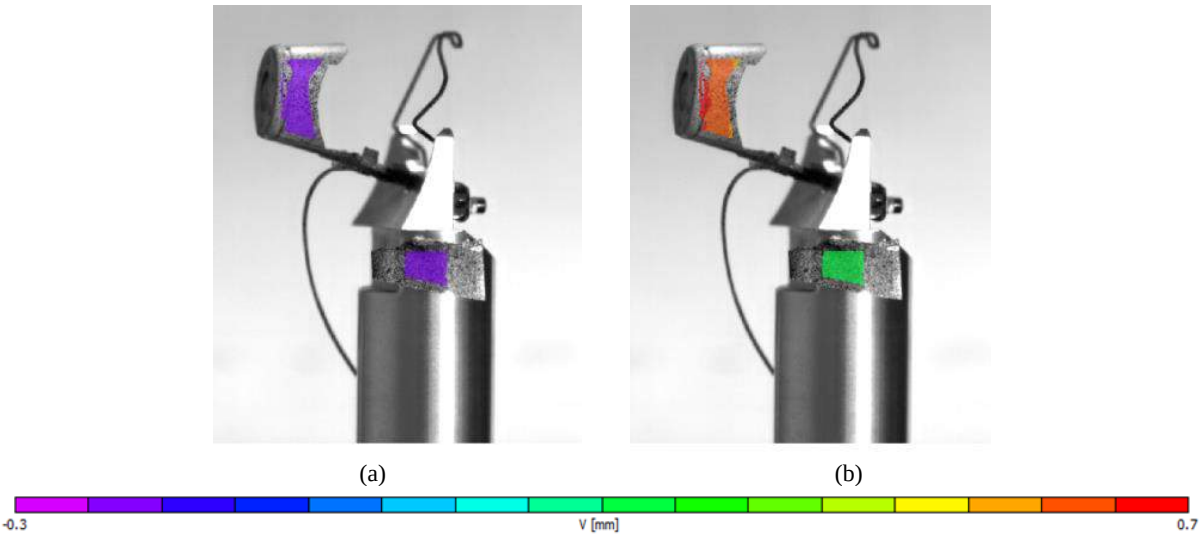


Figura 7: Desplazamiento vertical del tapaluz y del soporte en dos instantes de tiempo distintos durante el ensayo random (a) Mínimo desplazamiento el bulbo (b) Máximo desplazamiento del bulbo

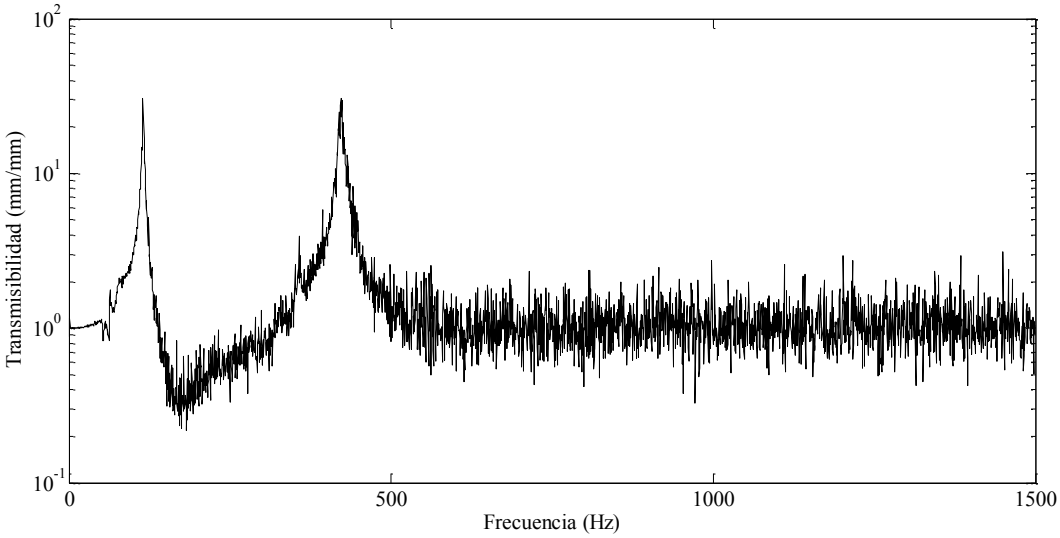


Figura 8: Función de transmisibilidad del tapaluz obtenida con mediciones de DIC 3D en un punto

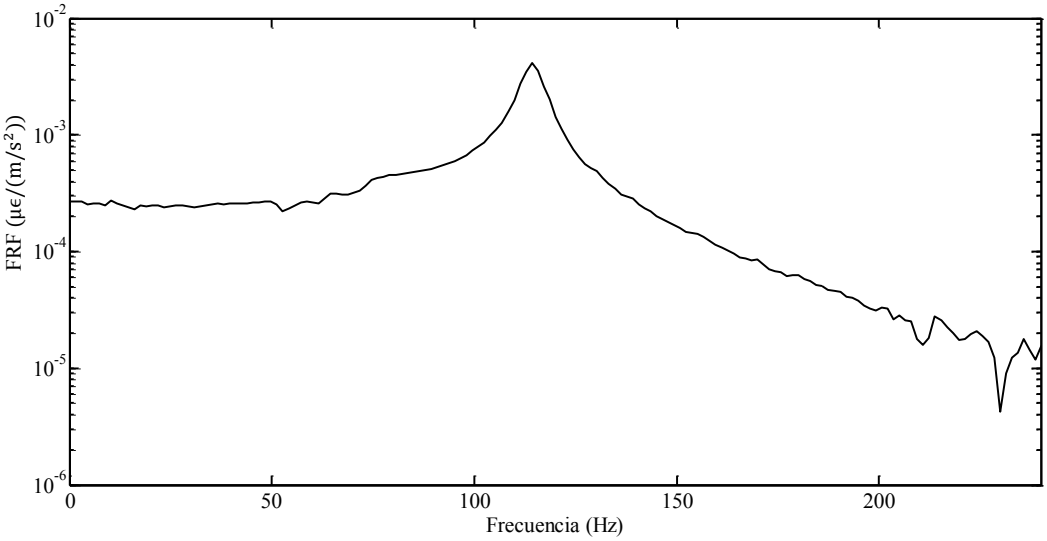


Figura 9: Función de transferencia del tapaluz obtenida mediante extensometría

4. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado una labor de identificación de las frecuencias naturales de un tapaluz del proyector de un automóvil basada en la aplicación de la técnica óptica de medida de campo completo DIC 3D. En particular, este estudio se ha basado en el interés que ofrece DIC 3D como técnica no invasiva en elementos ligeros, como es el caso del tapaluz. Partiendo de ello, se llevó a cabo paralelamente una validación mediante una técnica contrastada y de escasa invasividad como es la extensometría. Estas identificaciones se han basado en el tratamiento de las funciones de transferencia obtenidas con ambas técnicas al excitar el tapaluz mediante una señal random.

Los resultados han sido satisfactorios con ambas técnicas puesto que se ha podido detectar de manera clara y precisa las frecuencias naturales del tapaluz. Más aun cuando los resultados obtenidos consiguen una congruencia tan alta. En el caso de DIC 3D, cuya aplicación en la mecánica de vibraciones no está extendida, permite darle validez en esta línea experimental, convirtiéndola en una técnica potente de gran interés. Conjuntamente, el carácter industrial de este componente real del sector de automoción aporta un gran valor, pues permite la caracterización del elemento así como la validación de simulaciones mecánicas en fases tempranas de producción y diseño.

En particular, DIC 3D presenta claras ventajas sobre la extensometría. En primer lugar, el uso de cámaras de alta velocidad permiten llevar a cabo un análisis en frecuencia de un espectro mucho más amplio que el que es posible realizar con extensometría, que está muy limitado. Por otra parte, el carácter de campo completo permite llevar a cabo un análisis más exhaustivo del comportamiento modal del sistema en caso de que sea necesario. Otro aspecto destacable en este estudio es la posibilidad de medir la excitación sin necesidad de incluir otra técnica o transductor. En el caso de la extensometría, fue necesario instalar un acelerómetro en la base del soporte para este cometido.

Sin embargo, DIC 3D presenta una serie de desventajas derivadas principalmente con el tiempo de transferencia de las imágenes desde las cámaras hasta el ordenador y el propio procesado de las imágenes con los algoritmos de DIC 3D. Principalmente, ello ha conducido a buscar un compromiso entre el número de ventanas de frecuencia promediadas y el tiempo de procesado que ello implica, por lo que el nivel de ruido presente en la función de transferencia de DIC 3D es mucho más significativo que en la correspondiente a extensometría.

No obstante, las capacidades denotadas por DIC 3D en este estudio hacen que se presente como una técnica de gran atractivo en el análisis modal y de vibraciones mecánicas, especialmente cuando el carácter invasivo de otras técnicas puede condicionar el comportamiento del sistema que se pretende caracterizar. Además, se sientan las bases para la realización de análisis modales completos en los que, más allá de las frecuencias naturales, se determinen la forma de los modos y los factores de amortiguamiento.

5. Agradecimientos

Los autores se complacen en agradecer la financiacion obtenida en base al proyecto “DTEN-MS, Desarrollo de técnicas experimentales y numéricas para mejora de fiabilidad de simulaciones computacionales aplicadas a sistemas de iluminación del automóvil”, liderado por la empresa Valeo Iluminación S.A. y concedido por la Corporación Tecnológica de Andalucía, dentro del cual ha sido posible el desarrollo este estudio.

6. Referencias

[1] D. J. Ewins. Modal Testing: Theory, Practice, and Application, 2nd ed., Research Studies Press Ltd, (2000). ISBN: 978-0863802188.

[2] H. Schreier, J.-J. Orteu, and M. A. Sutton. Image Correlation for Shape, Motion and Deformation Measurements, Springer US, (2009). ISBN: 978-0-387-78746-6.

[3] T. Siebert, R. Wood, and K. Splitthof. High speed image correlation for vibration analysis, Journal of Physics: Conference Series, 181, (2009), 012064.

[4] C. Warren, C. Niezrecki, P. Avitabile, and P. Pingle. Comparison of FRF measurements and mode shapes determined using optically image based, laser, and accelerometer measurements, Mechanical Systems and Signal Processing, 25, (2011), 2191–2202.

[5] N. S. Ha, H. M. Vang, and N. S. Goo. Modal Analysis Using Digital Image Correlation Technique: An Application to Artificial Wing Mimicking Beetle’s Hind Wing, Experimental Mechanics, (2015), 989–998.

[6] W. Wang, J. E. Mottershead, T. Siebert, and A. Pipino. Frequency response functions of shape features from full-field vibration measurements using digital image correlation, Mechanical Systems and Signal Processing, 28, (2012), 333–347.

[7] K. R. Rao, D. N. Kim, and J. J. Hwang. Fast Fourier Transform - Algorithms and Applications, Springer Science+Business Media, (2010). ISBN: 978-1-4020-6628-3.

[8] P. D. Welch. The Use of Fast Fourier Transform for the Estimation of Power Spectra: A Method Based on Time Averaging Over Short, Modified Periodograms, IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics, 15, (1967), 70–73.

EEMD y EMD para la mejora del análisis de señales de impacto-eco

R. Medina Ferro[1], C. Montalvo Martín[2], A. García-Berrocal Sánchez[3]

[1]*Dpto. de Energía y Combustibles. Universidad Politéncia de Madrid. Rafael.medina@upm.es*

[2]*Dpto. de Energía y Combustibles. Universidad Politéncia de Madrid. cristina.montalvo@upm.es*

[3]*Dpto. de Energía y Combustibles. Universidad Politéncia de Madrid. agustin.garciaberrocal@upm.es*

El método de impacto-eco usa ondas generadas por impacto que se propagan en los materiales de manera que se pueda determinar el grosor o los defectos internos de los mismos. Las ondas de baja frecuencia al propagarse en el interior de la estructura acaban siendo reflejadas por las superficies externas de la misma o por posibles defectos. Las sucesivas reflexiones pueden ser identificadas en un espectro de Fourier para caracterizar el material. Aunque el análisis clásico de Fourier ha demostrado ser una herramienta muy útil para el procesamiento de este tipo de señales, la dependencia con el tiempo de los diferentes armónicos que van apareciendo requiere del uso de técnicas de carácter local y de multi-resolución. Por ello en este trabajo se ha optado por el uso de la transformada de Hilbert Huang (HHT) que consiste en una descomposición previa de la señal en una serie de Modos Empíricos, lo que se denomina Empirical Mode Decomposition (EMD). Una vez obtenido cada modo, se realiza la transformada de Hilbert del mismo, obteniéndose la amplitud y frecuencia instantáneas. Debido al carácter empírico y adaptativo del método, es frecuente que aparezcan varios armónicos dentro de un mismo modo y por ello, recientemente han surgido mejoras en la descomposición dando lugar a Ensemble Empirical Mode Decomposition EEMD. En este trabajo se han analizado varias señales simuladas con ANSYS para comparar la metodología tradicional de Fourier con la HHT.

1. Introducción

El método de impacto-eco está ampliamente extendido para la evaluación de estructuras de hormigón [1]. El método emplea ondas de tensión que se generan mediante un impacto en la superficie de la estructura a caracterizar y que se detectan mediante un transductor localizado en un punto cercano al punto de impacto. La onda de respuesta muestra una periodicidad debido a las múltiples reflexiones que se producen en las superficies superior o inferior de la estructura o en posibles defectos de la misma. La señal temporal es habitualmente tratada en el dominio de la frecuencia mediante la transformada rápida de Fourier (FFT). Los diferentes picos que aparecen en el espectro permiten evaluar la integridad de la estructura, detectando posibles defectos en ella, o bien medir su espesor.

El fundamento del método se basa en que si la onda de tensión se propaga con una velocidad v_p a través del material y es reflejada a una distancia h de la superficie, la frecuencia teórica de llegada a la superficie, denominada frecuencia de espesor f_t, viene dada por:

$$f_t = \beta \frac{v_p}{2h} \tag{1}$$

siendo β un coeficiente dependiente de la geometría y el material [2] y que para placas de hormigón como las que son objeto de este artículo vale 0.96.

Sin embargo las múltiples interferencias que se producen entre las ondas generadas por las reflexiones en las partes superior e inferior de la placa (ondas PS, SP y S) y los frentes de ondas cilíndricas generados por difracción en los extremos de las grietas dificultan la interpretación del espectro. La onda de desplazamiento representa así la superposición de todas estas ondas, y por ello el espectro de frecuencias contiene un gran número de picos que no son fáciles de interpretar. A todo ello hay que añadir la onda Rayleigh generada en el impacto y las ondas generadas al llegar ésta a los bordes de la placa, que produce interferencias con la onda longitudinal. Esto conlleva a que el método necesite un estricto control del tiempo de registro de la onda, suficientemente largo para detectar múltiples reflexiones pero no tan largo como para detectar los modos de vibración de la placa, de amplitudes mucho más grandes que la frecuencia de espesor [3]. El instante en que

aparecen, por tanto, los diferentes picos puede ser importante para su identificación y esto no es posible mediante la transformada de Fourier.
Para facilitar la interpretación de las señales de impacto-eco se han aplicado diferentes técnicas de procesamiento de señal. Se ha sugerido usar una ventana temporal para atenuar la onda Rayleigh [4]. Se ha empleado el espectro de potencia cruzado [5], la correlación cruzada [6] o la función denominada MCSD (Multi Cross Spectral Density) [7] para mejorar la calidad de las señales. Y para poder considerar mejorar el carácter no estacionario de los datos se han empleado "wavelets" [8], la "enhanced fourier transform" [9] o la transformada de Hilbert-Huang [10].
En este artículo se plantea emplear técnicas de análisis de señal que tengan en cuenta el carácter no estacionario de las señales, para lo que se van a aplicar técnicas desarrolladas a partir de la transformada de Hilbert-Huang y se van a contrastar los resultados con los obtenidos por el análisis de Fourier tradicional o con MCSD.

2. Transformada de Hilbert Huang: EMD y EEMD.

La transformada de Hilbert-Huang se viene utilizando desde finales de los 90 para analizar señales no estacionarias, de carácter no lineal o ambas cosas [11]. Consiste en descomponer inicialmente la señal en una serie de Modos Empíricos (IMF) mediante una metodología adaptativa y semiempírica que se denomina Empricial Mode Decomposition (EMD) [11]. La señal original $h(t)$ queda entonces definida de la siguiente manera:

$$h(t) = \sum_{i=1}^{n} IMF_i + r(t) \tag{2}$$

donde IMF_i es cada uno de los modos en los que se divide la señal, n es el número de modos y $r(t)$ es el residuo que suele corresponder con la tendencia o media de la señal original $h(t)$. El proceso de descomposición se realiza de tal manera que cada modo debe cumplir una serie de condiciones: amplitudes simétricas y entre un máximo y un mínimo relativos debe existir un cruce con el eje x. Los primeros modos extraidos son lo de mayor frecuencia, de ahí que el útimo modo sea el de menor hasta alcanzar la media o la tendencia que conforma el residuo.

Una vez realizada la descomposición, se realiza la transformada de Hilbert de cada modo. Con ella se obtiene la denominada señal analítica $g(t)$ tal que:

$$g(t) = h(t) + iH\left[h(t)\right] \tag{3}$$

siendo H[h(t)] la transformada de Hilbert de la señal original h(t). La amplitud y la fase instantáneas se obtiene por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} a(t) &= \sqrt{h^2 + H^2} \\ \phi(t) &= \tan^{-1}\left(\frac{H}{h}\right) \end{aligned} \tag{4}$$

llegando a la frecuencia instantánea como:

$$f = \frac{1}{2\pi}\frac{d\phi}{dt} \tag{5}$$

Con la fase y amplitud instántaneas ya se pueden representar espectros en 3D: amplitud, frecuencia y tiempo.

La descomposición EMD a veces da lugar a IMFs con más de una frecuencia, debido a que determinados harmónicos desaparecen y aparecen con el tiempo. Para evitar esto y que cada modo esté vinculado a una única frecuencia se desarrolló el EEMD (ensemble EMD) [11]. Esta metodología consiste en sumar a la señal original un ruido blanco cuya desviación típica habrá que determinar. A continuación se realiza el EMD de esa suma, de manera que los IMFs contendrán componentes armónicas tanto de la señal original como del ruido blanco. Si este proceso se repite N veces, con N ruidos blancos distintos y se promedian los IMFs obtenidos, las partes del ruido blanco presentes en los modos se anularán entre si al realizar el promedio. Los diferentes armónicos de la señal original quedarán establecidos en diferentes IMFs, y aunque desaparezcan o aparezcan con el tiempo, el uso del ruido blanco ha permitido que se ubiquen adecudamente.

3. Simulación del problema

Se realiza una simulación por elementos finitos del problema, mediante un análisis transitorio con Ansys®. Para modelizar el problema reduciendo los costes de computación se considera un modelo 2D axisimétrico, teniendo en cuenta que para realizar un análisis en frecuencia correcto hace falta un número elevado de simulaciones para obtener la señal temporal. Se considera para ello una placa de hormigón de 1 m de radio y 20 cm de espesor. Se ha considerado un hormigón de densidad ρ = 2500 kg/m^3, módulo de Young E = 30,472 GPa y coeficiente de Poisson ν = 0,2. La velocidad de propagación de la onda P en dicho hormigón es v_p = 3580 m/s. En la placa se ha realizado una grieta, que se supone rellena de aire, a 10 cm de profundidad y de 1 cm de espesor vertical. La grieta está centrada y se consideran dos extensiones longitudinales distintas de 5 y 25 cm de radio. La figura 1 muestra el modelo mallado para la placa con la grieta de 25 cm de radio. La placa se ha supuesto empotrada en el perímetro lateral.

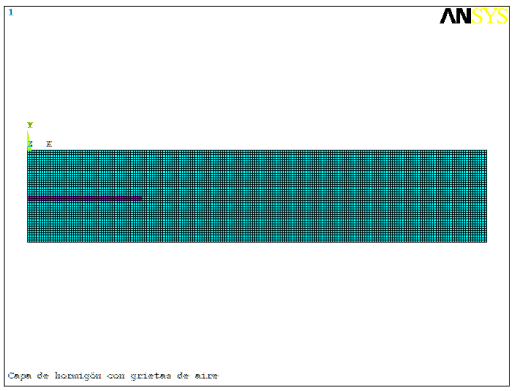


Figura 1: Mallado de la placa de hormigón con grieta de 25 cm de radio.

De acuerdo con la ecuación (1), y considerando β = 0.96, las frecuencias esperadas para la placa de hormigón considerada corresponderían a una frecuencia de 8,592 kHz, para el rebote en el fondo de la placa y a una frecuencia de 17,184 kHz para el rebote en la grieta (17,900 kHz sin considerar el factor β).

Para simular el método de impacto-eco, se aplica un impacto en la superficie superior y en el centro de la placa, considerándolo como una semisenoide de 25 μs de duración, que permite excitar el rango de frecuencias de interés. La señal es registrada en diferentes puntos de la superficie superior de la placa (siete en total), próximos al punto de impacto (a distancias entre 4 y 10 cm del punto de impacto), para poder tener diferentes señales a comparar, imprescindible para poder calcular la función MCSD. Se consideran 4096 instantes de tiempo, con un intervalo de muestreo de 2,5 μs, con objeto de poder obtener una posterior FFT con una resolución suficiente. Se toman algunas simulaciones adicionales de tiempo (hasta 4500) por si fuera necesario filtrar alguno de los valores iniciales para eliminar la onda Rayleigh. Considerando los 4096 puntos, el tiempo de registro de la señal es de 10,24 ms, que conduce a una resolución en la FFT de 97,65 Hz.

4. Análisis de Fourier

A partir de las señales registradas en los puntos descritos del apartado anterior, se procede a realizar un análisis en el dominio de la frecuencia. Para ello se realiza la FFT de las señales recogidas en los puntos indicados y se realiza un promedio de los espectros y el cálculo de la MCSD de los mismos, con objeto de eliminar posibles interferencias como las descritas en la introducción. La figura 2 muestra el promedio de los espectros y la figura 3 el MCSD de la placa con grieta de 25 cm de radio. Se han filtrado las bajas frecuencias que dominan la respuesta de la placa con objeto de identificar los picos esperados por impacto-eco.

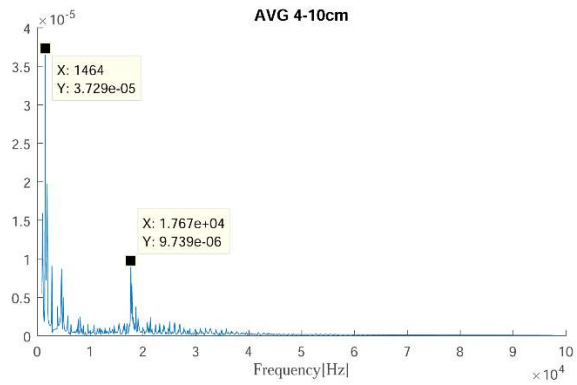


Figura 2: Promedio (AVG) de los espectros de la placa con grieta de 25 cm de radio.

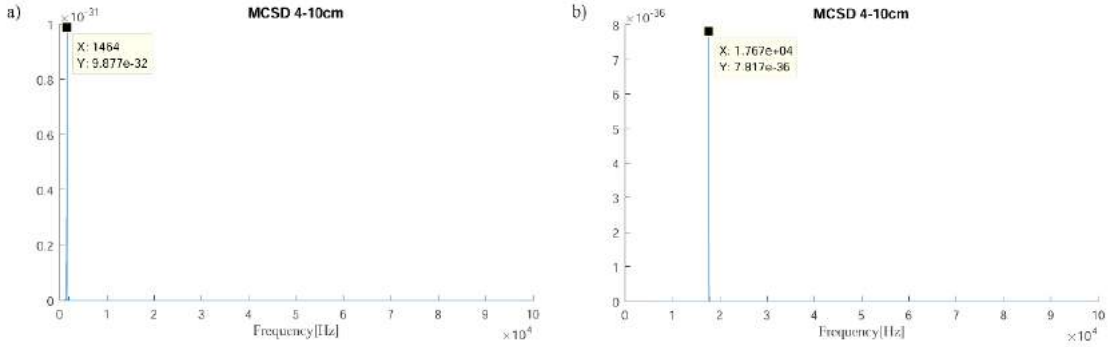


Figura 3: MCSD de los espectros de la placa con grieta de 25 cm de radio: a) Sin filtrar. b) Filtrada la frecuencia de 1,464 kHz.

En la figura 2 se puede ver que aparecen dos frecuencias significativas, la más importante a 1,464 kHz y otra a 17,670 kHz, que correspondería a la frecuencia de rebote en la grieta. Si se observa la figura 3, en el MCSD únicamente aparece la frecuencia de 1,464 kHz, y sólo tras filtrarla aparece la frecuencia de 17,670 kHz. Esta última frecuencia se correspondería con la frecuencia de eco en la grieta, pero la primera frecuencia no corresponde a ninguna frecuencia de eco. La frecuencia correspondiente al eco en el fondo de la placa no aparece, pero es lo que cabe esperar, dado que el impacto y los puntos de medida están situados encima de la grieta y las ondas rebotan en ella, no llegando hasta el fondo de la placa.

Para identificar la frecuencia de 1,464 kHz se ha realizado un análisis modal con Ansys® de la placa con objeto de obtener sus frecuencias propias. Los modos y frecuencias más significativos se recogen en la figura 4.

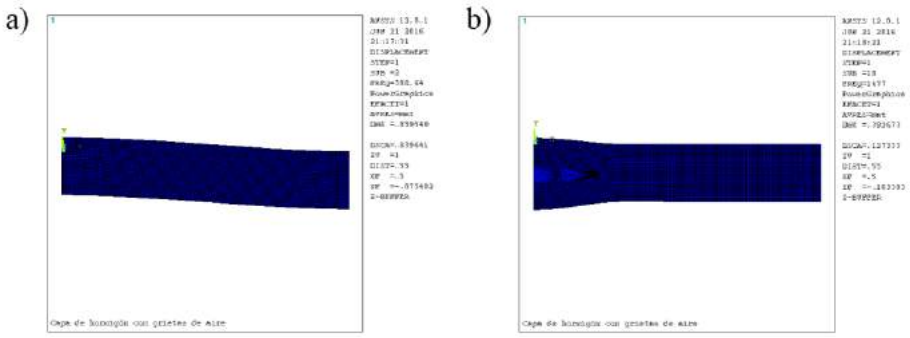


Figura 4: Modos propios de la placa con grieta de 25 cm de radio: a) Modo de placa (308 Hz). b) Modo de grieta (1,4 kHz).

Puede observarse un modo fundamental de flexión de la placa a 308 Hz (figura 4 a)), que no aparece en los espectros de las figuras 2 y 3, porque se habían filtrado las bajas frecuencias. Pero aparece además una frecuencia de 1,477 kHz (figura 4b)), que corresponde a la flexión de la placa con la grieta. Al ser la grieta de gran tamaño, la parte de la placa situada por encima de la grieta presenta un modo de flexión como si se tratara de una placa independiente. Y esa frecuencia es fácilmente excitable al producirse el impacto en esa zona y

quedarse las ondas confinadas entre la grieta y la superficie superior, como puede verse en la figura 5. Ese modo es el que se corresponde con el pico de 1,464 kHz que aparece en los espectros.

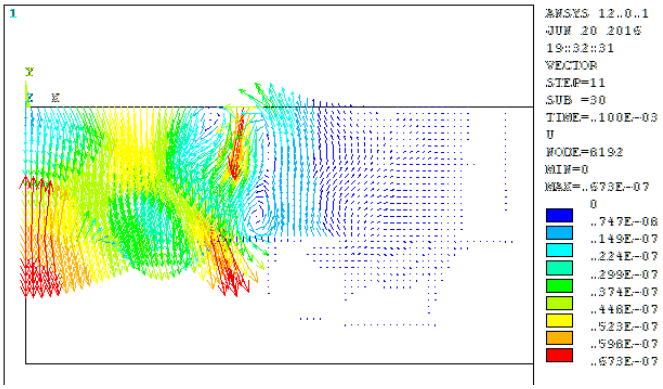


Figura 5: Vectores de desplazamientos en t=100 μs.

Par el caso de la grieta de 5 cm de radio, los resultados son análogos a los obtenidos para la grieta de 25 cm, pero sin embargo el pico correspondiente a la frecuencia de 17,184 kHz sólo aparece con nitidez en los puntos más próximos al impacto, que son los que están sobre la grieta. En los más alejados, la frecuencia ya no aparece con nitidez, y no se vería con claridad al promediar con estos puntos. Asimismo la frecuencia preponderante en los espectros es una frecuencia de 7,613 kHz, que corresponde a la frecuencia de flexión de grieta, análogamente a lo que ocurría con la frecuencia de 1,464 kHz de la grieta de 25 cm de radio.

5. Análisis vía HHT

Para el análisis con la metodología HHT se ha optado por descomponer la señal original con 2 técnicas distintas, EMD y EEMD. La segunda requiere ajustar la desviación típica del ruido blanco que se va a añadir. Tras realizar un estudio detallado y consultar la literatura se ha comprobado que debe estar en el entorno de la mitad de la desviación típica de la señal original. Una primera comparación de los espectros marginales de Hilbert [12] entre ambos tipos de descomposciones se puede apreciar en la figura 6.

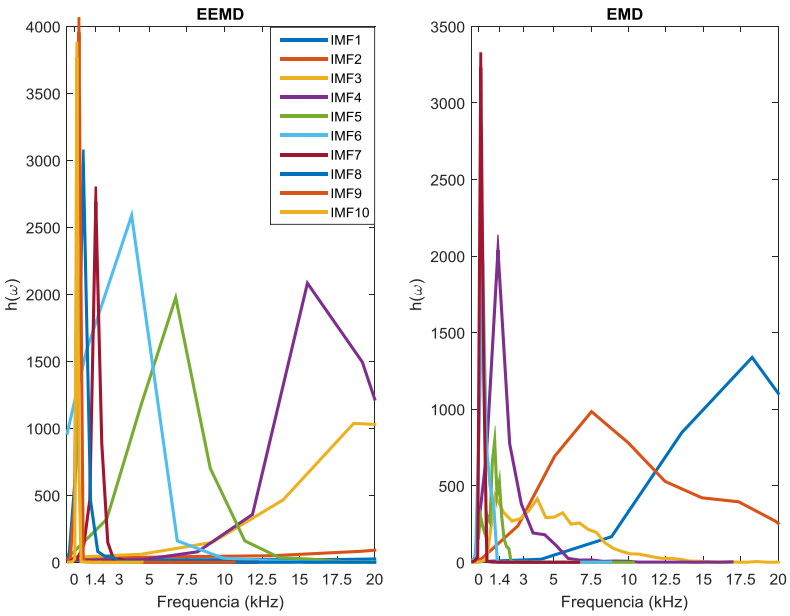


Figura 6: Espectros marginales de Hilbert de los IMFs obtenidos con las descomposiciones EEMD y EMD.

Se observa que cada uno de los modos obtenidos está mejor encuadrado en una determinada frecuencia para el caso que utiliza EEMD, mientras que con la otra metodología diferentes modos comparten las mismas frecuencias. Los modos buscados a 1,4 y 17 kHz respectivamente parecen estar mejor definidos con la descomposición EEMD, por lo que nos centraremos en los resultados alcanzados con dicha técnica.

Una de las diferencias que se aprecia con el uso de la EEMD respecto a EMD está en la figura 7, donde se comprueba que los armónicos de determinada frecuencia que aparecen y desaparecen en el tiempo se vinculan a un cierto modo (IMF2 EEMD), mostrando amplitud nula para el intervalo de tiempo en que han desaparecido (línea naranja). Por otro lado, la metodología EMD mezcla en un único modo armónicos de diferentes frecuencias, por lo que no se puede establecer con claridad en qué momento temporal han surgido o desaparecido.

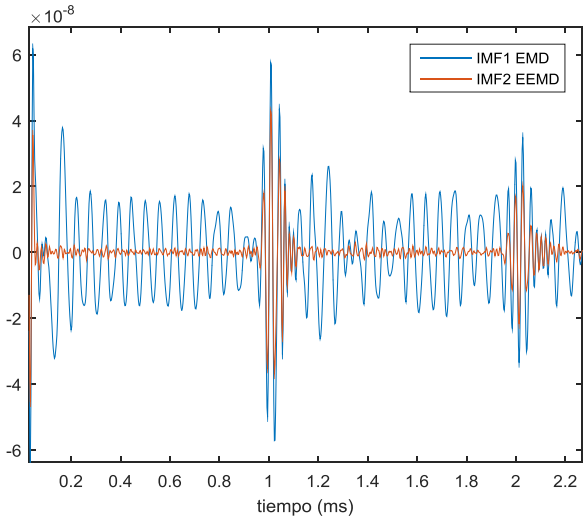


Figura 7: Efecto del uso del EEMDcon respecto al EMD en la obtención de un cierto IMF.

De cara al análisis de impacto eco, es preferible separar claramente las diferentes componentes de frecuencia. En la figura 8, se han representado los IMFs 4 y 7 y sus respectivos espectros de Fourier.

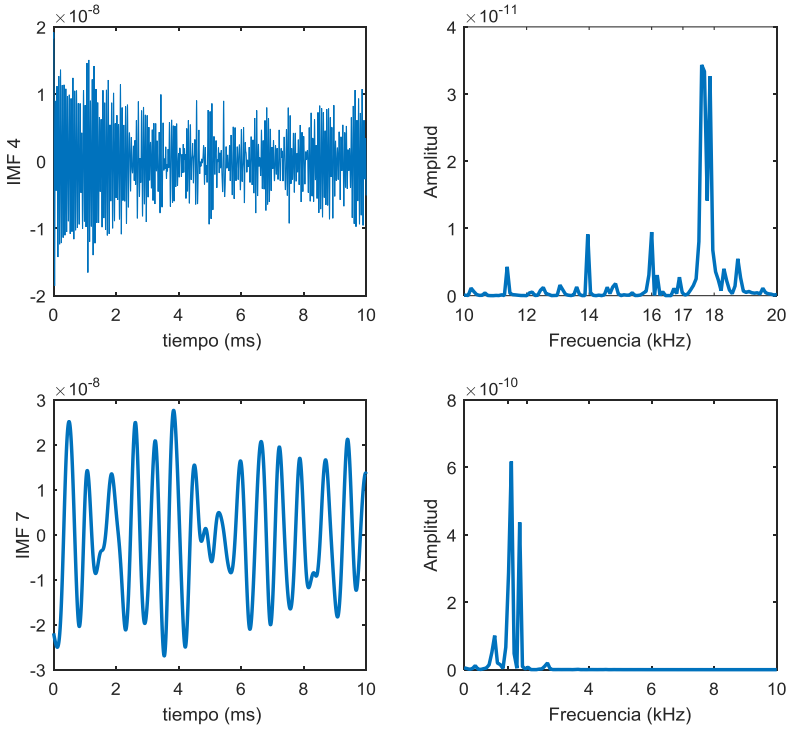


Figura 8: Modo 4 y 7 obtenidos mediante EEMD y sus respectivos espectros de Fourier.

Como se puede apreciar las frecuencias de ambos modos coinciden con la frecuencia de rebote de la grieta, 17 kHz, y la frecuencia vinculada al modo de grieta, 1,4 kHz.

En cuanto a la grieta de 5 cm de radio, las frecuencias de interés aparecen en los modos 2 y 3. La frecuencia eco sería la del modo 2, aunque resulta un poco más alta de los esperado, en torno a 18 kHz. La del modo 3 se sitúa en 7,6 kHz y corresponde a la grieta (véase figura 9).

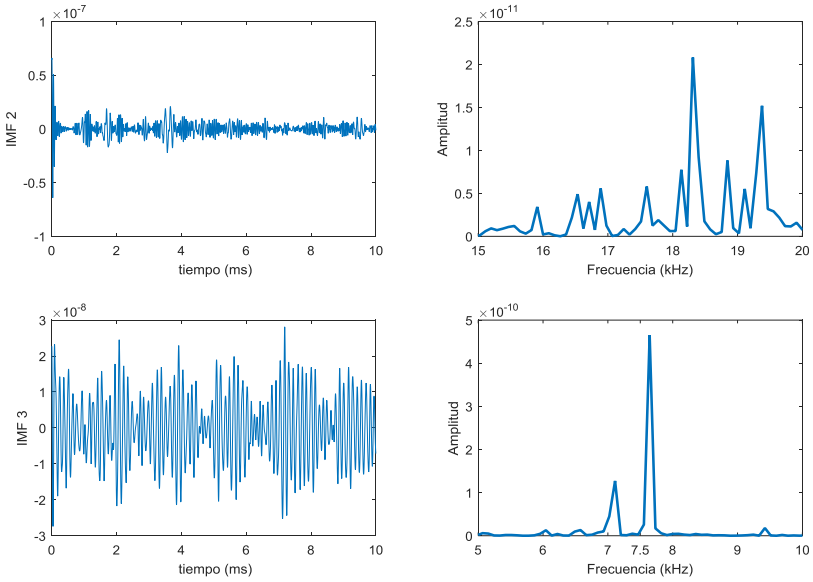


Figura 9: Modo 2 y 3 de la grieta de 5 cm de radio obtenidos mediante EEMD y sus respectivos espectros de Fourier.

6. Discusión de resultados

La metodología basada en las descomposición empírica presenta varias ventajas con respecto al análisis de Fourier clásico. En primer lugar, es una técnica más rápida ya que el análsis se realiza directamente sobre la señal original, sin necesidad de utilizar un filtrado previo o un preacondicionamiento de los datos. El hecho de que existan pocos puntos en la señal tampoco afecta ni al proceso de descomposición ni a la obtención de las frecuencias y amplitudes instantáneas por medio de la transformada de Hilbert.

Por otro lado, aunque los modos de interés son 2, la Descomposición Empírica permite obtener otros modos que pueden ser útiles para un estudio más detallado que no sólo incluya las frecuencias eco, sino también otras que permitan una caracterización de los modos de la placa. En la sección 4 se mencionaba que el modo de flexión de la placa se filtraba porque si no el resto de la señal no se podía apreciar. No obstante, con la metodología HHT, dicho modo situado a 300 Hz aparece tras la descomposición como el IMF 9 y no supone ningún problema para el resto del análisis. Su serie temporal y su espectro de Fourier se han representado en la figura 9.

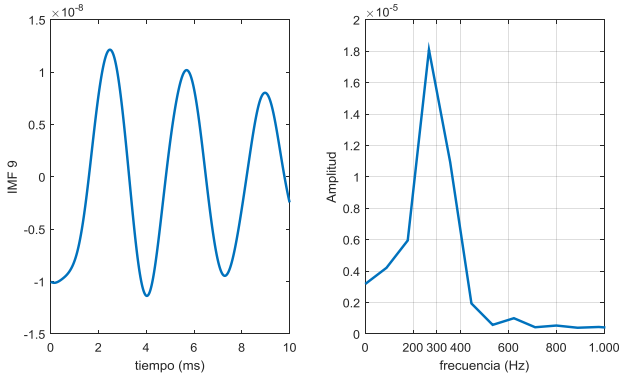


Figura 10: Serie temporal del IMF 9 (izquierda) correspondiente al modo de flexión de la placa y su espectro de Fourier (derecha).

Otro aspecto a tener en cuenta es que el uso del HHT permite un análisis multiresolución amplitud-frecuencia-tiempo, por lo que se pueden determinar los armónicos de mayor energía y el momento en el que aparecen o desaparecen, pudiendo vincular adecuadamente el análisis de la señal a la realidad física del experimento. La caracterización de la serie temporal es mas completa que con un análisis de Fourier clásico.

Con respecto a otras metodologías multiresolución también presenta ventajas. En el caso de las "wavelets", es necesario determinar qué tipo de "wavelet" correlaciona mejor con la serie temporal, y este es un proceso que puede llevar mucho tiempo. En cuanto a la "Short Time Fourier Transform" (STFT), se tiene la limitación de que el número de puntos de la señal suele ser escaso, aspecto que no se adecúa muy bien al hecho de que esta técnica requiere hacer bloques de la señal original para obtener mejores resultados.

7. Conclusiones

Se ha realizado una simualción por elementos finitos en Ansys® de impacto eco considerando una placa con una grieta de 50 cm de diámetro situada a una profundidad de 10 cm. Se han registrado las series temporales en varios puntos en la superficie y se han analizado con una metodología basada en Fourier y en la transformada de Hilbert-Huang.

El análisis clásico de Fourier permite obtener la frecuencia de rebote en la grieta o frecuencia de eco en el entorno de los 17 kHz tanto utilizando espectros cruzados (MCSD) como realizando un promedio de todos los espectros de los detectores considerados. Por otro lado, también es posible obtener la frecuencia a 1,4 kHz correspondiente al modo de flexión de la grieta. Hay que mencionar que el análisis clásico de Fourier implica en muchos casos tener que filtrar la señal original para poder distinguir mejor cada armónico.

Con el análisis HHT además de identificar los armónicos antes mencionados es posible obtener el armónico a 300 Hz correspondiente al modo de flexión de la placa sin que eso dificulte el análisis del resto de frecuencias. Además, con esta metodología se realiza una caracterización multiresolución amplitud-tiempo-frecuencia, evita el filtrado y no está condicionada por el tamaño de puntos de la señal original.

8. Referencias

[1] M. Sansalone. Impact-Eco: The Complete Story, ACI Structural Journal, 94, (1997), 777-785.

[2] R. Medina, A. Bayón. Elastic Constants of a Plate from Impact-Echo Resonance and Rayleigh Wave Velocity, Journal of Sound and Vibration, 329, (2010), 2114-2126.

[3] R. Medina, M. Garrido. Numerical Modelling of the Impact-Echo Method for Materials Characterisation, in: Damage & Fracture Mechanics VII, WIT Press, (2003), ISBN 1-85312-926-7, 273-282.

[4] O. Abraham, C. Lonard, P. Cte, B. Piwakowski. Time Frequency Analysis of Impact-Echo Signals: Numerical Modelling and Experimental Validation, ACI Materials Journal, 97(6), (2000), 645-657.

[5] Y.S. Cho. Non-destructive Testing of High Strength Concrete Using Spectral Analysis of Surface Waves, NDT & E International, 36, (2003), 229-235.

[6] A.K. Maji, M.L. Wang. Detection of Small Voids by Impact-Echo and Signal Processing, Serviceability and Durability of Construction Materials - Proceedings of the First Materials Engineering Congress, (1990), 1223-1232.

[7] R. Medina, M. Garrido. Improving Impact-echo Method by Using Cross-spectral Density, Journal of Sound and Vibration, 304, (2007), 769-778.

[8] H. Shyu, Y. Pai. A New Tool for Impact-Echo Measurements:Wavelet Transform, INSIGHT 39(5), (1997), 337-339.

[9] P.-L. Yeh, P.-L. Liu. Application of the wavelet transform and the enhanced Fourier spectrum in the impact echo test, NDT & E International, 41, (2008), 382-394.

[10] D. Algernon, H. Wiggenhauser. Impact Echo Data Analysis Based on Hilbert-Huang Transform, Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, 2028, (2007), 146-153.

[11] NE Huang. Hilbert-Huang transform and its applications. World Scientifica Publishing Co. 2014

[12] J. Blázquez, C. Montalvo, A. García-Berrocal, M.Balbás, Searching the beginning of BWR power instability events with the Hilbert Huang transform, Annals of Nuclear Energy, Volume 54, (2013), 281-288,

Comparación numérica de técnicas modales para la simulación acústica de dispositivos de escape con monolito

F. D. Denia, J. Martínez-Casas, J. Carballeira, E. Nadal, F. J. Fuenmayor

Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica. Universitat Politècnica de València. fdenia@mcm.upv.es

Este trabajo presenta diversos modelos analíticos tridimensionales para el estudio de la atenuación acústica en dispositivos de la línea de escape de vehículos que incorporan monolitos con conductos capilares, tales como catalizadores y filtros de partículas diésel. Se combina la propagación de modos de orden superior en los conductos de entrada/salida y la cámara central, de geometría cilíndrica, con un modelo acústico unidimensional para los conductos capilares del monolito central. En el primer caso (conductos y cámara) se recurre a la utilización de las funciones de Bessel correspondientes, mientras que en el caso del monolito se utilizan matrices de cuatro polos con las características acústicas del convertidor catalítico o bien del filtro de partículas. Para llevar a cabo el acoplamiento de las soluciones de la ecuación de ondas en los distintos subdominios que conforman el dispositivo de escape, y obtener la solución completa del campo acústico, se tienen en cuenta dos técnicas modales: colocación puntual y ajuste modal con integración ponderada. Los resultados proporcionados por dichas técnicas analíticas se validan mediante la comparación con simulaciones numéricas basadas en elementos finitos, mostrando una buena concordancia y un coste computacional mucho menor. Para las configuraciones estudiadas, la comparación de las técnicas analíticas propuestas pone de manifiesto las ventajas del método de ajuste modal frente al de colocación puntual en lo referente a coste computacional y precisión, debido entre otros motivos a la posibilidad de explotar las propiedades de ortogonalidad de los modos de presión transversales.

1. Introducción

Como consecuencia de las crecientes limitaciones existentes en lo que a emisiones contaminantes se refiere, la utilización de dispositivos de postratamiento tales como catalizadores y filtros de partículas diésel se ha convertido en una práctica necesaria en el diseño del sistema de escape de vehículos. Aunque dicho diseño se centra fundamentalmente en el control de emisiones de CO, NO_x, HC y partículas de hollín, entre otros [1], los aspectos acústicos asociados a los catalizadores y filtros de partículas juegan también un papel relevante y han de ser tenidos en cuenta en el diseño integral del sistema de escape del vehículo desde el punto de vista de control de ruido emitido. De esta manera, a nivel global, en el desarrollo de herramientas de predicción del comportamiento acústico de la línea de escape completa ha de considerarse no sólo la atenuación de ruido debida a los silenciadores, sino también la influencia de convertidores catalíticos y filtros. Por este motivo, en las publicaciones científicas sobre control de emisiones sonoras en motores pueden encontrarse diversas referencias asociadas al modelado acústico de estos dispositivos [2-8]. Una de las características más relevantes tanto en catalizadores como en filtros de partículas es la utilización de un monolito, habitualmente cerámico [1], formado por miles de tubos capilares cuya sección transversal es de dimensiones muy reducidas. En primer lugar deben valorarse los fenómenos de propagación sonora en el interior del monolito, donde tiene especial relevancia la interacción viscotérmica entre el aire y las paredes del tubo capilar. Una referencia obligada corresponde al trabajo de Kirchhoff [9], que presentó un modelo detallado para medio de propagación en reposo (sin flujo medio). Posteriormente, Zwikker y Kosten [10] obtuvieron soluciones relevantes para dicho modelo en el caso de capilares con sección transversal circular. De mayor interés práctico son las secciones rectangulares, tenidas en cuenta en los trabajos de Stinson [11] y Roh et al. [12]. La presencia de flujo medio fue tenida en cuenta por Dokumaci [13], que extendió el trabajo de Zwikker y Kosten [10] y obtuvo una solución analítica sencilla para considerar medio de propagación en movimiento en capilares circulares. Más tarde, el mismo autor presentó una solución analítica para capilares rectangulares de pequeñas dimensiones transversales, de nuevo en presencia de flujo medio [14]. Por otro lado, tanto el desarrollo como la implementación de herramientas de predicción de la propagación de ondas sonoras en el interior de catalizadores y filtros completos requieren adicionalmente modelos acústicos para las cámaras de expansión y conductos de entrada/salida ubicados a ambos lados del monolito. Los modelos tradicionales de onda plana [13-15] presentan importantes limitaciones y sólo son aplicables en el rango de bajas frecuencias y para conductos de pequeñas dimensiones transversales. Por estos motivos, y con vistas a tener mayor precisión en el análisis, en los

últimos años se han desarrollado numerosas aproximaciones multidimensionales numéricas [6,7,16] y analíticas [3,5,8], estas últimas de menor coste computacional. Los esquemas multidimensionales pueden subdividirse en dos grandes grupos. Por un lado, los denominados 3D conductos/3D capilares, de menor realismo y precisión, en los que se considera propagación multidimensional tanto en las cámaras de expansión y conductos de entrada/salida como en los capilares del monolito. Para ello se asume que dicho monolito se asemeja, acústicamente hablando, a un material fonoabsorbente con comportamiento homogéneo e isótropo, definido por una densidad y una velocidad del sonido efectivas complejas y dependientes de la frecuencia [17]. Por otro lado, la técnica 3D conductos/1D capilares, más realista, que sigue considerando propagación multidimensional en las cámaras de expansión y conductos de entrada/salida, pero asume comportamiento acústico unidimensional en el interior de los capilares e ignora por tanto cualquier posible tridimensionalidad del campo acústico en el seno del monolito [3-8,16]. Esta segunda aproximación permite por tanto la sustitución del bloque cerámico por una matriz de transferencia y sólo se da la presencia de ondas planas en el monolito, lo cual es más consistente con las características fundamentalmente unidimensionales de los tubos capilares que integran el catalizador o filtro. En este trabajo, la técnica 3D conductos/1D capilares se combina con las técnicas de colocación puntual [8,15,18-23] y de ajuste modal por integración ponderada [3,5,24-27], para reducir el coste computacional de otras herramientas basadas en el método de elementos finitos [2,7,15,28-30]. Se amplían así las herramientas de tipo analítico desarrolladas por el grupo investigador en publicaciones anteriores (disponibles en el apartado de referencias), de manera que en este trabajo se combina la propagación de modos de orden superior (3D) en las cámaras y conductos que forman la expansión de entrada y la contracción de salida (de geometría cilíndrica), con un modelo unidimensional (1D) para los tubos capilares del monolito central. El acoplamiento de las soluciones de la ecuación de ondas en los distintos dominios (funciones de Bessel radiales en zonas cilíndricas y ondas planas en los capilares) se efectúa en base a las condiciones de continuidad del campo de presiones y velocidades acústicas axiales en las interfaces de transición geométrica. Dichas condiciones de continuidad se imponen tanto a nivel de punto (colocación puntual) como en forma de integral ponderada (ajuste modal). Los resultados analíticos obtenidos mediante ambas técnicas se validan por comparación con simulaciones numéricas basadas en elementos finitos, mostrando una buena concordancia y un coste computacional menor. Además se comparan ambas aproximaciones analíticas, lo cual pone de manifiesto, para las geometrías cilíndricas estudiadas, las ventajas del método de ajuste modal frente al de colocación puntual en lo referente a tiempo de cálculo y precisión, debido entre otros motivos a la posibilidad de explotar las propiedades de ortogonalidad de los modos de presión transversales.

2. Modelo matemático del problema acústico

La figura 1 muestra el esquema de un dispositivo de la línea de escape de un vehículo que incorpora un monolito. En la entrada se tienen las regiones A y B, que forman la expansión, y en la contracción de salida se tienen los conductos D y E. Dichos conductos se caracterizan por tener sección transversal axialmente uniforme, y desde un punto de vista acústico el medio de propagación (aire) queda definido por la densidad ρ_0 y la velocidad del sonido c_0. Como se ha indicado anteriormente, en las regiones A, B, D y E el campo acústico es en general multidimensional. Por otro lado, en la parte central del dispositivo se encuentra el monolito, formado por multitud de tubos capilares de sección transversal muy reducida. La propagación acústica en dichos capilares es básicamente unidimensional y puede caracterizarse mediante una matriz de cuatro polos (ver figura 1) que depende de las propiedades equivalentes ρ_m y c_m, complejas y dependientes de la frecuencia [17].

Para definir por completo el campo acústico en el interior del dispositivo, es necesario resolver la ecuación de ondas [15]. La solución de dicha ecuación en un conducto de pared rígida como el A (y también B, D y E con las modificaciones oportunas) puede escribirse como [5,21,23-27]

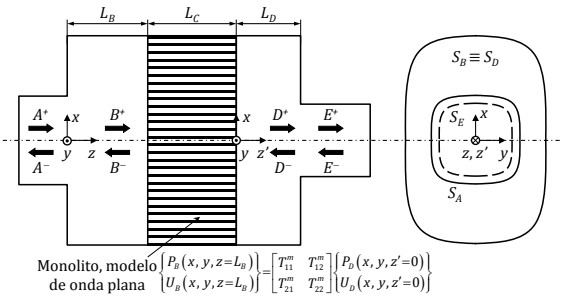


Figura 1: Esquema de dispositivo de escape con las diferentes regiones implicadas en la propagación acústica: conductos de entrada/salida y monolito.

$$P_A(x,y,z)=\sum_{n=1}^{\infty}\left(A_n^+ \mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{A,n}z}+A_n^- \mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{A,n}z}\right)\psi_{A,n}(x,y) \tag{1}$$

$$U_A(x,y,z)=\frac{1}{\rho_0\omega}\sum_{n=1}^{\infty}k_{A,n}\left(A_n^+ \mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{A,n}z}-A_n^- \mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{A,n}z}\right)\psi_{A,n}(x,y) \tag{2}$$

donde P_A y U_A son la presión y la velocidad acústica axial, A_n^+ y A_n^- representan las amplitudes de onda progresivas y regresivas (incógnitas), $\psi_{A,n}$ es el modo de presión transversal, $k_{A,n}$ el número de onda axial, ω la frecuencia angular y j la unidad imaginaria.

Para el cálculo de las amplitudes modales en todos los conductos, es decir, de las incógnitas del problema acústico $A_n^{\pm}$, $B_n^{\pm}$, $D_n^{\pm}$ y $E_n^{\pm}$, se requiere el planteamiento de un sistema adecuado de ecuaciones. Esto puede lograrse mediante la imposición de las condiciones de continuidad de los campos de presión P y velocidad axial U en los cambios geométricos así como el acoplamiento acústico a ambos lados del monolito. En primer lugar, para la expansión formada por el conducto de entrada y la cámara de la izquierda se tiene

$$P_A(x,y,z=0)=P_B(x,y,z=0) \text{ en } S_A \tag{3}$$

$$U_A(x,y,z=0)=U_B(x,y,z=0) \text{ en } S_A \tag{4}$$

mientras que en la placa rígida izquierda la velocidad axial es cero, es decir

$$U_B(x,y,z=0)=0 \text{ en } S_B-S_A \tag{5}$$

En segundo lugar, el acoplamiento a ambos lado del monolito (interfases S_B y S_D) permite escribir (ver figura 1)

$$P_B(x,y,z=L_B)=T_{11}^m P_D(x,y,z'=0)+T_{12}^m U_D(x,y,z'=0) \quad \text{en } S_B\equiv S_D \tag{6}$$

$$U_B(x,y,z=L_B)=T_{21}^m P_D(x,y,z'=0)+T_{22}^m U_D(x,y,z'=0) \quad \text{en } S_B\equiv S_D \tag{7}$$

que en forma matricial queda como

$$\begin{Bmatrix} P_B(x,y,z=L_B) \\ U_B(x,y,z=L_B) \end{Bmatrix}=\begin{bmatrix} T_{11}^m & T_{12}^m \\ T_{21}^m & T_{22}^m \end{bmatrix}\begin{Bmatrix} P_D(x,y,z'=0) \\ U_D(x,y,z'=0) \end{Bmatrix} \quad \text{en } S_B\equiv S_D \tag{8}$$

Por último, para la contracción formada por la cámara de la derecha y el conducto de salida puede escribirse

$$P_D(x,y,z'=L_D)=P_E(x,y,z''=0) \text{ en } S_E \tag{9}$$

$$U_D(x,y,z'=L_D)=U_E(x,y,z''=0) \text{ en } S_E \tag{10}$$

y en la placa rígida derecha queda

$$U_D(x,y,z'=L_D)=0 \text{ en } S_D-S_E \tag{11}$$

En las siguientes secciones se presentan de forma explícita las ecuaciones que se obtienen mediante la aplicación de las técnicas de colocación puntual y ajuste modal al caso particular de conductos con secciones transversales circulares. En este caso, los modos transversales de presión vienen dados por las funciones de Bessel [15] y es posible un tratamiento analítico. Existen otras geometrías, de gran interés práctico, como las rectangulares y las elípticas, que también admiten una descripción analítica de los modos transversales, lo cual se traduce en una reducción considerable del coste computacional (por ejemplo, a la hora de integrar en la técnica de ajuste modal los productos de modos en las secciones de los conductos [5,24-27]). Para geometrías de sección arbitraria, puede utilizarse el método de elementos finitos en dos dimensiones para calcular dichos modos [21,23] y recurrir a esquemas de integración numérica.

2.1. Sección transversal circular

En las simulaciones llevadas a cabo se considera una configuración geométrica en la que los conductos implicados tienen sección transversal circular y son concéntricos. El modo de presión para el conducto A puede escribirse como [25-27]

$$\psi_{A,n}=\psi_{A,n}(r)=\mathrm{J}_0(\alpha_n r/R_1) \tag{12}$$

donde J_0 es la función de Bessel de primera especie y orden cero, y α_n es la enésima raíz (o valor característico) asociada a la condición de conducto de pared rígida $\mathrm{J}_0'(\alpha_n)$ [5,15]. La expresión (12) también es válida para los conductos B, D y E utilizando el radio correspondiente. El número de onda axial viene dado por [25-27]

$$k_{A,n}=\sqrt{k_0^2-\left(\alpha_n/R_1\right)^2},\quad k_0>\alpha_n/R_1;\qquad -\sqrt{k_0^2-\left(\alpha_n/R_1\right)^2},\quad k_0<\alpha_n/R_1 \tag{13}$$

donde $k_0 = \omega / c_0$ es el número de onda del medio de propagación.

2.2. Acoplamiento mediante colocación puntual

La técnica de colocación puntual impone las condiciones (3)-(11) a nivel de punto [18-23]. Como se verá posteriormente, la selección de los puntos de colocación tiene influencia en los resultados y puede condicionar la precisión y la velocidad de convergencia de la solución obtenida. Para generar el sistema algebraico de ecuaciones, los desarrollos modales utilizados para la presión y la velocidad axial (ver ecuaciones (1) y (2)) se truncan a un número de modos dado por N_m para las regiones B y D (cámaras), mientras que en los conductos de entrada y salida A y E se consideran los valores N_a y N_e, respectivamente. La condición de continuidad de presión dada por la ecuación (3) se fuerza en N_a puntos de S_A dados por las coordenadas (r_p, $z = 0$), para $p = 1, 2, \ldots, N_a$. Esto proporciona el siguiente conjunto de ecuaciones:

$$\sum_{n=1}^{N_a}\left(A_n^+ + A_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_1\right)r_p\right)=\sum_{n=1}^{N_m}\left(B_n^+ + B_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)\qquad \text{para } 0\le r_p\le R_1 \tag{14}$$

La condición de continuidad de velocidad acústica axial definida en la ecuación (4) se considera en los mismos puntos N_a ubicados en (r_p, $z = 0$) sobre la sección S_A, dando para $p = 1, 2, \ldots, N_a$

$$\sum_{n=1}^{N_a}k_{A,n}\left(A_n^+ - A_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_1\right)r_p\right)=\sum_{n=1}^{N_m}k_{B,n}\left(B_n^+ - B_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)\qquad \text{para } 0\le r_p\le R_1 \tag{15}$$

En el caso de la placa rígida izquierda, cuya ecuación asociada es la (5), se eligen $N_m - N_a$ puntos en $S_B - S_A$. En este caso las coordenadas correspondientes son (r_p, $z = 0$), con $p = 1, 2, \ldots, N_m - N_a$, lo cual permite escribir

$$\sum_{n=1}^{N_m}k_{B,n}\left(B_n^+ - B_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)=0\qquad \text{para } R_1\le r_p\le R_2 \tag{16}$$

Para la relación de onda plana definida por la matriz de cuatro polos, ecuaciones (6)-(8), se fuerzan las condiciones sobre N_m puntos en S_B ($\equiv S_D$), estableciendo una conexión punto a punto entre ambos lados del monolito. Las expresiones particulares que acoplan el campo acústico de la región B en las coordenadas (r_p, $z = L_B$) con el campo en la región D para los puntos ubicados en (r_p, $z' = 0$) vienen dadas por

$$\begin{aligned}&\sum_{n=1}^{N_m}\left(B_n^+\,\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{B,n}L_B}+B_n^-\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{B,n}L_B}\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)\\&=T_{11}^m\sum_{n=1}^{N_m}\left(D_n^+ + D_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)+\frac{T_{12}^m}{\rho_0\,\omega}\sum_{n=1}^{N_m}k_{D,n}\left(D_n^+ - D_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)\qquad \text{para } 0\le r_p\le R_2\end{aligned} \tag{17}$$

$$\begin{aligned}&\frac{1}{\rho_0\,\omega}\sum_{n=1}^{N_m}k_{B,n}\left(B_n^+\,\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{B,n}L_B}-B_n^-\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{B,n}L_B}\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)\\&=T_{21}^m\sum_{n=1}^{N_m}\left(D_n^+ + D_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)+\frac{T_{22}^m}{\rho_0\,\omega}\sum_{n=1}^{N_m}k_{D,n}\left(D_n^+ - D_n^-\right)\mathrm{J}_0\left(\left(\alpha_n/R_2\right)r_p\right)\qquad \text{para } 0\le r_p\le R_2\end{aligned} \tag{18}$$

Es interesante destacar aquí que las ecuaciones (17) y (18) implican todas la amplitudes de onda de las cámaras B y D. Como se verá posteriormente al aplicar la técnica de ajuste modal, esta situación es mejorable desde un punto de vista computacional.

Finalmente se considera la contracción. Las condiciones son similares a las de la expansión, Eqs. (14)-(16) y no se detallan aquí por las limitaciones de extensión.

2.3. Acoplamiento mediante ajuste modal (integración ponderada)

En este caso, las ecuaciones (3)-(11) se fuerzan de forma "débil", mediante un procedimiento de integración ponderada cuyas funciones de ponderación son los propios modos transversales de los conductos [5,24-27,30]. Para la aplicación de la técnica de ajuste modal, se consideran N_m términos en la expansión modal del campo acústico de las regiones B y D (cámaras); a su vez, para los conductos de entrada y salida A y E se tienen en cuenta

N_a y N_e modos, respectivamente. Los detalles para la generación del sistema de ecuaciones se proporcionan a continuación.

En primer lugar se considera la expansión, definida por la ecuación (3) de continuidad de presión. Se multiplica dicha ecuación por el modo transversal del conducto de entrada $\psi_{A,s}$, para s = 1, 2, …, N_a, y se integra sobre S_A. Esto proporciona

$$\int_{S_A} P_A(x,y,z=0)\psi_{A,s}(x,y)dS = \int_{S_A} P_B(x,y,z=0)\psi_{A,s}(x,y)dS \tag{19}$$

Las propiedades de ortogonalidad de los modos transversales [5,24-27,30] permiten escribir, para s = 1, 2, …, N_a, la siguiente relación

$$\left(A_s^+ + A_s^-\right)\int_{S_A} \psi_{A,s}^2(x,y)dS = \sum_{n=1}^{N_m}\left(B_n^+ + B_n^-\right)\int_{S_A} \psi_{B,n}(x,y)\psi_{A,s}(x,y)dS \tag{20}$$

Nótese la desaparición del sumatorio en el lado izquierdo de la ecuación (20).

Las ecuaciones de velocidad (4) y (5) se multiplican por el modo transversal de la cámara B, $\psi_{B,s}$, con s = 1, 2, …, N_m. La primera se integra en S_A y la segunda en $S_B - S_A$. Tras sumar ambas integrales se llega a

$$\int_{S_A} U_A(x,y,z=0)\psi_{B,s}(x,y)dS = \int_{S_B} U_B(x,y,z=0)\psi_{B,s}(x,y)dS \tag{21}$$

De forma similar al caso anterior, las propiedades de ortogonalidad de los modos transversales permiten obtener para s = 1, 2, …, N_m

$$\sum_{n=1}^{N_a} k_{A,n}\left(A_n^+ - A_n^-\right)\int_{S_A} \psi_{A,n}(x,y)\psi_{B,s}(x,y)dS = k_{B,s}\left(B_s^+ - B_s^-\right)\int_{S_A} \psi_{B,s}^2(x,y)dS \tag{22}$$

De nuevo, cabe observar que ha desaparecido el sumatorio en el lado derecho de la ecuación (22).

En el caso concreto de conductos circulares concéntricos, las ecuaciones (20) y (22) pueden calcularse de forma analítica con un coste computacional muy bajo. Debido a las limitaciones de extensión, no se pueden dar más detalles. Pueden consultarse, por ejemplo, en las referencias [25-27].

En segundo lugar se considera el acoplamiento de los campos acústicos correspondientes a las cámaras B y D ubicadas a ambos lados del monolito. Las ecuaciones (6)-(8) se multiplican, por ejemplo, por el modo transversal $\psi_{B,s}$ (nótese que $S_B \equiv S_D$), lo cual permite obtener

$$B_s^+ \mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{B,s}L_B} + B_s^- \mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{B,s}L_B} = T_{11}^m\left(D_s^+ + D_s^-\right) + T_{12}^m\left(k_{D,s}/(\rho_0\omega)\right)\left(D_s^+ - D_s^-\right) \tag{23}$$

$$\left(k_{B,s}/(\rho_0\omega)\right)\left(B_s^+ \mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{B,s}L_B} - B_s^- \mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{B,s}L_B}\right) = T_{21}^m\left(D_s^+ + D_s^-\right) + T_{22}^m\left(k_{D,s}/(\rho_0\omega)\right)\left(D_s^+ - D_s^-\right) \tag{24}$$

Cabe destacar en este punto que las expresiones (23) y (24) obtenidas mediante ajuste modal permiten explotar las condiciones de ortogonalidad y resultan mucho más sencillas que las correspondientes a colocación puntual, (ver ecuaciones (17) y (18)). Las expresiones obtenidas no presentan ni integrales ni sumas modales, son independientes de la geometría de la sección transversal (asumiendo uniformidad axial) y relacionan directamente amplitudes de onda con el mismo orden modal. Como se verá posteriormente, las prestaciones computacionales de esta aproximación mejoran sustancialmente las correspondientes a colocación puntual. Además, las ventajas son evidentes también respecto al caso de geometrías con sección no uniforme axialmente, tales como las configuraciones que incorporan conductos cónicos [3,8].

En tercer lugar, y por último, se utiliza un procedimiento similar al de la expansión para tratar las ecuaciones (9)-(11) asociadas a la contracción. Para la condición de presión (9) resulta

$$\sum_{n=1}^{N_m}\left(D_n^+ \mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{D,s}L_D} + D_n^- \mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{D,s}L_D}\right)\int_{S_E} \psi_{D,n}(x,y)\psi_{E,s}(x,y)dS = \left(E_s^+ + E_s^-\right)\int_{S_E} \psi_{E,s}^2(x,y)dS \tag{25}$$

para s = 1, 2, …, N_e. Las condiciones de velocidad (10) y (11) permiten obtener

$$k_{D,s}\left(D_s^+ \mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_{D,s}L_D} - D_s^- \mathrm{e}^{\mathrm{j}k_{D,s}L_D}\right)\int_{S_D}\psi_{D,s}^2(x,y)dS = \sum_{n=1}^{N_e} k_{E,n}\left(E_n^+ - E_n^-\right)\int_{S_E}\psi_{E,n}(x,y)\psi_{D,s}(x,y)dS \quad (26)$$

con s = 1, 2, …, N_m. Debido a las limitaciones de extensión, no se pueden dar más detalles de la particularización a conductos circulares. Pueden consultarse, por ejemplo, en las referencias [25-27].

3. Resultados y discusión

Para la obtención de resultados con los modelos propuestos se considera la configuración concreta definida a continuación. Los conductos y cámaras tienen dimensiones dadas por R_1 = R_3 = 0.0268 m, R_2 = 0.15 m y L_B = L_D = 0.1 m. Se asume en los cálculos la hipótesis de flujo frío [30], de tal forma que para el aire se toma c_0 = 340 m/s y ρ_0 = 1.225 kg/m^3. En cuanto al modelo acústico del monolito, queda caracterizado por los siguientes valores: longitud L_C = 0.2 m, resistividad R = 1000 rayl/m, porosidad ϕ = 0.8, factor geométrico α_g = 1.07, viscosidad dinámica μ = 1.783·10^{-5} Pa s, conductividad térmica κ = 0.02534 W/(m K) y calor específico a presión constante C_p = 1005 J/(kg K). El modelo detallado para la obtención de la matriz de cuatro polos puede consultarse en la bibliografía [5,7,17].

3.1. Validación

En primer lugar, los modelos analíticos de colocación puntual y ajuste modal se comparan con una solución numérica de referencia obtenida mediante el método de elementos finitos [7] con vistas a validar las técnicas desarrolladas en este trabajo. En los cálculos numéricos, la malla de elementos finitos está formada por elementos cuadriláteros cuadráticos axisimétricos de 8 nodos, con un tamaño uniforme de valor 0.0015 m aproximadamente. Con dicho tamaño de elemento queda garantizada una solución de referencia suficientemente precisa para la máxima frecuencia de interés. En los cálculos asociados a la técnica de colocación puntual se han obtenido cuatro soluciones con: (1) N_m = 4 puntos en las cámaras y N_a = N_e = 1 punto en los conductos de entrada salida; (2) N_m = 10 y N_a = N_e = 2; (3) N_m = 40 y N_a = N_e = 8; y (4) N_m = 75 y N_a = N_e = 14. En cuanto a la técnica de ajuste modal, se muestran tres soluciones y los modos considerados son: (1) N_m = 2 y N_a = N_e = 1; (2) N_m = 4 y N_a = N_e = 1; y (3) N_m = 10 y N_a = N_e = 2. En la sección 3.2 se dará más información en relación a la influencia de N_m. La figura 2 muestra los resultados obtenidos mediante las tres herramientas de cálculo. Puede comprobarse que existe una adecuada convergencia y que la concordancia es excelente para los máximos números de puntos de colocación/modos, siendo en este caso prácticamente imposible distinguir las curvas de atenuación. Así pues, se considera que los modelos desarrollados tienen una precisión satisfactoria y pueden aplicarse a la simulación del comportamiento acústico de dispositivos de la línea de escape con monolito.

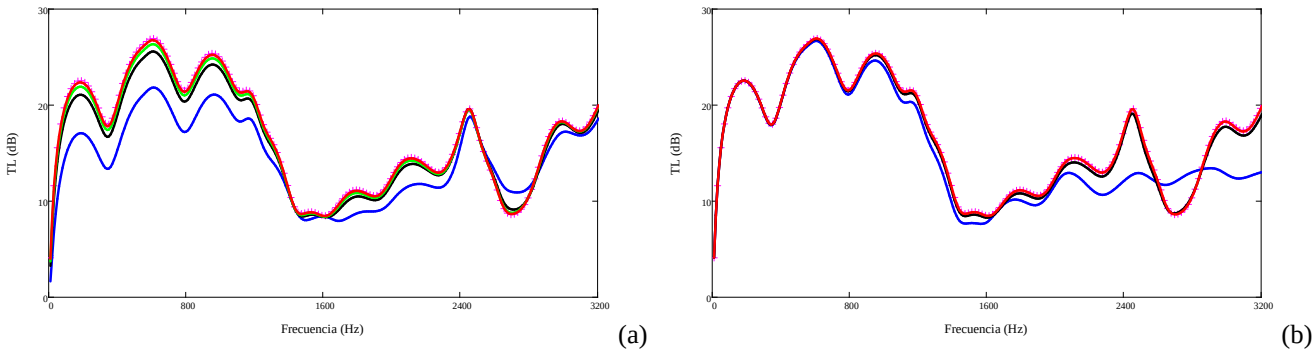


Figura 2: *TL* de dispositivo de escape con monolito. (a): + + +, elementos finitos; ——, colocación puntual, N_m = 4 puntos; ——, colocación puntual, N_m = 10 puntos; ——, colocación puntual, N_m = 40 puntos; ——, colocación puntual, N_m = 75 puntos; (b): + + +, elementos finitos; ——, ajuste modal, N_m = 2 modos; ——, ajuste modal, N_m = 4 modos; ——, ajuste modal, N_m = 10 modos.

3.2. Comparación de las técnicas propuestas

Se procede a comparar en esta sección las prestaciones computacionales de las técnicas propuestas. De la información previa mostrada en la figura 2 puede inferirse que la solución converge al aumentar el número de puntos de colocación/modos. Este aspecto queda debidamente confirmado por los resultados presentados en la figura 3(a), en la que se muestra que el error relativo en el *TL* [7] se reduce a medida que se incrementa N_m. Para el cálculo del error mostrado se ha tomando como referencia la solución de elementos finitos detallada en la sección 3.1. En el caso de la técnica de ajuste modal, la evolución decreciente del error muestra una mayor uniformidad

(nótese que se utiliza escala log-log), mientras que colocación puntual presenta una tendencia general menos uniforme, fenómeno que merece un estudio pormenorizado en futuros trabajos. En la figura 3(b) se muestra información relativa al tiempo de cálculo, que obviamente aumenta para valores mayores de N_m, si bien no es directamente comparable sin tener en cuenta el error asociado a la solución obtenida (ver figura 3(c)). De cualquier manera, los tiempos de computación en el caso de las dos técnicas propuestas mejoran considerablemente las prestaciones de elementos finitos para un valor similar de error.

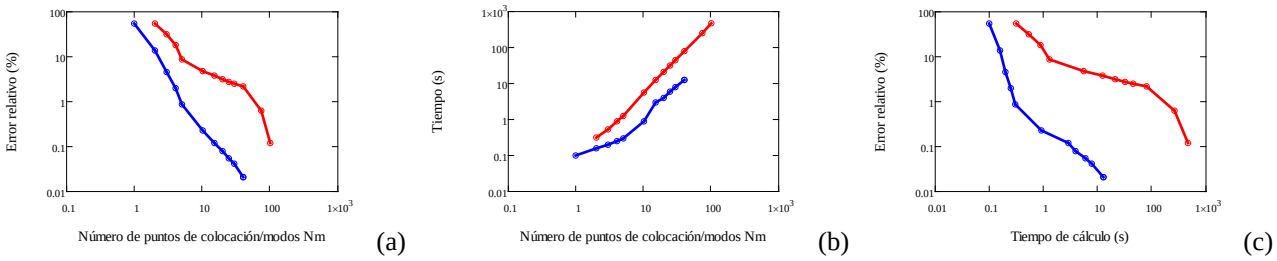


Figura 3: Prestaciones computacionales de las técnicas propuestas en función del número de puntos de colocación/modos. (a) Error relativo (%): —o—, colocación puntual; —o—, ajuste modal; (b) tiempo de cálculo (s): —o—, colocación puntual; —o—, ajuste modal; (c) error relativo (%) en función del tiempo de cálculo (s): —o—, colocación puntual; —o—, ajuste modal.

En la figura 3(c) se presenta información de mayor utilidad, que relaciona tiempo de cálculo con error de la solución. Al menos para el problema concreto analizado en este trabajo es evidente que la técnica de ajuste modal supera a la de colocación puntual ya que, para un nivel de error deseado, el tiempo de cálculo de la primera es considerablemente menor que el de la segunda. Es evidente que las propiedades de ortogonalidad de los modos transversales en el caso de conductos de sección axialmente uniforme juegan un papel importante en este sentido. Para conductos de sección variable (por ejemplo, cónicos) cabe esperar que las diferencias no sean tan favorables a ajuste modal [3,8]. Lo mismo puede decirse en aquellos casos en los que no existan fórmulas analíticas del tipo mostrado en [25-27] para evaluar las integrales asociadas a ajuste modal (por ejemplos, secciones transversales de ciertas complejidad). Una posibilidad razonable en el caso de geometrías de sección transversal arbitraria, pero axialmente uniforme, podría consistir en la utilización de un enfoque híbrido que combinara colocación puntual en los cambios de sección (expansiones y contracciones) junto con las ecuaciones (23) y (24) para el monolito.

4. Conclusiones

Se han presentado dos modelos analíticos tridimensionales para la simulación del comportamiento acústico de dispositivos de escape con monolito, tales como catalizadores y filtros de partículas diésel. Dichos modelos combinan la propagación de modos de orden superior en los conductos de entrada/salida y cámaras de expansión/contracción, de geometría cilíndrica, con un modelo acústico de onda plana para los tubos capilares del monolito central. En el primer caso (conductos y cámaras) se ha recurrido a la utilización de las funciones de Bessel; en el caso del monolito se ha utilizado una matriz de cuatro polos con las características acústicas del convertidor catalítico. Para el acoplamiento de las soluciones de la ecuación de ondas en los distintos subdominios del dispositivo de escape se ha recurrido a dos técnicas modales: colocación puntual y ajuste modal con integración ponderada. En primer lugar se han presentado de forma detallada las ecuaciones correspondientes a ambas aproximaciones. A continuación, los resultados proporcionados por dichas técnicas analíticas se han validado mediante comparación con cálculos de elementos finitos, mostrando una buena concordancia y una reducción notable del coste computacional. La comparación de las técnicas analíticas propuestas, para las configuraciones concretas objeto de estudio, ha puesto de manifiesto las ventajas del método de ajuste modal frente al de colocación puntual en lo referente a coste computacional y precisión, debido entre otros motivos a la posibilidad de explotar las propiedades de ortogonalidad de los modos de presión transversales.

5. Agradecimientos

Los autores desean agradecer el apoyo recibido del Ministerio de Economía y Competitividad y del Fondo Europeo de Desarrollo Regional (proyecto TRA2013-45596-C2-1-R), así como de la Conselleria d'Educació, Cultura i Esport (proyecto Prometeo/2016/007).

6. Referencias

[1] A.Ocaña. Tratado del Automóvil, Ed. Dossat, 2001. ISBN: 84 95312-15-8.

[2] A. Selamet, V. Easwaran, J. M. Novak, R. A. Kach. Wave attenuation in catalytic converters: reactive versus dissipative effects, Journal of the Acoustical Society of America, 103 (1998), 935–943.
[3] F. D. Denia, L. Baeza, R. Kirby, A. Selamet. A multidimensional analytical study of sound attenuation in catalytic converters, 39th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering (Inter-noise), Lisboa, Portugal, (2010).
[4] Sabry Allam, Mats Åbom. Sound propagation in an array of narrow porous channels with application to diesel particulate filters, Journal of Sound and Vibration, 291 (2006), 882-901.
[5] A. G. Antebas. Contribución al modelado acústico de la línea de escape en motores de combustión. Aplicación a silenciadores y catalizadores, Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, Valencia, (2010).
[6] C. Jiang, T. W. Wu, M. B. Xu, C. Y. R. Cheng. BEM modeling of mufflers with diesel particulate filters and catalytic converters, Noise Control Engineering Journal, 58 (2010), 243-250.
[7] F. D. Denia, J. Martínez-Casas, L. Baeza, F. J. Fuenmayor. Acoustic modelling of exhaust devices with nonconforming finite element meshes and transfer matrices, Applied Acoustics, 73 (2012), 713-722.
[8] F. D. Denia, E. M. Sánchez-Orgaz, J. Carballeira, F. J. Fuenmayor. Modelado del comportamiento acústico de catalizadores cónicos mediante colocación puntual, Tecniacústica 2015, 46º Congreso Español de Acústica, Valencia, España, (2015).
[9] G. Kirchhoff. Ueber den einfluss der wärmeleitung in einem gase auf die schallbewegung, Annalen der Physik und Chemie, 134 (1868), 177-193.
[10] C. Zwikker, C. W. Kosten. Sound Absorbing Materials, Elsevier (1949).
[11] M. R. Stinson. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape, Journal of the Acoustical Society of America, 89 (1991), 550-558.
[12] H. S. Roh, W. P. Arnott, J. M. Sabatier, R. Raspet. Measurement and calculation of acoustic propagation constants in arrays of small air-filled rectangular tubes, Journal of the Acoustical Society of America, 89 (1991), 2617-2624.
[13] E. Dokumaci. Sound transmission in narrow pipes with superimposed uniform mean flow and acoustic modelling of automobile catalytic converters, Journal of Sound and Vibration, 182 (1995), 799-808.
[14] E. Dokumaci. On transmission of sound in circular and rectangular narrow pipes with superimposed mean flow, Journal of Sound and Vibration, 210 (1998), 375-389.
[15] M. L. Munjal. Acoustics of Ducts and Mufflers, Ed. Wiley, 2014. ISBN: 978-1-118-44312-5.
[16] F. D. Denia, A. G. Antebas, R. Kirby, F. J. Fuenmayor. Multidimensional acoustic modelling of catalytic converters, 16th International Congress on Sound and Vibration, Cracovia, Polonia (2009).
[17] J. F. Allard, N. Atalla. Propagation of Sound in Porous Media, Ed. Wiley, 2009. ISBN: 978-0-470-746615-0.
[18] R. Glav. The point-matching method on dissipative silencers of arbitrary cross-section, Journal of Sound and Vibration, 189 (1996), 123-135.
[19] R. Glav. The transfer matrix for a dissipative silencer of arbitrary cross-section, Journal of Sound and Vibration, 236 (2000), 575-594.
[20] R. Kirby, J. B. Lawrie. A point collocation approach to modelling large dissipative silencers, Journal of Sound and Vibration, 286 (2005), 313-339.
[21] R. Kirby. Transmission loss predictions for dissipative silencers of arbitrary cross section in the presence of mean flow, Journal of the Acoustical Society of America, 114 (2003), 200-209.
[22] L. Yang, Z. L. Ji, T. W. Wu. Transmission loss prediction of silencers by using combined boundary element method and point collocation approach, Engineering Analysis with Boundary Elements, 61 (2015), 265-273.
[23] F. D. Denia, E. M. Sánchez-Orgaz, L. Baeza, R. Kirby. Point collocation scheme in silencers with temperature gradient and mean flow, Journal of Computational and Applied Mathematics, 291 (2016), 127-141.
[24] R. Kirby, F. D. Denia. Analytic mode matching for a circular dissipative silencer containing mean flow and a perforated pipe, Journal of the Acoustical Society of America, 122 (2007), 3471-3482.
[25] F. D. Denia, A. Selamet, F. J. Fuenmayor, R. Kirby. Acoustic attenuation performance of perforated dissipative mufflers with empty inlet/outlet extensions, Journal of Sound and Vibration, 302 (2007), 1000-1017.
[26] F. D. Denia, A. Selamet, M. J. Martínez, F. J. Fuenmayor. Sound attenuation of a circular multi-chamber hybrid muffler, Noise Control Engineering Journal, 56 (2008), 356-364.
[27] F. D. Denia, A. G. Antebas, A. Selamet, A. M. Pedrosa. Acoustic characteristics of circular dissipative reversing chamber mufflers, Noise Control Engineering Journal, 59 (2011), 234-246.
[28] A. G. Antebas, F. D. Denia, A. M. Pedrosa, F. J. Fuenmayor. A finite element approach for the acoustic modeling of perforated dissipative mufflers with non-homogeneous properties, Mathematical and Computer Modelling, 57 (2013), 1970-1978.
[29] F. D. Denia, E. M. Sánchez-Orgaz, J. Martínez-Casas, R. Kirby. Finite element based acoustic analysis of dissipative silencers with high temperature and thermal-induced heterogeneity, Finite Elements in Analysis and Design, 101 (2015), 46-57.
[30] E. M. Sánchez-Orgaz. Advanced numerical techniques for the acoustic modelling of materials and noise control devices in the exhaust system of internal combustion engines, Tesis Doctoral, Universitat Politècnica de València, Valencia, (2016).

Método del Componente Virtual para la caracterización de las uniones en estructuras máquina-herramienta

J.A. Ealo Muñoz[1], I. Garitaonandia Areitio[2], M.H. Fernandes Rodrigues[3], J.M. Hernández-Vazquez[4]

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. jonander.ealo@ehu.eus

[2] Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. iker.garitaonandia@ehu.eus

[3] Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. mariahelena.fernandes@ehu.eus

[4] Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco UPV/EHU. jesusmaria.hernandez@ehu.eus

El comportamiento de las uniones entre los distintos componentes mecánicos de una máquina-herramienta puede constituir un problema complejo a la hora del cálculo de sus frecuencias naturales y de los modos asociados. Las pruebas experimentales predicen un comportamiento no lineal de la rigidez frente a la frecuencia, por lo que se requiere hallar un valor de dicha rigidez que se adapte lo mejor posible a los modos más relevantes. En este trabajo se desarrolla una metodología para el cálculo de las propiedades dinámicas de la estructura teniendo en cuenta los datos experimentales de la unión, con la inclusión de la idea del CVE (Componente Virtual Experimental). La metodología se basa en los modelos de Elementos Finitos individuales de los componentes, en el inverso del Acoplamiento de Receptancias (Receptance Coupling) y en técnicas de subestructuras CMS (Component Mode Synthesis) mediante la transformación de Craig-Bampton. El primer paso es el cálculo de los parámetros de la unión real, por lo que se obtienen las receptancias experimentales y numéricas necesarias para la aplicación del método inverso del Acoplamiento de Receptancias. Estos parámetros, junto con las matrices de masa y rigidez de los modelos de Elementos Finitos de los componentes, se utilizan en la anteriormente mencionada técnica de subestructuras. Con ello, se pueden calcular los modos y frecuencias naturales de la estructura y por tanto su comportamiento dinámico. Para la validación de la técnica sé utilizan los valores de MAC entre la simulación y el sistema real. Aunque el fin último de esta metodología, trata de evitar el análisis modal a toda la estructura ya que como hipótesis de partida se supondrá que los modelos de elementos finitos representan fielmente el comportamiento dinámico de los componentes individuales, y por tanto, serían las uniones la principal fuente de error de dicho cálculo. Este trabajo se engloba dentro de un proyecto de caracterización de propiedades dinámicas de distintos tipos de uniones.

1. Introducción

El desarrollo de nuevas tecnologías de fabricación más complejas requiere de un avance en consonancia de la exigencia en términos de precisión y productividad. Los métodos actuales de producción como el High Speed Machining (HSM) demandan un conocimiento óptimo de las características tanto estáticas como dinámicas del conjunto estructural de las máquinas, ya que se trata de aprovechar su capacidad operativa al máximo.

Un incremento en las fuerzas de mecanizado puede conllevar la generación de vibraciones de tipo chatter regenerativo [1]. Este tipo de vibración autoexcitada, es uno de los motivos más importantes a tener en cuenta en a nivel dinámico, ya que limita significativamente la productividad en el mecanizado. Su aparición puede originar un mal acabado de la superficie e incluso la rotura de los filos de corte de la herramienta. Además, la tendencia de la actual máquina herramienta a disminuir el amortiguamiento, producido principalmente por la fricción, incrementa el riesgo de la aparición de este fenómeno [2]. Por ello, existen numerosos estudios teóricos recopilatorios sobre este tipo de inestabilidad que puede aparecer bajo diversas condiciones de corte [3]. Uno de los métodos más conocidos es el llamado diagramas de lóbulos, que permiten determinar las parametros de mecanizado que no den lugar a dichas inestabilidades dinámicas [4,5].

El “Virtual Prototyping” es una técnica estudiada para eliminar el coste que supone el ensayo en modelos reales, y así detectar tanto condiciones óptimas de mecanizado como situaciones dinámicamente desfavorables [6]. Por lo tanto, el objetivo de la máquina-herramienta virtual es el de comprobar y optimizar el comportamiento de la máquina en un entorno de simulación numérica. La creación de dicha máquina virtual requiere de un estudio para la obtención de modelos precisos y computacionalmente eficientes de todos los componentes y uniones de

la estructura. Como resultado de este desarrollo pueden obtenerse los modos de vibración de la estructura y las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) en punta de herramienta. En la figura 1, se puede apreciar como su introducción en el proceso de desarrollo puede evitar etapas iterativas en el diseño de las estrategias de mecanizado.

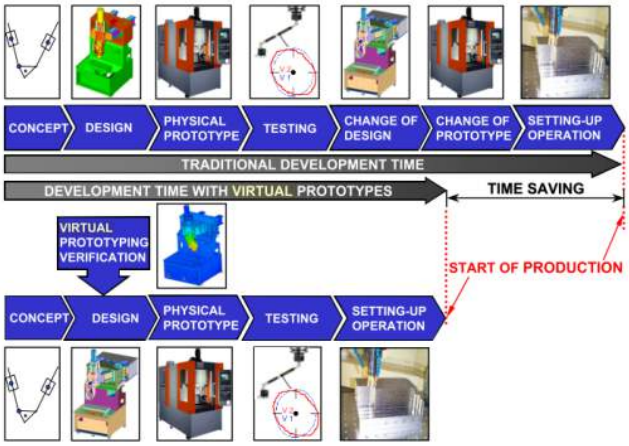


Figura 1: Comparativa entre el proceso de diseño tradicional y el de "Virtual Prototyping" [6].

La dinámica de los componentes individuales ha sido estudiada ampliamente por medio de los elementos finitos [7] y optimizada con técnicas de actualización [8] para un resultado más preciso. Pero la modelización sencilla y práctica de las uniones entre componentes, para su posterior integración en un modelo estructural complejo, sigue siendo objeto de estudio. Hay diversos trabajos teóricos que tratan fenómenos dinámicos que ocurren en las superficies de las uniones, como el análisis de las áreas de contacto [9] y el estudio de fenómenos de fricción seca y el stick-slip [10], que aunque son modelos precisos no son computacionalmente desarrollables para un modelo estructural multicomponente.

En la máquina-herramienta actual se utilizan diferentes tipos de uniones. Las uniones atornilladas han sido extensamente estudiadas teóricamente. Se ha demostrado que la rigidez/amortiguamiento de uniones atornilladas y de guías de fricción dependen de la presión media de contacto, que a su vez es función del peso soportado, de la precarga de la unión, de las fuerzas de corte y del tipo de lubricación [11]. En un estudio más en profundidad [12], se indica que no es posible garantizar que todos los puntos de la superficie del contacto tengan las mismas condiciones de carga. Además, existe también un factor de relajación de la precarga en condiciones de servicio. Otro tipo de unión en máquina herramienta, es el uso de guías lineales con elementos rodantes por sus mayores prestaciones dinámicas. Varios autores han establecido, que considerar los elementos rodantes de las guías lineales en el modelo de elementos finitos no tiene efectos visibles y se pueden sustituir de forma simple por muelles [13]. Además, afirman que la carga montada sobre el carro tiene una gran influencia en las características vibratorias de la estructura debido al cambio, entre otras variables, de la rigidez del contacto. Y ello sucede en las distintas configuraciones geometricas de los componentes en la máquina.

Posteriormente, se ha propuesto una metodología para la obtención de las características mecánicas de cualquier tipo de unión mediante la descomposición en subestructuras y análisis de los subconjuntos subestructura-uniones [14]. En este caso, las uniones se modelizan mediante el sistema básico spring-damper. Los parámetros de las uniones se hallan de forma experimental directamente desde las FRF de las subestructuras y de la estructura completa [15]. Se observa que estos métodos de manipulación de FRFs pueden generar ruido en los resultados como también se refleja en [16]. Por otro lado, el uso de los grados de libertad rotacionales (RDOF) es bastante controvertido. Si el modelo se basa en medidas experimentales no es práctico extraerlas de manera directa como se hace con los grados de libertad traslacionales. Aunque hay métodos indirectos que se basan en dichas medidas [17], suelen ser muy sensibles al ruido experimental, lo que disminuye su utilidad. Para circundar este hecho y simplificar el modelo, el efecto de las rigideces rotacionales se puede asumir por los momentos que introducen las rigideces axiales en distintos puntos sobre la superficie [18], para ello se introducirán más puntos de unión de los estrictamente necesarios.

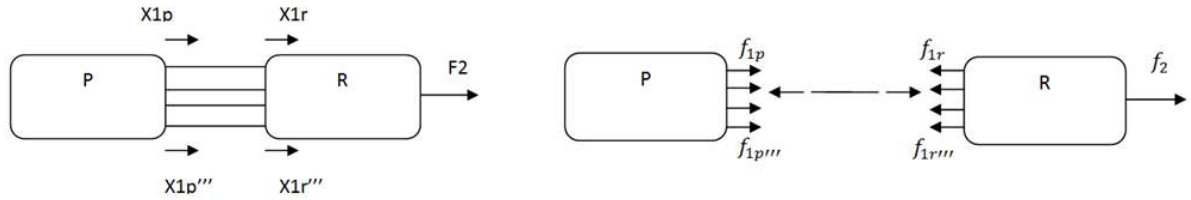
La síntesis modal de componentes (CMS) es una técnica muy utilizada para la obtención de modelos reducidos de cada subestructura. El tamaño de los modelos resultantes depende en gran medida del número de modos de vibración seleccionado. Para ello, se utiliza la formulación de Craig-Bampton, que desarrolla un ensamblaje de los distintos componentes teniendo en cuenta la existencia de elementos de unión. Este método junto con el MAC "Modal Assurance Criterion" permite validar la solución hallada.

En este artículo, se aportará un desarrollo práctico de un método teórico-experimental para la caracterización de la rigidez de las uniones mediante el uso del acoplamiento de receptancias inverso y se ensayará en una unión atornillada entre la bancada y la columna de la Fresadora BF20L Vario. Este desarrollo permite hallar las rigideces y amortiguamientos en los puntos de unión. Estos parámetros se introducen en la formulación de Craig-Bampton, hallando así, las frecuencias de vibración de la estructura y sus modos de vibración asociados.

2. Metodología

2.1. Acoplamientos de receptancias

El método se fundamenta en una robusta formulación del acoplamiento de receptancias de una unión entre dos componentes [19]. Dicha formulación consiste en hallar cualquier receptancia de un sistema de dos componentes acoplados utilizando como datos de partida las receptancias de los componentes por separado y los parámetros de la unión. Por lo que si se plantea la formulación inversa a dicho método, es posible el cálculo del valor de la rigidez y el amortiguamiento en los puntos de unión. De hecho, se pueden generalizar dichas fórmulas para un número determinado de muelles y amortiguadores en la unión. En la figura 1, se puede observar dos componentes denominados P y R, acoplados en (a) y desacoplados en (b). La notación que se utilizará para las variables halladas a partir del sistema acoplado estará en mayúsculas y minúscula para las de los componentes individuales. Se pueden diferenciar dos tipos de nudos, los de contacto (subíndice 1) en los cuales se transmiten las fuerzas internas f_1 y desplazamientos x_1 de la unión y las externas (subíndice 2) en los que se aplica la excitación f_2. En dicha formulación, el contacto entre los componentes se caracteriza por tener cuatro puntos de unión (1r-1p, 1r'-1p', 1r''-1p'',1r'''-1p'''). Aunque en la figura 2 se muestra el problema unidimensional, el desarrollo matemático es tridimensional, por lo que los valores escalares se convertirían en vectores tridimensionales.



(a) (b)

Figura 1: Sistema acoplado (a) y desacoplado (b)

Se inicia la formulación de la misma manera que en [19], se aplican las ecuaciones de equilibrio de fuerzas en la ecuación (1) y la compatibilidad de deformaciones para cada muelle/amortiguador y para cada componente en (2) y (3). Esta ecuación de compatibilidad se ha desarrollado de forma que esté en función de las receptancias en los puntos de unión (por ejemplo $[h_{1r1r}]$), las fuerzas internas en las uniones del elemento R $\{f_{1r}\}$ y la fuerza externas $\{f_2\}$.

$$\sum F_{PR} = \{0\} \rightarrow \begin{Bmatrix} \{f_{1r}\} \\ \{f_{1r'}\} \\ \{f_{1r''}\} \\ \{f_{1r'''}\} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \{f_{1p}\} \\ \{f_{1p'}\} \\ \{f_{1p''}\} \\ \{f_{1p'''}\} \end{Bmatrix} = \{0\} \tag{1}$$

$$\begin{Bmatrix} \{x_{1r}\} \\ \{x_{1r'}\} \\ \{x_{1r''}\} \\ \{x_{1r'''}\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [h_{1r1r}] & [h_{1r1r'}] & [h_{1r1r''}] & [h_{1r1r'''}] \\ [h_{1r'1r}] & [h_{1r'1r'}] & [h_{1r'1r''}] & [h_{1r'1r'''}] \\ [h_{1r''1r}] & [h_{1r''1r'}] & [h_{1r''1r''}] & [h_{1r''1r'''}] \\ [h_{1r'''1r}] & [h_{1r'''1r'}] & [h_{1r'''1r''}] & [h_{1r'''1r'''}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{1r}\} \\ \{f_{1r'}\} \\ \{f_{1r''}\} \\ \{f_{1r'''}\} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} [h_{1r2}] \\ [h_{1r'2}] \\ [h_{1r''2}] \\ [h_{1r'''2}] \end{Bmatrix} * \{f_2\} \tag{2}$$

$$\begin{Bmatrix} \{x_{1p}\} \\ \{x_{1p'}\} \\ \{x_{1p''}\} \\ \{x_{1p'''}\} \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} [h_{1p1p}] & [h_{1p1p'}] & [h_{1p1p''}] & [h_{1p1p'''}] \\ [h_{1p'1p}] & [h_{1p'1p'}] & [h_{1p'1p''}] & [h_{1p'1p'''}] \\ [h_{1p''1p}] & [h_{1p''1p'}] & [h_{1p''1p''}] & [h_{1p''1p'''}] \\ [h_{1p'''1p}] & [h_{1p'''1p'}] & [h_{1p'''1p''}] & [h_{1p'''1p'''}] \end{bmatrix} * \begin{Bmatrix} \{f_{1r}\} \\ \{f_{1r'}\} \\ \{f_{1r''}\} \\ \{f_{1r'''}\} \end{Bmatrix} \tag{3}$$

Las ecuaciones (2) y (3), a su vez, se sustituirán en la ecuación (4) que define la receptancia en los puntos de unión. La matriz de receptancia de la unión se observa en las ecuaciones (5) y (6).

$$\left(\begin{Bmatrix}\{x_{1p}\}\\ \{x_{1p'}\}\\ \{x_{1p''}\}\\ \{x_{1p'''}\}\end{Bmatrix}-\begin{Bmatrix}\{x_{1r}\}\\ \{x_{1r'}\}\\ \{x_{1r''}\}\\ \{x_{1r'''}\}\end{Bmatrix}\right)=[h^j]*\begin{Bmatrix}\{f_{1r}\}\\ \{f_{1r'}\}\\ \{f_{1r''}\}\\ \{f_{1r'''}\}\end{Bmatrix} \tag{4}$$

$$[h^j]=\begin{bmatrix}[h^j_{1r}] & 0 & 0 & 0\\ 0 & [h^j_{1r'}] & 0 & 0\\ 0 & 0 & [h^j_{1r''}] & 0\\ 0 & 0 & 0 & [h^j_{1r'''}]\end{bmatrix} \tag{5}$$

$$[h^j_{1r}]=\begin{bmatrix}k_{1rx}+ic_{1rx}w & 0 & 0\\ 0 & k_{1ry}+ic_{1ry}w & 0\\ 0 & 0 & k_{1rz}+ic_{1rz}w\end{bmatrix} \tag{6}$$

Para cálculos posteriores, se requiere de la definición de receptancias del conjunto ensamblado. Además, para el correcto funcionamiento del algoritmo se necesitan tantas receptancias en nudos exteriores $\{H_{22x}\}$ como grados de libertad interiores se hayan introducido en el modelo, como se puede observar en la ecuación (7). Según [19], es necesario asumir que los nudos de los componentes y el ensamblaje son coincidentes, por lo que los desplazamientos del sistema acoplado serían idénticos al de los del sistema desacoplado. Como en este desarrollo se realiza el ensayo excitando solo en la dirección x, la fuerza f_{2x} será un escalar en vez de un vector.

$$\begin{Bmatrix}\{H_{22x}\}\\ \{H_{32x}\}\\ \{H_{42x}\}\\ \{H_{52x}\}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\{h_{22x}\}\\ \{h_{32x}\}\\ \{h_{42x}\}\\ \{h_{52x}\}\end{Bmatrix}+\frac{1}{f_{2x}}*\begin{bmatrix}[h_{21r}] & [h_{21r'}] & [h_{21r''}] & [h_{21r'''}]\\ [h_{31r}] & [h_{31r'}] & [h_{31r''}] & [h_{31r'''}]\\ [h_{41r}] & [h_{41r'}] & [h_{41r''}] & [h_{41r'''}]\\ [h_{41r}] & [h_{41r'}] & [h_{41r''}] & [h_{41r'''}]\end{bmatrix}*\begin{Bmatrix}\{f_{1r}\}\\ \{f_{1r'}\}\\ \{f_{1r''}\}\\ \{f_{1r'''}\}\end{Bmatrix} \tag{7}$$

De la ecuación (7) es necesario despejar el vector de fuerzas internas $\{f_{1r}\}$ e introducirlo en la ecuación (4) desarrollada previamente. Por tanto, resultará la ecuación (8), siendo $\{A\}$ y $\{B\}$ vectores de constantes complejas, con las que se podrán evaluar las receptancias en la unión $[h^j]$. De la definición de receptancia se obtiene (9) y (10), de las que se puede resolver la rigidez y el amortiguamiento de los puntos de unión.

$$\begin{Bmatrix}\{B_1\}\\ \{B_2\}\\ \{B_3\}\\ \{B_4\}\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}[h^j_{1r}] & 0 & 0 & 0\\ 0 & [h^j_{1r'}] & 0 & 0\\ 0 & 0 & [h^j_{1r''}] & 0\\ 0 & 0 & 0 & [h^j_{1r'''}]\end{bmatrix}*\begin{Bmatrix}\{A_1\}\\ \{A_2\}\\ \{A_3\}\\ \{A_4\}\end{Bmatrix} \tag{8}$$

$$\begin{Bmatrix}B_{1x}\\ B_{1y}\\ B_{1z}\end{Bmatrix}=\begin{bmatrix}k_{1rx}+ic_{1rx}w & 0 & 0\\ 0 & k_{1ry}+ic_{1ry}w & 0\\ 0 & 0 & k_{1rz}+ic_{1rz}w\end{bmatrix}^{-1}*\begin{Bmatrix}A_{1x}\\ A_{1x}\\ A_{1x}\end{Bmatrix} \tag{9}$$

$$k_{1rx}+ic_{1rx}w=\frac{A_{1x}}{B_{1x}} \tag{10}$$

La forma en la que se ha desarrollado el algoritmo aporta dos ventajas fundamentales. Una de ellas es que se evita el ruido adicional que surgiría al realizar la inversa a las receptancias experimentales, esta inversa se aplica a las receptancias calculadas mediante elementos finitos. La segunda es que al hallar las receptancias del ensayo experimental solo se requiere la excitación en un grado de libertad de un nudo exterior. Esto último supone un avance, ya que en numerosas ocasiones es inviable excitar en las tres direcciones coordenadas en un nudo determinado del sistema ensamblado. En este desarrollo, se ha excitado en el nudo 2 y dirección x.

Como paso previo a esta metodología, se debe diseñar el número de puntos de unión que hay en el sistema acoplado. Dicha unión no tiene porque ser la del contacto real, sino que se puede construir una unión que tenga sus puntos de contacto dispersos en el área de la intercara entre componentes. Este componente virtual o unión virtual que se introduce debe garantizar que se comporte de la misma forma que la unión real. Se debe incidir que cuantos más puntos de contacto tenga la unión mejor va a ser la aproximación entre la unión real y la unión virtual. Además, los valores de rigidez y amortiguamiento calculados serán menores, siendo esto importante ya que unos valores de rigidez excesivamente altos pueden suponer mayores errores en el algoritmo implantado en Matlab. Por ello, este paso de selección del componente virtual requiere de un número de iteraciones para hallar unas rigideces de un orden adecuado. Con lo que se añadirán nudos en la unión si fuera necesario.

2.2. Craig Bampton

La receptancias de la unión [h^j] y sus correspondientes rigideces halladas por medio del algoritmo del acoplamiento de receptancias son dinámicas ya que tienen un valor distinto para cada frecuencia según el muestreo que se haya definido. Sin embargo para el algoritmo CMS con la transformación Craig Bampton, se debe introducir la componente estática de la rigidez. En este artículos solo se abordará la cuestión de la rigidez y aunque también pueda calcularse el amortiguamiento, se dejará para estudios posteriores. Para obtener dicha rigidez en el intervalo requerido se calculará la media de forma logarítmica.

El desarrollo de Craig Bampton comienza con la ecuación de equilibrio (11) en variables físicas (U). Las variables M y K corresponde a las matrices de masa y rigidez, donde los superíndices indican el elemento al que pertenecen y los subíndices al set de grados de libertad utilizados (set A en este caso).

$$\begin{bmatrix} M_{AA}^{A} & 0 \\ 0 & M_{AA}^{B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{U}_{A}^{A} \\ \ddot{U}_{A}^{B} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{AA}^{A} & 0 \\ 0 & K_{AA}^{B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{A}^{A} \\ U_{A}^{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{A}^{A} \\ F_{A}^{B} \end{bmatrix} \tag{11}$$

La ventaja de la formulación de Craig-Bampton reside en que el número de nudos del sistema acoplado se reduce y es debido precisamente al cambio parcial de coordenadas físicas a coordenadas modales (q) de la ecuación (12), que se introduce en la ecuación (11) y da como resultado (13). Este cambio de coordenadas lo componen los Modos Restringidos [B] y los Modos en Base Fija [ϕ]. El resultado se descompone en matrices de Guyan de Masa [M_{BB}] y de Rigidez [K_{BB}], la matriz de Acoplamiento [M_{Bm}] y la matriz diagonal de frecuencias naturales de los modos de base fija al cuadrado [w^2].

$$\begin{bmatrix} U_{A}^{A} \\ U_{A}^{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} U_{R}^{A} \\ U_{L}^{A} \\ U_{R}^{B} \\ U_{L}^{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^{A} & \phi^{A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B^{B} & \phi^{B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{R}^{A} \\ q_{m}^{A} \\ U_{R}^{B} \\ q_{m}^{B} \end{bmatrix} \tag{12}$$

$$\begin{bmatrix} M_{BB}^{A} & M_{Bm}^{A} & 0 & 0 \\ M_{Bm}^{A^T} & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{BB}^{B} & M_{Bm}^{B} \\ 0 & 0 & M_{Bm}^{B^T} & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \ddot{U}_{R}^{A} \\ \ddot{q}_{m}^{A} \\ \ddot{U}_{R}^{B} \\ \ddot{q}_{m}^{B} \\ \ddot{q}_{m}^{U} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{BB}^{A} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & w^{2^A} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_{BB}^{B} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & w^{2^B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{R}^{A} \\ q_{m}^{A} \\ U_{R}^{B} \\ q_{m}^{B} \\ q_{m}^{U} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B^{A^T} & 0 \\ \phi^{A^T} & 0 \\ 0 & B^{B^T} \\ 0 & \phi^{B^T} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_{R}^{A} \\ F_{L}^{A} \\ F_{R}^{B} \\ F_{L}^{B} \\ F^{U} \end{bmatrix} \tag{13}$$

En cuanto al vector de fuerzas, se deberán introducir las rigideces que se han obtenido anteriormente con el método de acoplamiento de receptancias inverso según la ecuación (14) en los grados de libertad restringidos (R). De esta manera, se consigue unir los dos componentes según los puntos de unión acordados.

$$\begin{bmatrix} F_{R}^{A} \\ F_{L}^{A} \\ F_{R}^{B} \\ F_{L}^{B} \end{bmatrix} = -\begin{bmatrix} k_{RR}^{AAB} & 0 & -k_{RR}^{AB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{RR}^{AB^T} & 0 & k_{RR}^{AAB} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_{R}^{A} \\ U_{L}^{A} \\ U_{R}^{B} \\ U_{L}^{B} \end{bmatrix} \tag{14}$$

Por último, se aplica las transformaciones de las ecuaciones (15) y (16) para agrupar las coordenadas físicas U_R^A y U_R^B en U_R^{AB}.

$$U_{R}^{A} = [I \quad 0] * U_{R}^{AB} = e_{A} * U_{R}^{AB} \tag{15}$$

$$U_{R}^{B} = [0 \quad I] * U_{R}^{AB} = e_{B} * U_{R}^{AB} \tag{16}$$

La ecuación general se muestra en la ecuación (17).

$$\begin{bmatrix} e_A{}^T * M_{BB}^A * e_A + e_B{}^T * M_{BB}^B * e_B & e_A{}^T * M_{Bm}^A & e_B{}^T * M_{Bm}^B \\ M_{Bm}^{AT} * e_A & I & 0 \\ M_{Bm}^{BT} * e_B & 0 & I \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} e_A{}^T * (K_{BB}^A + k_{RR}^{AAB}) * e_A + e_B{}^T (K_{BB}^B + k_{RR}^{AAB}) * e_B - e_A{}^T * k_{RR}^{AB} * e_B - e_B{}^T * k_{RR}^{AB^T} * e_A & 0 & 0 \\ 0 & w^{2^A} & 0 \\ 0 & 0 & w^{2^B} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} U_R^{AB} \\ q_m^A \\ q_m^B \end{bmatrix} = [0] \quad (17)$$

Si se resuelve el problema de vectores y valores propios de la ecuación (17), se obtendrán los modo y las correspondientes frecuencias de vibración de los la estructura. Aunque hayan sido acoplados teóricamente tienen en cuenta los parámetros de los puntos de unión experimentales. Habilitando de esta forma, la comparación mediante el uso de la herramienta "MAC" entre este los modos calculados por el método y los hallados a partir del análisis modal experimental de la estructura.

3. Experimentación

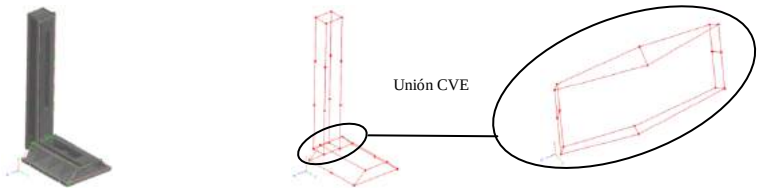
Para testear los métodos numéricos propuestos se ha utilizado un tipo de unión fija característica de las máquinas herramienta. Esta unión atornillada 4xM12 tiene un par de apriete normalizado de 165Nm. Los ensayos se han de llevar a cabo en las mismas condiciones de trabajo de la máquina, ya que la variación de dicho par es crítico para las características de la unión como la rigidez y el amortiguamiento.



(a) (b) (c)

Figura 2: Taladradora-Fresadora BF20L Vario (a) y unión columna-bancada (b) y (c)

Como variables de entrada al algoritmo del acoplamiento de receptancias, son necesarias las receptancias teóricas de los componentes por separado y las experimentales en cada punto de unión. Como se puede observar la superficie de contacto entre componentes es inaccesible, por lo que para salvar dicho inconveniente se utilizará el método del componente virtual. Como se ha mencionado anteriormente, este método se basa en el diseño de una unión periférica que forme un componente ficticio y se comporte como la unión real. Como se aprecia en la figura 4 (b), este nuevo componente dispondrá de más puntos de unión, lo que mejorará dicha aproximación.



(a) (b)

Figura 3: Moldelo Elementos finitos (a) y unión con el componente virtual

Como variable de salida se obtiene la matriz de receptacias en la unión [h_j] para cada frecuencia de muestreo dentro del rango definido. De sus correspondientes matrices complejas diagonales, se pueden calcular los valores de rigidez y amortiguamiento según la ecuación (10). En este caso, al tener 8 puntos de unión en un estado triaxial, se obtendrán 24 valores de rigidez y amortiguamiento. En la figura 5, como ejemplo, se puede observar la variación de la rigidez con la frecuencia en un punto de unión en dirección 'y' y su rigidez media logarítmica. Aunque el sistema de ecuaciones que hay que resolver para calcular la inversa (vease ecuación (7)), pueda estar

mal condicionado a cada frecuencia, el elevado número de resultados calculados en dicho rango permite hallar su tendencia.

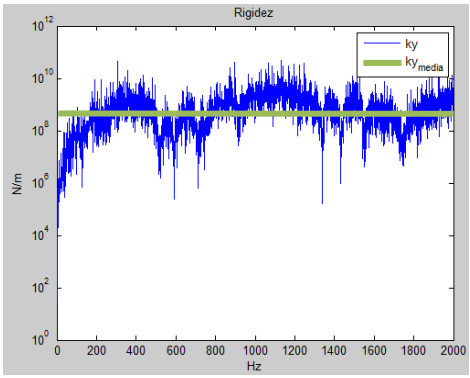


Figura 4: Rigidez en la dirección 'y' y su valor medio logarítmico

Los valores de la rigidez media calculados se introducen en el algoritmo de Craig-Bampton para obtener las frecuencias naturales y los correspondientes modo de vibración de la estructura. Mediante el uso del algoritmo para el cálculo del "MAC" (vease figura 6 y tabla 1), entre los modos simulados y experimentales, se puede validar el procedimiento desarrollado.

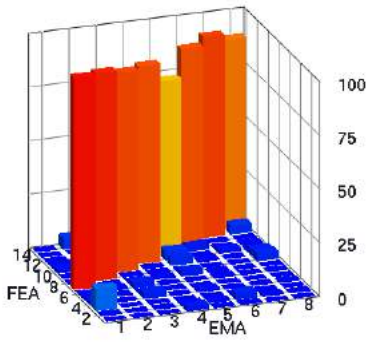


Figura 5: MAC entre los modos simulados y experimentales

Tabla 1: Correlación entre resultados simulados y experimentales.

Orden	MEF (Hz)	AME (Hz)	Dif. frecuencia	MAC
1	218.87	211.68	3.39	98.6
2	302.36	285.03	6.08	96.7
3	402.57	377.87	6.54	92.9
4	580.35	584.26	-0.67	92.0
5	588.42	604.93	-2.73	81.0
6	748.94	706.86	5.95	91.9
7	904.35	852.24	6.11	93.6
8	1019.85	981.76	3.88	88.3

4. Conclusiones

El método expuesto permite hallar las rigideces y el amortiguamiento de una unión por medio del acoplamiento de receptancias inverso. Para ello, son necesarias las medidas experimentales de la estructura en los puntos de unión, en el lugar de excitación y en tantos otros nudos como puntos de unión se tengan. Se ha observado que, como ya establecieron varios autores, hay un gran ruido en la variable de salida. Éste proviene del mal condicionamiento del sistema de ecuaciones como consecuencia del cálculo de la matriz inversa de receptancias. Aunque para frecuencias individuales se cometa cierto error en la estimación de la rigidez, debido al amplio número de frecuencias empleadas, se puede deducir su tendencia mediante su media logarítmica. Los altos valores del MAC indican que la estructura obtenida por medio del algoritmo de acoplamiento de receptancias inverso se comporta de forma muy similar a la real. Se debe tener en cuenta que el método tiene en cuenta los fenómenos que suceden en la unión real, dotando al algoritmo de la rigidez que tiene la unión en condiciones de

trabajo. Se observa que la hipótesis asumida en relación a los grados de libertad traslacionales mediante el componente virtual es válida para este tipo de unión.

5. Referencias

[1] Y. Altintas. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations and CNC design, New York, Cambridge, (2012). ISBN 978-1-107-00148-0.

[2] G. Aguirre, M. Gorostiaga, T. Porchez, J. Muñoa. Self-tuning semi-active tuned-mass damper for machine tool chatter suppression, Proc. Int. Conf. Noise Vib. Eng. ISMA, (2012), 109–123.

[3] G. Quintana, J. Ciurana. Chatter in machining processes: A review, Int. J. Mach. Tools Manuf., 51 (2011), 363–376.

[4] Y. Altintas, M. Weck. Chatter stability of metal cutting and grinding, CIRP Ann. - Manuf. Technol., 53 (2004), 619–642.

[5] Y. Altintas, E. Budak. Analytical prediction of stability lobes in milling, CIRP Ann. - Manuf. Technol., 44 (1995) 357–362.

[6] Y. Altintas, C. Brecher, M. Weck, S. Witt. Virtual machine tool, CIRP Ann. Technol., 54 (2005), 115–138.

[7] P. Maglie, P.D.K. Wegener, Parallelization of design and simulation: Virtual Machine Tools in Real Product Development, Mech. Eng. Dr. sc. (2012).

[8] B.A. Zárate, J.M. Caicedo. Finite element model updating: Multiple alternatives, Eng. Struct., 30 (2008), 3724–3730.

[9] H. Thin-Lin. The study of contact pressure analyses and prediction of dynamic fatigue life for linear guideways system, Mod. Mech. Eng., (2013), 69–76.

[10] O. Bilkay, O. Anlagan. Computer simulation of stick-slip motion in machine tool slideways, Tribol. Int., 37 (2004), 347–351.

[11] M. Yoshimura. Computer-aided design improvement of machine tool structure incorporating joint dynamics data, Ann. CIRP., 28 (1979), 241–246.

[12] R. a. Ibrahim, C.L. Pettit. Uncertainties and dynamic problems of bolted joints and other fasteners, J. Sound Vib., 279 (2005), 857–936.

[13] J.J.P. Hung. Load effect on the vibration characteristics of a stage with rolling guides, J. Mech. Sci. Technol., 23 (2009), 89–99.

[14] J.H. Wang, C.M. Liou. Experimental identification of mechanical joint parameters, J. Vib. Acoust., 113 (1991), 28–36.

[15] J.H. Wang, S.C. Chuang. Reducing errors in the identification of structural joint parameters using error functions, J. Sound Vib., 273 (2004), 295–316.

[16] M. Mehrpouya, M. Sanati, S.S.S. Park. Identification of joint dynamics in 3D structures through the inverse receptance coupling method, Int. J. Mech. Sci., 105 (2016), 135–145.

[17] O. Özşahin, A. Ertürk, H.N. Özgüven, E. Budak. A closed-form approach for identification of dynamical contact parameters in spindle–holder–tool assemblies, Int. J. Mach. Tools Manuf., 49 (2009), 25–35.

[18] M.R. Movahhedy, J.M. Gerami, Prediction of spindle dynamics in milling by sub-structure coupling, Int. J. Mach. Tools Manuf., 46 (2006), 243–251.

[19] T.L. Schmitz, R.R. Donalson. Predicting high-speed machining dynamics by substructure analysis, CIRP Ann. - Manuf. Technol., 49 (2000), 303–308.

Caracterización y análisis de un sistema de rigidez variable con actuadores lineales neumáticos

E. Palomares Novalbos[1], A.J. Nieto Quijorna[2], A.L. Morales Robredo[3]

J.M. Chicharro Higuera[4], P. Pintado Sanjuán[5]

[1]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Castilla-La Mancha. Eduardo.Palomares@uclm.es

[2]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Castilla-La Mancha. AntonioJavier.Nieto@uclm.es

[3]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Castilla-La Mancha. AngelLuis.Morales@uclm.es

[4]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Castilla-La Mancha. JoseManuel.Chicharro@uclm.es

[5]Área de Ingeniería Mecánica. Universidad de Castilla-La Mancha. Publio.Pintado@uclm.es

El estudio de sistemas capaces de reducir la rigidez dinámica de una suspensión ha sido objeto de estudio por muchos autores en los últimos años. Este artículo propone el estudio y control de un nuevo sistema de rigidez negativa que utiliza una pareja de actuadores neumáticos lineales de doble efecto. Se toma como base un sistema de un grado de libertad, formado por una masa suspendida y un muelle de aire. A cada lado de la masa suspendida se articula uno de los extremos del actuador neumático, mientras que el otro se une a la base donde procede la excitación del conjunto. Además, los actuadores neumáticos están colocados de manera simétrica y horizontal cuando la masa suspendida está en condiciones estáticas. Cuando la cámara del actuador se presuriza, la componente vertical de la fuerza que estos actuadores aplican estará modificando la vibración de la masa suspendida, provocando una reducción en la frecuencia de resonancia de todo el sistema. El modelado del actuador neumático incluye un modelo no lineal con una contribución no lineal en la rigidez además de un amortiguamiento de Coulomb y estructural. El procedimiento empleado para controlar la rigidez dinámica de la suspensión modifica la presión de la cámara para mitigar al máximo las vibraciones de la masa suspendida cuando el sistema está sometido a una señal de tipo chirp. La decisión de cambiar la presión entre la cámara trasera y delantera se lleva a cabo en función de la frecuencia de excitación del sistema. Las simulaciones con la estrategia de control propuesta mostraron resultados positivos ya que se mejora el aislamiento de vibraciones respecto al sistema pasivo.

1. Introducción

Muchos sistemas en la ingeniería se ven sometidos a vibraciones no deseadas. Si se modela como un sistema con una masa *m* soportada por un muelle lineal cuya rigidez es *k*, donde el aislamiento de la vibración no ocurre hasta que se alcanza una frecuencia de $\sqrt{2k/m}$. Esto significa que el rango de frecuencias de aislamiento aumenta cuando la rigidez del muelle disminuye, pero esto implica grandes desplazamientos estáticos de la masa [1]. Para resolver este problema se han utilizado muelles no lineales, que proporcionan una alta rigidez estática llevando a un pequeño desplazamiento estático y por otro lado una rigidez dinámica pequeña que resulta en una baja frecuencia de resonancia. La rigidez negativa se obtiene utilizando no linealidades como puede ser la orientación de los muelles o pandeo [2,3].

En de la literatura científica se pueden encontrar sistemas de aislamiento de vibraciones más especiales, que utilizan rigidez dinámica cero, éstos son llamados mecanismos *quasi-zero-stiffness* (QZS) [4,5]. Este mecanismo es frecuentemente utilizado en ciertas aplicaciones como por ejemplo en campos de inventigación espacial o en el aislamiento de maquinaria de alta precisión tales como sismógrafos o gravímetros [6,7]. Estos mecanismos QZS se diseñan combinando un elemento de rigidez negativa con uno de rigidez positiva. El mecanismo QZS más simple se compone de una cierta masa suspendida, con muelles oblicuos precargados en posición estática horizontal. La carga estática es soportada por un muelle vertical. La posición inicial corresponde con la de equilibrio estático, siendo los muelles oblicuos utilizados como elementos de rigidez negativa en la dirección vertical contrarrestando la rigidez positiva del muelle vertical. Algunos autores estudiaron el compromiso entre

lograr una baja rigidez dinámica, para desplazamientos pequeños, y una rigidez alta para desplazamientos grandes. El resultado de este estudio muestra que hay una relación óptima entre el ratio de la rigidez de los muelles oblicuos situados en un ángulo óptimo (asumiendo que esos muelles son lineales y sin precargar) y la rigidez del muelle vertical [8].

Estos mismo autores presentaron una continuación de su trabajo pero ahora utilizando muelles no lineales precargados y oblicuos. El objetivo principal era demostrar cómo la adición de muelles oblicuos no lineales puede mejorar el resultado obtenido con muelles lineales [10]. Los autores implementaron el sistema QZS de tres maneras: muelles de rigidez constante, muelles inicialmente precargados y muelles oblicuos precargados con una característica de ablandamiento (ej. no linealidad) cuya fuerza es expresada con un polinomio cúbico. Los autores demostraron que la última configuración tiene ventajas con respecto a la que utiliza muelles lineales [11]. Además reducía la función de transmisibilidad hasta 20 dB por década.

En este artículo, se presenta un mecanismo de rigidez variable utilizando actuadores neumáticos. Por un lado se usa un sistema de rigidez negativa compuesto por un pareja de actuadores neumáticos lineales de doble efecto, cuya posición inicial es horizontal y perpendicular a la dirección de movimiento de la masa. La ventaja de estos actuadores neumáticos es la posibilidad de aumentar o disminuir la rigidez dinámica variando únicamente la presión del aire de las cámaras. Por otro lado, un muelle de aire se incluye en el sistema y será capaz de dar la rigidez suficiente para las condiciones estáticas pudiendo ésta adaptarse a posibles variaciones de la masa. En este trabajo, se propone un modelo que explica el comportamiento de los actuadores incluyendo el fenómeno de rigidez no lineal y la presencia de fuerzas de disipación. El sistema de rigidez variable se incorpora en un sistema de un grado de libertad donde la masa suspendida es soportada por el muelle de aire.

2. Sistema de rigidez negativa-positiva

El esquema del sistema de rigidez negativa-positiva (SRNP) propuesto puede verse en la figura 1. Esta figura muesta un par de actuadores lineales neumáticos (PLA, en sus siglas en inglés) colocados a cada lado de la masa suspendida *M*. Se colocan en un sistema clásico de un grado de libertad formado por dicha masa suspendida *M* y un muelle de aire. En este mecanismo los actuadores se colocan enfrentados, para las condiciones estáticas, y perpendiculares a la dirección de movimiento *z(t)* de la masa. El extremo del vástago se une mediante una rótula a la masa, mientras que el extremo del cuerpo del actuador se conecta de la misma manera al bastidor vibrante, el cual es excitado por una señal de entrada z_0. El pistón de cada actuador se sitúa en la mitad de la carrera del cilindro.

El comportamiento de este mecanismo dependerá de qué cámara de los PLA esté presurizada, de su presión inicial y de la desviación angular de los PLA respecto de la referencia horizontal. En la figura 1, en línea gris discontinua y continua, se pueden observar dos posiciones del sistema, con la masa *M* por encima y por debajo de la posición de equilibrio. De este modo, como la masa oscila alrededor de la posición de equilibrio, la dirección de los actuadores experimenta una variación angular con respecto a la horizontal, lo que significa que el ángulo θ puede ser positivo o negativo. Esta variación de θ produce que el pistón varie su posición relativa en el actuador y con ello modifique el volumen de las cámaras. El volumen de la cámara delantera se verá reducido cuando el desplazamiento relativo $z - z_0$ sea positivo. Por el contrario, el volumen de la cámara trasera de los actuadores se verá reducido cuando $z - z_0$ sea negativo.

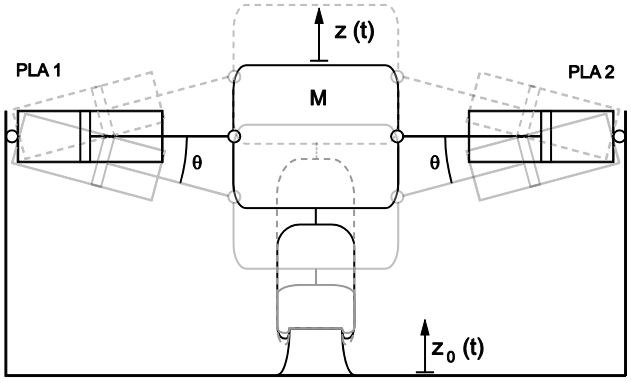


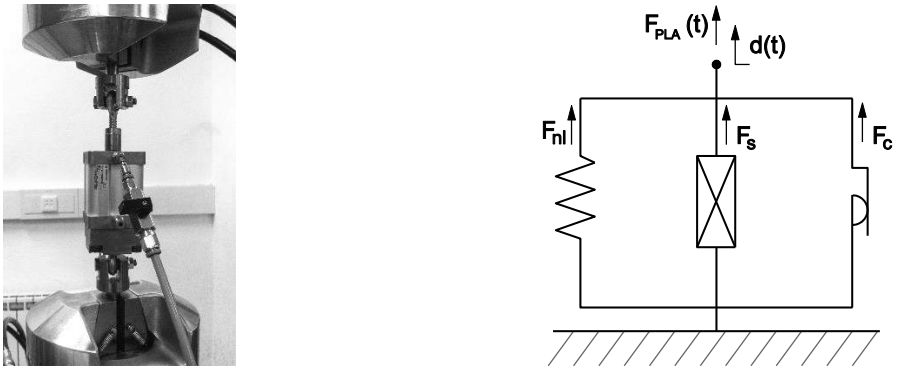
Figura 1: Esquema del sistema SRNP montado en el sistema 1GDL

2.1. Actuadores neumáticos lineales (PLA)

Se propone un modelo para predecir el comportamiento de los actuadores neumáticos lineales de doble efecto (PLA), llevándose a cabo algunos ensayos para caracterizarlo y validarlo.

En la figura 2a se muestra el tipo de actuador utilizado para este trabajo, acoplado a la máquina hidráulica de ensayos. La imagen corresponde al caso en el que la cámara delantera está presurizada. El ensayo comienza con el pistón del actuador situado a mitad de carrera. El aire comprimido utilizado para alimentar el actuador es proporcionado por un compresor de aire equipado con una válvula de control de presión. Otra válvula es colocada cerca de la entrada de aire del actuador para mantener la masa de aire constante durante el ensayo.

Se ha desarrollado un modelo para los PLA observando las curvas de fuerza-desplazamiento para diferentes presiones y desplazamientos armónicos del vástago. La figura 2b muestra el esquema del modelo propuesto, observándose que la fuerza total ejercida por el PLA es debida a la contribución de tres fuerzas. El término principal es una fuerza no lineal, debida a la compresión/expansión del aire en la cámara presurizada, y dos fuerzas disipativas: una debida a fricción de Coulomb F_c, y otra debida al amortiguamiento estructural F_s.



(a) (b)

Figura 2: a) Ensayo del actuador lineal neumático; b) Esquema del actuador lineal neumático.

La principal contribución a la fuerza en el modelo es debida a la variación de presión en el interior de la cámara que se modelará como una transformación politrópica. Asumiendo que el pistón de los PLA está inicialmente a la mitad de la carrera, el volumen inicial de cada cámara es dado por el producto de la mitad de la carrera (C) por su correspondiente área efectiva, $A_{e,t}$ o $A_{e,d}$ para las cámaras trasera y delantera respectivamente. El volumen instantáneo es dependiente del desplazamiento instantáneo del pistón $d(t)$. La presión instantánea del aire se obtiene asumiendo que evoluciona según un proceso politrópico ($PV^n = cte$). A partir del valor de volumen instantáneo y de la presión inicial del aire (P_0) conocidos, el valor instantáneo de la presión del aire $P(t)$, considerando un exponente politrópico n es:

$$P_t(t) = P_0\left(\frac{V_{0,t}}{A_{e,t}\left(\frac{C}{2} + d(t)\right)}\right)^n = P_0\left(\frac{\frac{C}{2}}{\frac{C}{2} + d(t)}\right)^n \quad (1)$$

para el caso en el cual la cámara trasera está presurizada, y:

$$P_d(t) = P_0\left(\frac{V_{0,d}}{A_{e,d}\left(\frac{C}{2} - d(t)\right)}\right)^n = P_0\left(\frac{\frac{C}{2}}{\frac{C}{2} - d(t)}\right)^n \quad (2)$$

para el caso en el que la cámara delantera está presurizada. Los volúmenes $V_{0,t}$ y $V_{0,d}$ son los iniciales de la cámara trasera y delantera, respectivamente. La fuerza instantánea ejercida por el PLA puede ser escrita como:

$$F_{nl,t}(t) = [P_t(t) - P_a]A_{e,t} \quad (3)$$

$$F_{nl,d}(t) = [P_d(t) - P_a]A_{e,d} \quad (4)$$

dependiendo de qué cámara esté presurizada y siendo P_a la presión ambiente.

Sin embargo, esta compresión/expansión no disipa energía y, por tanto, no replica la histéresis observada en las curvas experimentales. A partir de estas curvas se proponen dos términos de histéresis. En primer lugar, se observó que la histéresis aumentaba, aunque ligeramente, con la presión inicial de la cámara presurizada. Este comportamiento se debe a la fricción entre la juntas interiores del actuador, por tanto, a mayor presión en la

cámara, mayor será también la fricción entre dichas juntas y el cilindro. Esta fuerza puede ser modelada con la ayuda de un término de fricción de Coulomb escrito de la siguiente forma:

$$F_c(t) = \text{sign}\left[\dot{d}(t)\right] \epsilon \, (P_0 - P_a) \tag{5}$$

Donde el parámetro ϵ se ajusta para cada cámara. En segundo lugar, el área interior de la curva fuerza-desplazamiento parece ser directamente proporcional a la amplitud del desplazamiento *D*, así que este efecto sugiere añadir un término de amortiguamiento estructural cuya fuerza de disipación puede escribirse como:

$$F_s(t) = \frac{\delta}{\omega} \dot{d}(t) \tag{6}$$

Donde δ se determina también de manera numérica, $\dot{d}(t)$ es la velocidad del vástago y ω es la frecuencia angular de la excitación. Dividir por ω hace que $F_s(t)$ sea independiente de la frecuencia del desplazamiento armónico.

Como resultado, la fuerza total realizada por el PLA con la cámara trasera o delantera presurizada queda de la siguiente forma:

$$F_{PLA,t} = F_{nl,t} - F_{s,t} - F_{c,t} \tag{7}$$

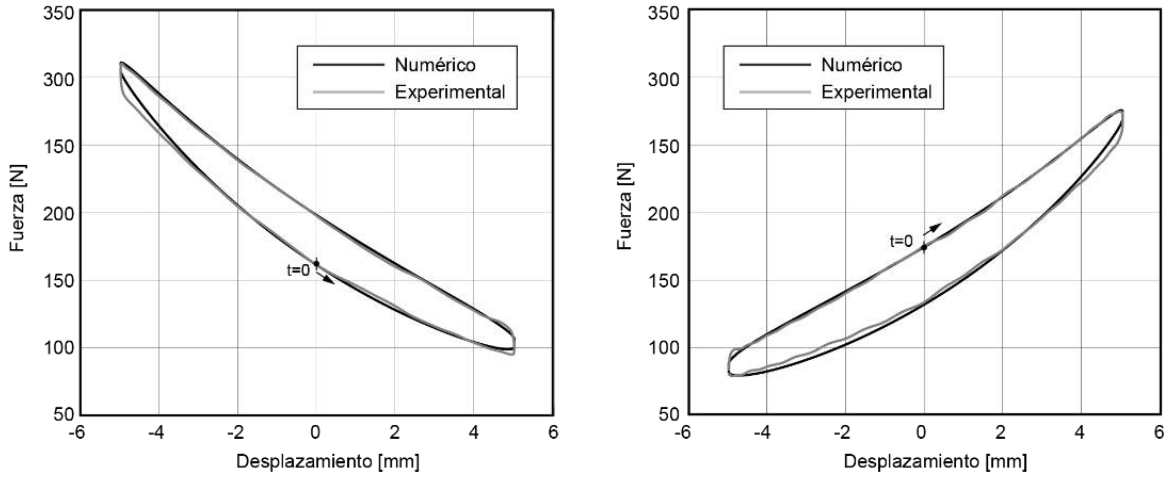
$$F_{PLA,d} = F_{nl,d} - F_{s,d} - F_{c,d} \tag{8}$$

donde el signo de las fuerzas de Coulomb y amortiguamiento estructural depende de qué cámara esté presurizada.

Tomando como referencia la caracterización experimental de los PLA, se ha realizado un ajuste no lineal por mínimos cuadros obteniendo los coeficientes recogidos en la tabla 1. Los coefientes δ y ϵ son ligeramente superiores para el caso de la cámara delantera debido a que, en ese caso, hay más juntas afectadas por la presión (las juntas entre cilindro y vástago). Un ejemplo de comparación modelo/experimentos se muestra en la figura 3 para una presión, amplitud de desplazamiento y frecuencia dados. Como se puede apreciar, el modelo se ajusta bastante bien a los resultados experimentales, obteniéndose un error cuadrático medio normalizado menor del 3 % para todos los casos.

Tabla 1: Parámetros del modelo ajustado para las cámaras

	Cámara	
	Delantera	**Trasera**
n	1.123	1.063
A_e **[m^2] (10^{-3})**	1.541	1.795
ϵ **[m^2] (10^{-5})**	2.143	2.136
δ **[N/m] (10^3)**	3.509	2.963



(a) (b)

Figura 3: Validación del modelo: Curvas fuerza-desplazamiento para una presión inicial de $2 \cdot 10^5$ Pa abs., desplazamiento de 5 mm y una frecuencia de 1 Hz. a) Cámara trasera; b) Cámara delantera.

2.2. Muelle de aire

Como se ha mencionado en la sección 2, la masa suspendida es soportada por un muelle de aire. El tipo de muelle de aire utilizado para el sistema de un grado de libertad se muestra en la figura 4. Se trata de un modelo de manga reversible de Firestone. Ya que sus características no se conocen con precisión, se han llevado a cabo algunos ensayos para conocer su rigidez y amortiguamiento.

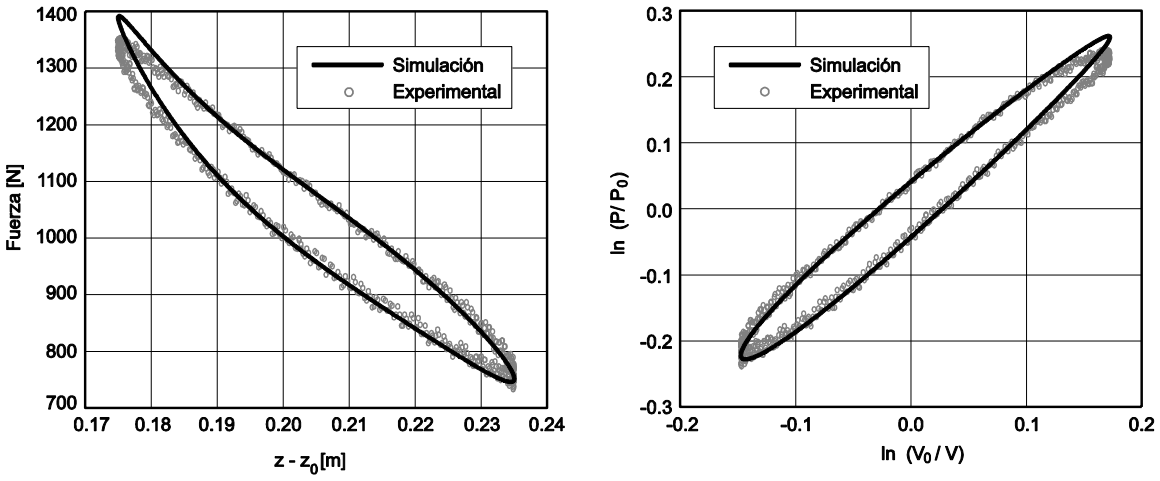


Figura 4: Muelle de aire

En primer lugar, se realizaron varios ensayos manteniendo la presión del aire del interior del muelle constante. El objetivo de este ensayo es, por un lado, obtener el área efectiva del muelle de aire en función de la carrera y la presión, y por otro lado, obtener el volumen del interior del muelle de aire como una función de esos mismo parámetros. Con los ensayos se consiguieron ambas expresiones características de este muelle de aire.

Posteriormente el muelle de aire fue ensayado para, ahora, obtener las curvas de fuerza-desplazamiento. Se utilizaron excitaciones armónicas con diferentes frecuencias y amplitudes para la caracterización. El resultado obtenido de este ensayo se puede ver en la figura 5. Los valores de fuerza-desplazamiento junto al área efectiva y volumen nos permiten representar el diagrama de $ln(P/P_0)$ frente a $ln(V/V_0)$ (círculos grises de la figura 5b).

Tomando como base los resultados anteriores, el muelle de aire fue modelado como la suma de dos términos de fuerza. El primero de ellos es relativo al proceso politrópico cuyo exponente politrópico *n* es próximo a 1.5. El segundo término es un amortiguamiento estructural con un valor constante de 2000 N/m ajustado a partir de los ensayos experimentales. Las simulaciones de dicho modelo junto con los resultados experiementales pueden verse en las figuras 5a y 5b.



(a) (b)

Figura 5: Comparación entre las simulaciones y los ensayos (frecuencia 0.1 Hz, amplitud de desplazamiento de 30 mm y una presión inicial de $3.5 \cdot 10^5$ Pa del muelle de aire. a) Diagrama Fuerza-carrera; b) Diagrama $ln[P/P_0]$ frente a $ln[V/V_0]$.

2.3. Sistema de un grado de libertad (1GDL) con SRNP

En la figura 6 se muestra la posición inicial del actuador (líneas oscuras) junto a la posición alcanzada por el actuador con un desplazamiento relativo de la masa *M*, de valor $z\text{-}z_0$, (líneas grises).

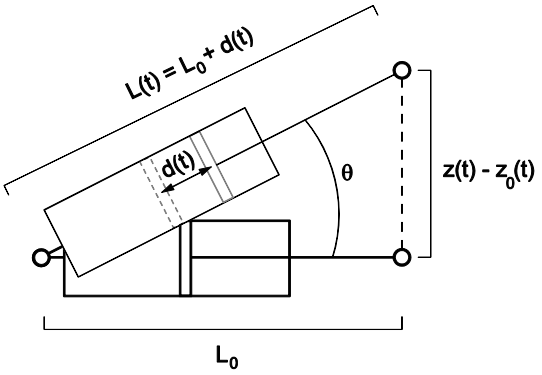


Figura 6: Parámetros del actuador neumático acoplado al sistema SRNP.

Definiendo la distancia entre las rótulas del actuador para las condiciones estáticas como L_0, cualquier otra posición de la masa suspendida equivale a esa L_0 más el desplazamiento del pistón d. Por tanto, el ángulo θ es:

$$\theta = \arctan\left(\frac{z(t) - z_0(t)}{L_0}\right) \tag{9}$$

y el desplazamiento del actuador es:

$$d(t) = L_0\left(\frac{1 - \cos\theta}{\cos\theta}\right) \tag{10}$$

La componente horizontal de la fuerza de los actuadores se cancela mutuamente, mientras que sus componentes verticales se suman. La fuerza total vertical de la pareja de actuadores, usando la cámara trasera o delantera es, respectivamente:

$$F_{Z,t} = 2F_{PLA,t}\sin\theta \tag{11}$$

$$F_{Z,d} = 2F_{PLA,d}\sin\theta \tag{12}$$

De esta manera, la ecuación de equilibrio dinámica, incluyendo la pareja de PLA en el SRNP resulta ser:

$$M\ddot{z} + C(\dot{z}\text{-}\dot{z}_0) + K(z\text{-}z_0) - F_{Z,t} = 0 \tag{13}$$

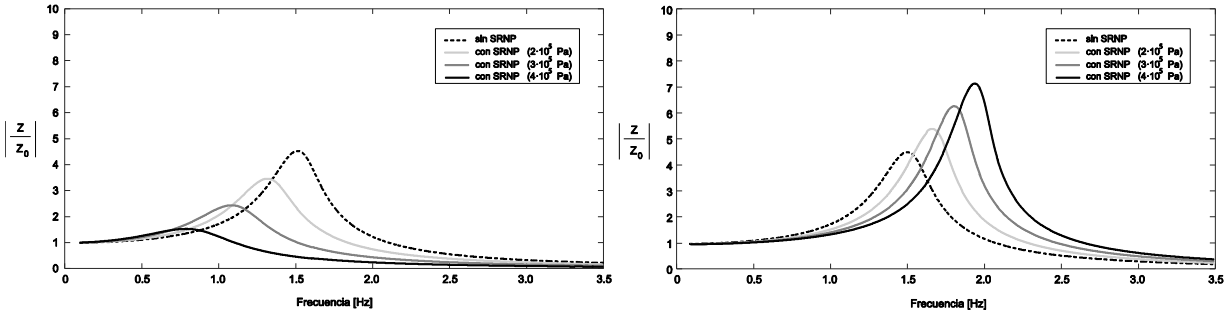
$$M\ddot{z} + C(\dot{z}\text{-}\dot{z}_0) + K(z\text{-}z_0) + F_{Z,d} = 0 \tag{14}$$

dependiendo de qué cámara se presurice, el signo de la componente vertical de la fuerza es el mismo que el del desplazamiento relativo de la masa suspendida cuando la cámara delantera está siendo usada, mientras que es contrario cuando es la cámara trasera la utilizada.

3. Simulación numérica

En las figuras 7a y 7b se muestra la función de respuesta en frecuencia simulada para el sistema con SRNP presurizando cualquiera de las dos cámaras. Las simulaciones se llevaron a cabo para varios valores de presión absoluta en las cámaras del actuador: desde $1\cdot10^5$ Pa (donde los PLA no tiene efecto) hasta $4\cdot10^5$ Pa.

En el caso de la figura 7a cuanto mayor es la presión interior de la cámara trasera de los PLA, mayor es la reducción de la rigidez dinámica del sistema 1GDL. Por tanto, la frecuencia de resonancia y el pico del módulo de transmisibilidad (en la resonancia) se reducen. Cuando se aplica la máxima presión la frecuencia se reduce alrededor de un 47% con respecto del caso sin SRNP. En el caso de la figura 7b, cuanto mayor es la presión de la cámara delantera, mayor es el aumento de la rigidez dinámica del sistema 1GDL. La frecuencia de resonancia y el módulo del pico de transmisibilidad (en la resonancia) ahora aumentan. En concreto, cuando se aplica la máxima presión, la frecuencia de resonancia aumenta en torno a un 29% con respecto del caso sin SRNP. Los resultados cuantitativos se recogen en la tabla 2.



(a) (b)

Figura 7: Respuesta en frecuencia de la función del sistema 1GDL con SRNP. a) Cámara trasera presurizada; b) Cámara delantera presurizada.

Tabla 2: Resultados numéricos de las simulaciones para el caso de la cámara trasera o delantera presurizadas.

	Trasera			Delantera		
Presión Abs. (x105 Pa)	**fr (Hz)**	**Variación (%)**	**Valor pico de transmisibilidad**	**fr (Hz)**	**Variación(%)**	**Valor pico de transmisibilidad**
1	1.51	-	4.53	1.51	-	4.53
2	1.39	-8.94	3.47	1.67	10.60	5.44
3	1.09	-27.81	2.44	1.81	19.87	6.31
4	0.79	-47.68	1.53	1.95	29.14	7.18

En la figura 8 muestra la envolvente de la respuesta z(t) normalizada de la masa suspendida cuando el sistema de 1GDL es excitado por una señal z_0 de tipo *chirp* para una amplitud de desplazamiento de 2 mm. El rango de frecuencias barrido va desde 0 hasta 3.5 Hz con una velocidad de 0.01 Hz/s. Se representan tres curvas en dicha figura: las curvas en gris claro y oscuro corresponden a la respuesta del sistema 1GDL cuando el sistema SRNP se usa únicamente con la cámara trasera o delantera presurizada, respectivamente.

La curva oscura corresponde a la respuesta del sistema 1GDL cuando el sistema SRNP cambia la presión de los PLA desde la cámara delantera a la trasera. En el caso de esta curva, las cámaras delanteras se encuentran a $4 \cdot 10^5$ Pa hasta que la frecuencia del barrido alcanza aproximadamente la frecuencia de cruce con la curva gris. Cuando la frecuencia de excitación supera dicha frecuencia, las cámaras traseras de los PLA se presurizan mientras que las delanteras se abren. Como se puede ver en la figura 8, la respuesta general de la masa suspendida usando el SRNP controlado mejora con respecto del uso del SRNP sin cambio de cámara.

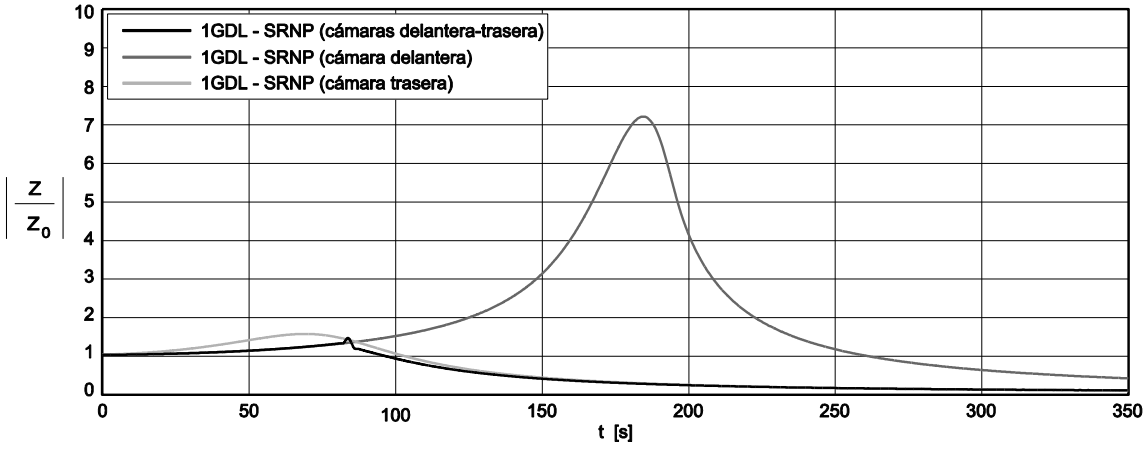


Figura 8: Respuesta normalizada de la masa suspendida bajo una señal de tipo chirp usando el sistema SRNP.

En la figura 9 se muestra una vista aumentada de los primeros 150 segundos de la respuesta normalizada de la masa suspendida debida a una excitación con una señal de tipo *chirp*. La figura muestra de manera más clara las ventajas de usar el sistema SRNP cambiando de cámara en el instante apropiado (correspondiente a 0.959 Hz) en comparación con el uso del sistema SRNP sin la posibilidad de cambio de cámara de los PLA.

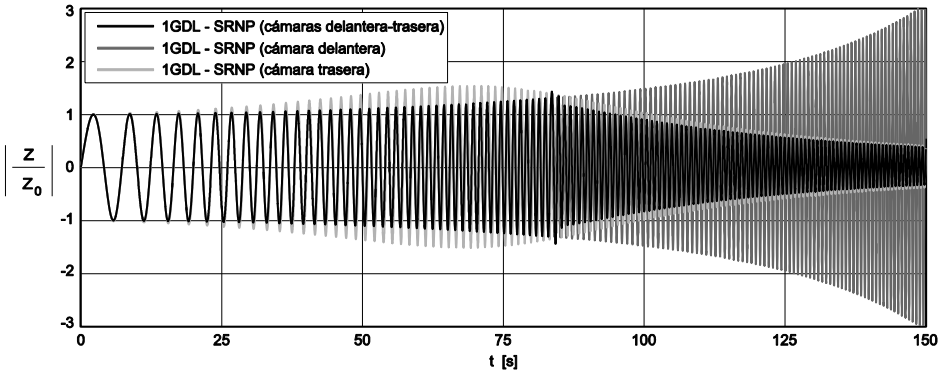


Figura 9: Respuesta normalizada de la masa suspendida bajo una señal de entrada de tipo chirp.

4. Conclusiones

Un aislador de vibraciones equipado con sistema de rigidez negativa-positiva ha sido analizado y simulado. Este sistema está formado por un sistema de 1GDL (basado en una masa suspendida y un muelle aire) al cual se le ha añadido una pareja de actuadores neumáticos lineales con el objetivo de modificar su rigidez dinámica. El sistema completo no sólo tiene la suficente rigidez estática gracias al muelle de aire (cuyas características se mantienen constantes), sino que puede modificar (bien reduciendo o aumentando) la rigidez dinámica del sistema simplemente presurizando la correspondiente cámara de los PLA. Un PLA y un muelle de aire comerciales han sido caracterizados y modelados para poder llevar a cabo las simulaciones del sistema SRNP propuesto con presiones moderadas de funcionamiento (hasta $4{\cdot}10^5$ abs. Pa). Mediante variaciones de rigidez ha conseguido variar la frecuencia de resonancia desde un -47% hasta un 29%. Finalmente, se ha aplicado este rango de variación de rigidez (numéricamente) para aislar un masa suspendida cuando la base se mueve con desplazamiento de tipo *chirp*. El trabajo presentado en este artículo demuestra que el procedimiento es una manera rápida, simple y de bajo coste para poder modificar la rigidez dinámica del sistema.

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo por parte del Proyecto Regional PEII-2014-34-P titulado "Análisis y diseño de elementos neumáticos activos para el control de vibraciones" financiado por la "Junta de Comunidades de Castilla-La Mancha".

5. Referencias

[1] J.P. Den Hartog, Mechanical Vibrations, McGraw-Hill, 1956.

[2] E.I. Rivin, Passive Vibration Isolation, ASME Press, 2001.

[3] P.Alabuzhev, A Gritchin, L. Kim, G. Migirenko, V.Chon, P. Stepanov, Vibration Protecting and Measuring Systems with QuasiZero Stiffness, Hemisphere Publishing, (1989).

[4] D.L.Platus, Negative-stiffness-mechanism vibration isolation systems, SPIE-Vibration Control in Microelectronics, Optics and Metrology, 1619, (1991), 44-54.

[5] J.Zhang, D. Li, S. Dong, An ultra-low frequency parallel connection nonlinear isolator for precision instruments, Key Engineering Materials 257-257, (2004), 231-236.

[6] K. Denoyer, C. Johnson, Recent achivements in vibration isolation systems for space launch and orbit application, 52nd International Astronautical Congress, Toulose, Francia, (2001).

[7] J. Dankowski, State of the art vibration isolation of large coordinate measuring machine with an adverse environment, Second Euspen International Conference, Turin, Italia, (2001).

[8] A. Carrela, M.J. Brennan, T.P. Waters, Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic, Journal of Sound and Vibration. 301, Issues 3-5, 678-689.

[9] I. Kovacic, M.J. Brennan, T.P. Waters, A study of nonlinear vibration isolator with a quasi-zero-stiffness characteristic, Journal of Sound and Vibration, 315, 2008, 700-711.

[10] A. Carrella, M.J. Brennan, I. Kovacic, T.P. Waters, On the force transmissibility of a vibration isolator with quasi-zero-stiffness, Journal of Sound and Vibration, 322, 2009, 707-717.

Utilización del espectro compuesto para la detección de desequilibrios rotantes en maquinaria agrícola

F. Feijoo[1], F.J. Gómez Gil[2], J. Ruiz Calvo[3], J. Peláez Vara[4], A. Martínez Martínez[5], R. Ruiz González[6]

[1]Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. ffeijoo@ubu.es

[2]Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. fjggil@ubu.es

[3]Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. justorc@ubu.es

[4]Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. jpelaez@ubu.es

[5]Dpto. de Ingeniería Electromecánica. Universidad de Burgos. albmm@ubu.es

[6]Dpto. de Teoría de la Señal y Comunicaciones e Ingeniería Telemática. E.T.S. Ing. de Telecomunicación, Universidad de Valladolid. rruigon@ribera.tel.uva.es

El objetivo de este estudio es evaluar la utilización de la técnica del espectro compuesto en la detección de desequilibrios rotantes en máquinas agrícolas. Estudios anteriores sobre bancos de ensayos proponen la fusión de datos para obtener un espectro compuesto, ya que con ello se logra una simplificación en la interpretación de los estados de funcionamiento de las máquinas. En este trabajo se aplica esta técnica a las mediciones obtenidas sobre una cosechadora agrícola real en la que se han provocado desequilibrios en dos elementos rotantes: el picador de paja y el cilindro de la trilla. Para ello primero se toman mediciones de vibraciones en cuatro ubicaciones de la máquina alejadas de los elementos rotantes. Posteriormente se fusionan las cuatro mediciones mediante la utilización de la técnica del espectro compuesto. Finalmente se comparan los espectros de las mediciones individuales con la del espectro compuesto. Los resultados de este estudio muestran que la interpretación de los espectros resulta más sencilla y clara cuando se emplea la técnica del espectro compuesto.

1. Introducción

Ciertas máquinas agrícolas, como lo son las cosechadoras, se componen de numerosos rotores. Las vibraciones producidas por los desequilibrios pueden desembocar en costosas averías cuyo tiempo de reparación puede ser crítico debido a la disponibilidad que se exige a estas máquinas en periodos concretos del año.

El análisis de las vibraciones mecánicas es una de las principales herramientas para el mantenimiento predictivo de máquinas [1], debido a su capacidad para detectar fallos incipientes antes de que se produzca la avería. La monitorización de la intensidad de las vibraciones permite detectar fallos incipientes y planear las intervenciones de mantenimiento en el momento más conveniente. Los últimos avances y técnicas en este campo han sido recogidas por *Jardine* et al. en [2].

Una de las fuentes de vibraciones más típicas son los desequilibrios en rotores. En la maquinaria agrícola estos desequilibrios se pueden producir durante el funcionamiento normal de la máquina debido al desgaste o la rotura de algún elemento de la trilla o del picador. Estos desequilibrios se pueden detectar por las vibraciones que producen en dirección radial a frecuencias múltiplos de la velocidad de giro del eje [2].

El movimiento giratorio del eje dificulta que se puedan medir las vibraciones directamente sobre el mismo [3]. Debido a esta dificultad, lo más común es tomar medidas en puntos situados lo más cerca posible de los apoyos de los ejes, utilizando varios sensores para medir las vibraciones en 2 o 3 direcciones.

Dado que las vibraciones se propagan a través de la estructura de la máquina con una atenuación moderada, su detección es posible en otros puntos más distantes de los apoyos de los rotores. Sin embargo, como contrapartida, la señal se verá afectada por el ruido y por las señales procedentes de otros elementos rotantes. Por ello, la intensidad de la señal medida dependerá de la posición y orientación de cada acelerómetro.

Tradicionalmente se ha utilizado el análisis espectral de la señal para identificar el tipo de fallo. Esto requiere un conocimiento de las frecuencias características de cada elemento para poder así identificar aquellas señales relacionadas con cada uno de estos elementos y el efecto de los diferentes tipos de fallo en el espectro. Este procedimiento requiere de un elevado número de senosores (2 por soporte), así como de un personal altamente

cualificado y con amplia experiencia en el diagnóstico de equipos para interpretar correctamente estos datos. Además, la carga de trabajo es considerable al ser necesario el análisis de las señales correspondientes a cada sensor.

Con el fin de reducir el esfuerzo en el análisis de las señales, *Sihna* y *Elbhba* [5] proponen una técnica que fusiona los datos obtenidos por los diferentes sensores, de forma que la valoración del estado de la máquina se realiza a través del análisis de un único espectro compuesto [7].

El objetivo de este estudio es evaluar la utilización de la técnica del espectro compuesto en la detección de desequilibrios rotantes en máquinas agrícolas. Para ello primero se toman mediciones de vibraciones en cuatro ubicaciones de una máquina cosechadora real, en la que se han provocado desequlibrios en dos elementos rotantes. Posteriormente se fusionan las cuatro mediciones mediante la utilización de la técnica del espectro compuesto. Finalmente se comparan los espectros de las mediciones individuales con la del espectro compuesto.

2. Material

Las medidas se tomaron sobre una cosechadora *New Holland* TC56 con 12 años de antigüedad y algo más de 4.000 horas de trabajo. Esta máquina dispone de un motor de 6 cilindros en línea. Para la adquisición de los datos se han utilizado 4 acelerómetros *Brüel&Kjær* 4507B. El sistema de adquisición de datos (DAQ) utilizado es de *National Instruments* (NI), formado por un módulo de adquisición de datos NI 9234 para entradas analógicas y un chasis compacto NI cDAQ-9172, para la conexión a un ordenador portátil. Las señales se han adquirido usando el programa NI *Sound and Vibration Assistant* . Para la representación y cálculo de los espectros se utilizó el programa MATLAB® y su módulo *Signal Processing Toolbox*.

La ubicación de los 4 acelerómetros se muestra en la figura 1: uno de ellos, nombrado como a3, en dirección longitudinalen en el corte, y el resto, nombrados como a0, a1 y a2, en dirección transversal en diferentes puntos del chasis.



Figura 1: ubicación de los cuatro acelerómetros a0, a1, a2 y a3.

3. Método

3.1. Spectrum

La densidad espectral de potencia es una herramienta para obtener información sobre la energía de una señal para las diferentes frecuencias. Para una señal temporal, x(t), descompuesta en n segmentos, la densidad espectral de potencia promediada se define como:

$$S_{xx}(f_k) = \frac{\sum_{r=1}^{n} X^r(f_k) X^{r*}(f_k)}{n}, \text{ k= 1, 2, 3, …,N} \qquad (1)$$

siendo $S_{xx}(f_k)$ la densidad espectral de potencia, $X^r(f_k)$ y $X^*(f_k)$ las transfomadas de Fourier de la señal y su conjugada para las frecuencia f_k., y N los puntos correspondientes a cada frecuencia.

3.2. Espectro compuesto no coherente

El espectro compuesto se calcula a partir de la fusión de las señales de varios sensores en el dominio de la frecuencia [5] según la ecuación:

$$S_{CS}(f_k) = \frac{\sum_{r=1}^{n} X_{CS}^{r}(f_k) X_{CS}^{r*}(f_k)}{n}, \quad k= 1, 2, 3, \ldots,N \tag{2}$$

donde $X_{CS}^{r}(f_k)$ es la transformada de Fourier compuesta para segmento r-ésimo de la señal, para todos los sensores a la frecuencia, f_k, y $X_{CS}^{*}(f_k)$ es su conjugada compleja. Esta transformada se calcula como:

$$X_{cs}^{r}(f_k) = \sqrt{(S_{x_1x_2}^{r}(f_k) S_{x_2x_3}^{r}(f_k) \cdots S_{x_{(b-1)}x_b}^{r}(f_k))^{1/(b-1)}} \tag{3}$$

donde, para un total de b señales, $S_{x_{(b-1)}x_b}^{r}(f_k)$ son los espectros de potencia cruzada entre las señales procedentes de los acelerómetros 1 y 2, 2 y 3, … , (b-1) y b, y se calcula como:

$$S_{x_px_{p+1}}^{r}(f_k) = \left\lfloor X_p^{r}(f_k) X_{p+1}^{r*}(f_k) \right\rfloor \tag{4}$$

donde $X_p(f_k)$ es la transformada de Fourier de cada uno de los r segmentos en los que dividimos la señal del sensor p y $X_{p+1}^{*}(f_k)$ la conjugada compleja de la transformada de Fourier correspondiente al sensor p+1.

3.3. Espectro compuesto coherente

Para eliminar la contribución de las señales no correlacionadas debidas al ruido se calcula el espectro compuesto coherente [5], donde se utiliza la función de coherencia para eliminar el efecto de estas señales:

$$g^2_{p(p+1)}(f_k) = \frac{\left| \sum_{r=1}^{n} S_{x_px_{p+1}}^{r}(f_k) \right|^2}{\sum_{r=1}^{n} S_{x_px_p}^{r}(f_k) \sum_{r=1}^{n} S_{x_{p+1}x_{p+1}}^{r}(f_k)}, \quad k= 1, 2, 3, \ldots,N \tag{5}$$

donde x_p y x_{p+1} hacen referencia a las señales procedentes del sensor p y p+1, siendo $S_{x_px_{p+1}}^{r}(f_k)$ la densidad espectral cruzada de cada uno de los r segmentos en los que dividimos las señales del sensor p y del sensor p+1, y $S_{x_px_p}^{r}(f_k)$ y $S_{x_{p+1}x_{p+1}}^{r}(f_k)$ la densidad espectral de potencia de las señales x_p y x_{p+1}. De esta forma el espectro compuesto coherente es:

$$S_{CCS}(f_k) = \frac{\sum_{r=1}^{n} X_{CCS}^{r}(f_k) X_{CCS}^{r*}(f_k)}{n} \quad k= 1, 2, 3, \ldots,N \tag{6}$$

donde $X_{CCS}^{r}(f_k)$ es la Transformada de Fourier Compuesta Coherente para la frecuencia f_k de cada segmento r de los n segmentos en los que dividimos la señal fusionada de todos los sensores, y $X_{CCS}^{r*}(f_k)$ es su conjugada compleja. Lo calculamos, de forma similar a lo anterior como:

$$X_{ccs}^{r}(f_k) = \sqrt{(S_{x_1g_{12}x_2}^{r}(f_k) S_{x_2g_{23}x_3}^{r}(f_k) \cdots S_{x_{(b-1)}g_{(b-1)b}x_b}^{r}(f_k))^{1/(b-1)}} \tag{7}$$

donde $S_{x_{(b-1)}\gamma_{(b-1)b}x_b}^{r}(f_k)$ es el espectro de potencia cruzado coherente para cada pareja de sensores 1-2, 2-3, …, (b-1))-b, que se calcula como:

$$S_{x_pg_{p(p+1)}x_{p+1}}^{r}(f_k) = \left\lfloor X_p^{r}(f_k) g^2_{p(p+1)} X_{p+1}^{r*}(f_k) \right\rfloor \tag{8}$$

donde $X_p(f_k)$ es la transformada de Fourier de cada uno de los r segmentos en los que dividimos la señal del sensor p y $X_{p+1}^{*}(f_k)$ la conjugada compleja de la transformada de Fourier correspondiente al sensor p+1.

3.4. Mediciones

En este estudio se han adquirido un total de 4 mediciones de vibraciones, para cada uno de los 4 acelerómetros situados en las diferentes posiciones del la estructura de la cosechadora (Figura 1), correspondientes los

siguientes 4 estados de funcionamiento: i) estado D1, con la trilla y el picador desactivados, ii) estado D6, con la trilla equilibrada y el picador desequilibrado, iii) estado D8, con la trilla desequilibrada y el picador equilbrado, y iv) estado D9, con la trilla y el picador desequilibrados.

La velocidad de rotación del motor a la que se han estudiado los anteriores 4 modos de funcinamiento ha sido de 21,3 Hz (1.280 RPM). Los desequilibrios se han conseguido fijando un contrapeso en la trilla, y/o retirando una de las cuchillas del picador.Cada una de las mediciones ha tenido una duración de 60 segundos y una frecuencia de muestreo de 1706,48 Hz. Se han dividido en n = 71 segmentos de 6.820 muestras cada uno, para calcular el espectro promediado, con una resolución de 0,25 Hz, y se le ha aplicando una ventana *Hanning* con 80% de solapamiento.

Las frecuencias de interes son la frecuencia de giro de la trilla, 8,5 Hz (508,3 RPM), del picador, 25,4 Hz (1.524 RPM) y la de giro del motor, 21,3 Hz (1.280 RPM). Estos valores son aproximados, pero sirven de referencia para localizar las frecuencias correspondientes en las gráficas. La zona de interés a analizar estará, por tanto, comprendida entre 0 y 60 Hz.

4. Resultados

En la figura 2 se puede ver el espectro correspondiente al caso D1 con trilla y picador desactivados. En este caso se identifican fácilmente las frecuencias correspondientes al motor: 21,5 Hz (1x) y 10,75 Hz (0,5x).

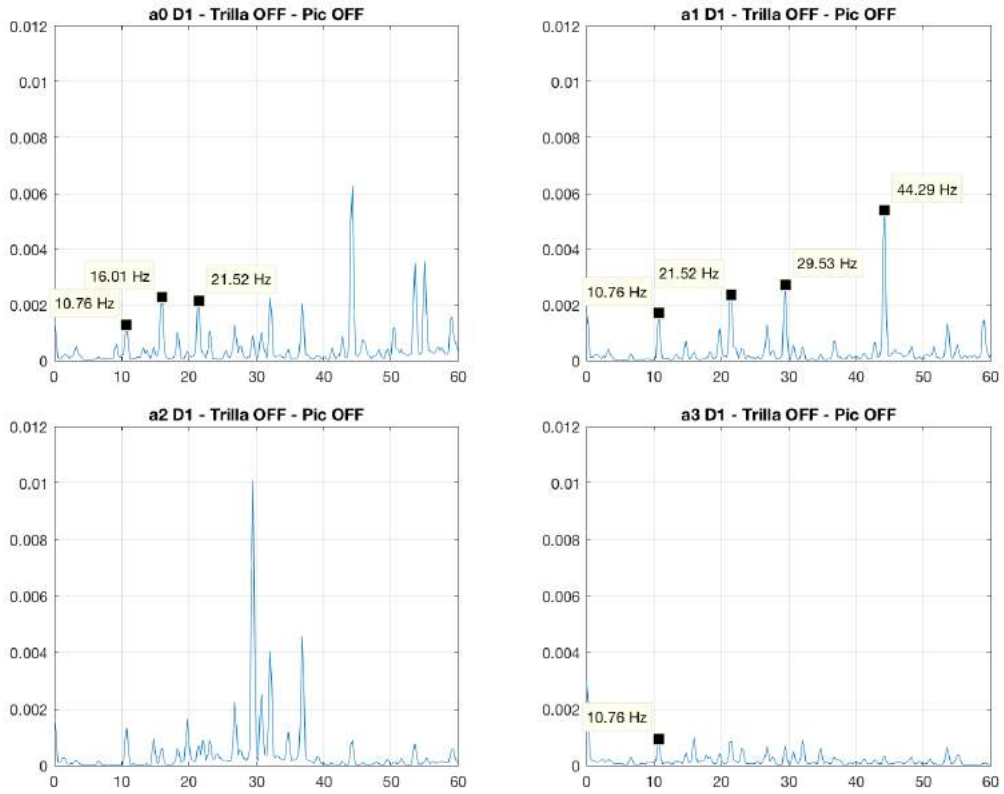


Figura 2: espectro con la trilla y el picador desactivados (D1).

La figura 3 muestra el espectro compuesto coherente y no coherente para el caso D1.

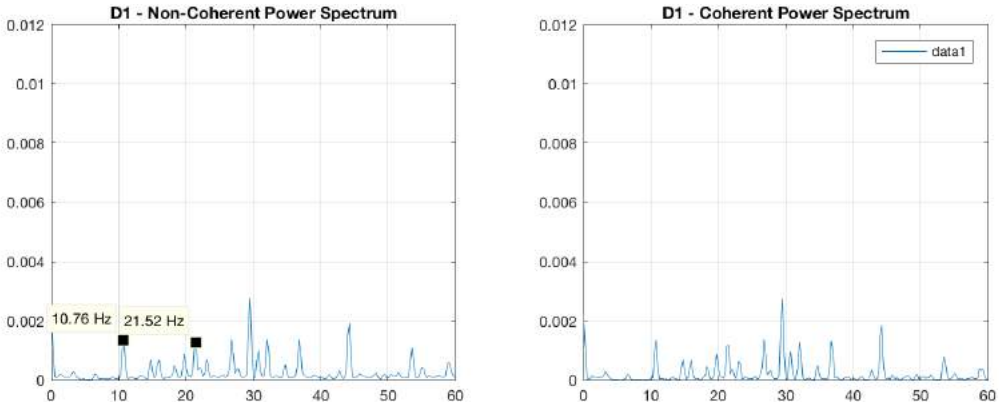


Figura 3: espectros compuestos con la trilla y el picador desactivados (D1).

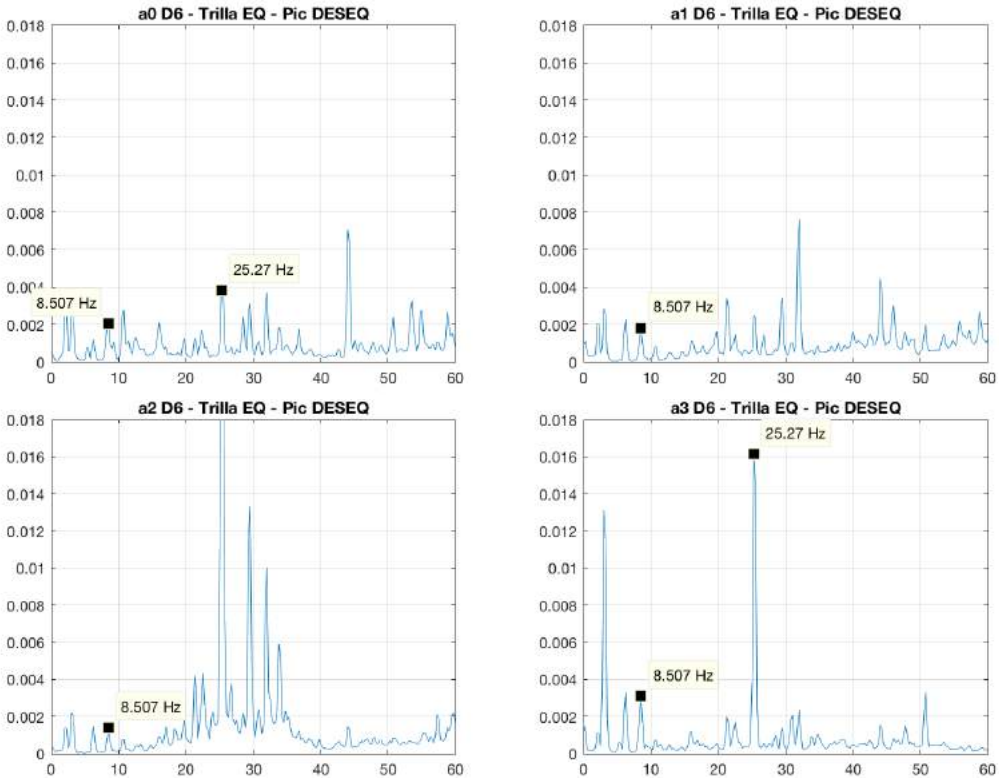


Figura 4: Espectro con la trilla equilibrada y el picador desequilibrado (D6).

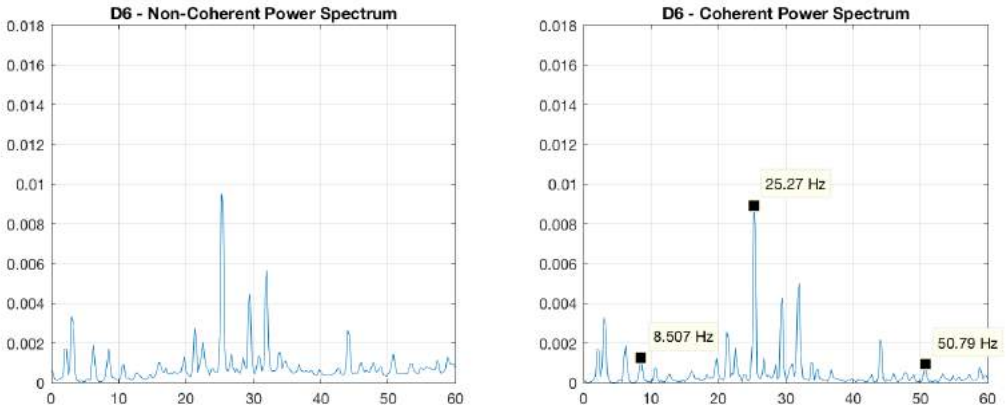


Figura 5: Espectros compuestos con la trilla equilibrada y el picador desequilibrado (D6).

La figura 4 muestra el espectro correspondiente a la máquina funcionando con la trilla equilibrada y el picador desequilibrado (D6). Se pueden identificar fácilmente las frecuencias correspondientes a la trilla, 8,5 Hz y al picador, 25,5 Hz, ausentes en las figuras anteriores. En el caso del sensor a2, a pesar de no estar situado cerca de la fuente, el efecto del desequilibrio del picador es mucho más intenso que en el resto de puntos de medida.

La figura 5 muestra los correspondientes espectros compuestos para el caso D6. Se observa una menor contribución del ruido en el caso del espectro coherente. Sin embargo, la intensidad de los picos es tan grande que no supone una diferencia evidente respecto al espectro no coherente.

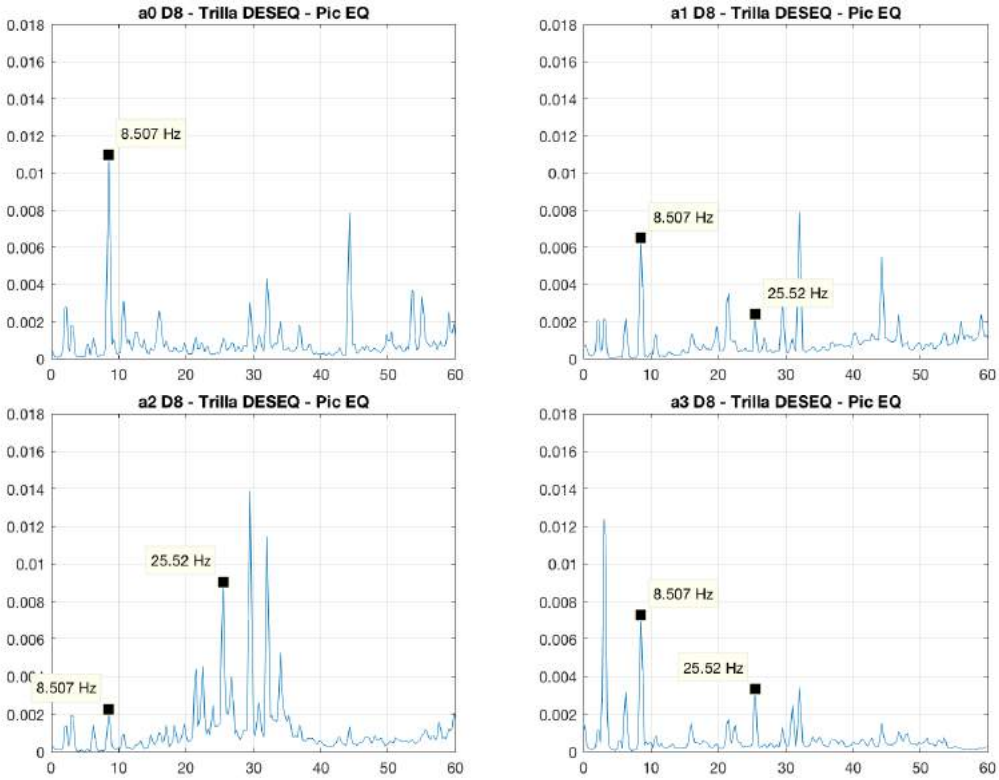


Figura 6: espectro con la trilla desequilibrada y el picador equilibrado (D8).

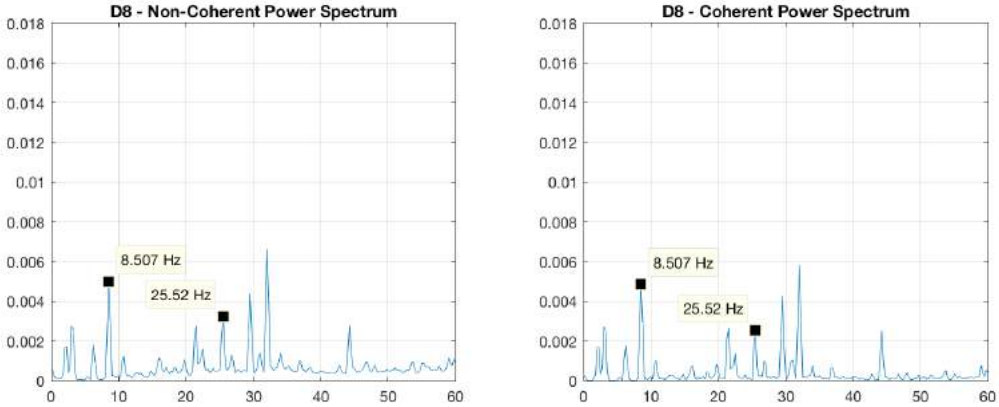


Figura 7: espectro con la trilla desequilibrada y el picador equilibrado (D8).

La figura 6 muestra el espectro correspondiente al desequilibrio del cilindro de trilla, con el picador equilibrado (D8). La intensidad de la frecuencia de la trilla aumenta significativamente excepto en el caso de la posición a2, donde tiene un valor similar al caso D6 (equilibrada). La intensidad en la frecuencia del picador desciende, siendo imperceptible para la posición a0 y muy similar al valor obtenido en el caso D6 para el sensor a1. En el caso del sensor a3, ambas frecuencias son claramente diferenciables, tanto para el elemento equilibrado (D6) como desequilibrado (D8).

En la figura 7 se muestran los espectros coherentes y no coherentes para estos casos.

Las figuras 8 y 9 muestran los espectros para el caso de que ambos elementos, picador y trilla estén desequilibrados (D9).

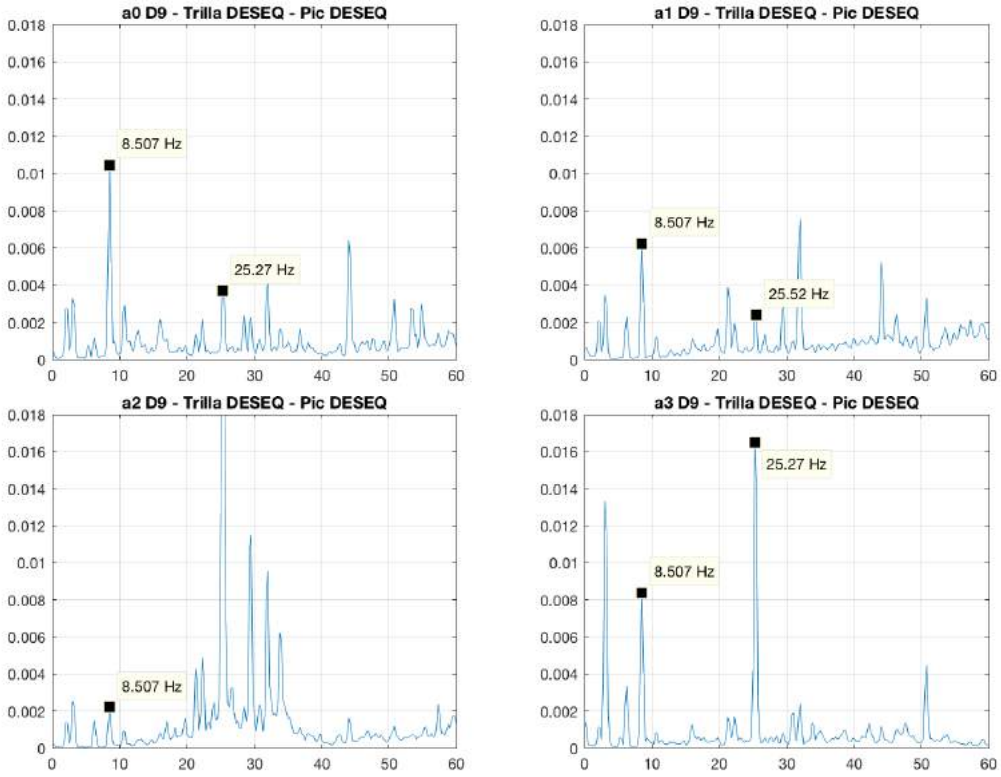


Figura 8: espectro con trilla y picador desequilibrados (D9).

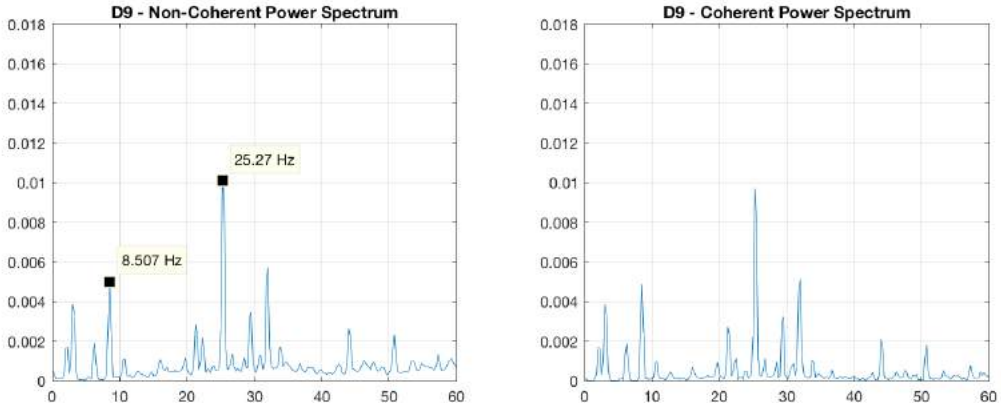


Figura 9: espectro compuesto no-coherente y coherente con trilla y picador desequilibrados (D9).

5. Discusión

Se puede observar a través de las figuras anteriores que no en todas las posiciones del sensor el espectro es capaz de destacar los picos correspondientes a las frecuencias de giro de la trilla y el picador con la misma sensibilidad. El desequilibrio de la trilla se detecta fácilmente en las posiciones a0, a1, y a3. El desequilibrio del picador se detecta fácilmente en a2 y a3. En a0 sólo es identificable cuando aparece el desequilibrio, dado que la amplitud de la vibración aumenta considerablemente es este caso.

Lo anterior sugiere una cierta dependencia de la posición del acelerómetro en la detección del fallo, pero confirma la capacidad de detectarlo en puntos alejados de los apoyos, siendo el punto más sensible el a3, a pesar

de estar más alejado del origen de la vibración. Esto podría deberse a que la orientación del acelerómetro a3 mide en dirección longitudinal, mientras que en los otros casos la dirección de la medida es transversal.

Los espectros compuestos, en cambio, mantienen toda la información relevante y nos permiten identificar las frecuencias correspondientes más fácilmente. Sin embargo la mejoría en la claridad no es mucho mayor que en el caso de disponer de un único acelerómetro en la posición a3.

6. Conclusiones

El espectro compuesto es una técnica que fusiona las señales de varios sensores con el objetivo de reducir el esfuerzo, experiencia y conocimiento que requiere el análisis espectral para la detección de fallos. Esta metodología se ha utilizado en este estudio como herramienta para la detección de desequilibrios rotantes en dos ejes de una cosechadora: en el de trilla y en el de corte. Para ello se han utilizado las señales procedentes de 4 acelerómetros para generar un espectro compuesto, cuyo análisis sustituye al análisis individual de cada una de las señales de los acelerómetros. Se han estudiado 2 versiones del espectro compuesto, el no-coherente y el coherente. El espectro coherente utiliza la función de coherencia para eliminar la contribución del ruido a la señal.

Este estudio confirma la validez del espectro compuesto como herramienta para simplificar la detección de los desequilibrios rotantes y la atenuación del ruido del espectro compuesto coherente frente al no-coherente. La aplicación práctica en una máquina compleja como es una cosechadora nos anima a pensar que es una metodología adecuada para plantear una política de mantenimiento predictivo en otro tipo de maquinaría.

7. Referencias

[1] R. B. Randall. Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications, Ed. John Wiley & Sons, 2011. ISBN: 0470977582.

[2] A. K. S. Jardine, D. Lin, y D. Banjevic. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance, Mechanical Systems and Signal Processing, 20, 7, (2006), 1483-1510.

[3] R. Ruiz-Gonzalez, J. Gomez-Gil, F. J. Gomez-Gil, V. Martínez-Martínez. An SVM-Based Classifier for Estimating the State of Various Rotating Components in Agro-Industrial Machinery with a Vibration Signal Acquired from a Single Point on the Machine Chassis, Sensors, 14, (2014), 20713-20735.

[4] M. L. Adams. Rotating machinery vibration: from analysis to troubleshooting, Ed. Marcel Dekker, Inc., 2001. ISBN: 0824702581.

[5] J. K. Sinha, K. Elbhbah. A future possibility of vibration based condition monitoring of rotating machines, Mechanical Systems and Signal Processing, 34, 1–2, (2013), 231-240.

[6] K. Elbhbah, J. K. Sinha. Vibration-based condition monitoring of rotating machines using a machine composite spectrum, Journal of Sound and Vibration, 332, 11, (2013), 2831-2845.

[7] K. Elbhbah, J. K. Sinha, W. Hahn, G. Tasker. Application of Composite Spectrum in Steam Turbo-Generator Set, Vibration Engineering and Technology of Machinery, Ed. Springer International Publishing, 2015. ISBN 9783319099170.

Aplicaciones del análisis modal experimental de vibraciones en agitadores de destiladores industriales

J. Sánchez Robles[1], F.C. Gómez de León Hijes[2], F. Martínez García[1], E. Belén Rivera[2]

[1]*Dpto. Técnico. TICSA. jose_sanchez@takasago.com*

[2]*Área de Ingeniería Mecánica.DIIC. Universidad de murcia. gdleon@um.es*

El estudio que se describe tiene su origen en el elevado coste que suponía para una planta industrial los frecuentes fallos mecánicos que se venían produciendo en los equipos agitadores de destiladores industriales, principalmente la rotura de los cierres mecánicos y el desgaste prematuro de cojinetes de teflón, aunque otros elementos mecánicos también se veían afectados por un desgaste prematuro.

Se encontró que la causa principal de estos fallos repetitivos radicaba en las amplitudes de vibración anormalmente altas en los ejes de los agitadores como consecuencia de fenómenos resonantes que, sin embargo, se producían irregularmente, sin un patrón claro.

Para determinar las circunstancias que provocaban dichas resonancias, en los dos agitadores más problemáticos se llevaron a cabo dos tipos de análisis modal experimental, por un lado un análisis estático, de vibración libre por ensayo de impacto, y por otro un análisis dinámico, para la obtención de su respuesta dinámica a diferentes velocidades de rotación.

El resultado de dichos análisis demostró que, para cada destilador, la relación entre la velocidad de rotación de su agitador y el nivel del líquido en su interior era determinante para la aparición de fenómenos transitorios resonantes. A tenor de las frecuencias de resonancia encontradas en los análisis modales y tras realizar varios ensayos posteriores a diferentes regímenes funcionales y en condiciones reales de destilación se llegó a establecer el protocolo de operación más adecuado para cada destilador.

1. Introducción.

En la actualidad, la mayor parte de las empresas del sector químico han superado el anticuado concepto de que el crecimiento industrial depende únicamente de las actividades de estímulo económico dirigidas en exclusiva hacia la renovación de activos físicos, plantas y/o equipos de producción, llegando a concienciarse de que resulta indispensable la utilización efectiva de las instalaciones ya existentes en las propias plantas de producción, obteniendo de ellas el máximo aprovechamiento, determinando cuales son las mejores condiciones operativas, aumentando los rendimientos y alargando su tiempo de vida útil.

Conseguir el éxito en este aspecto no es tarea fácil, para ello resulta primordial el disponer de un departamento de mantenimiento moderno en el que dos de sus pilares fundamentales sean, en primer lugar una estrecha colaboración interdepartamental, y en segundo lugar la implantación, aplicación y potenciación de las técnicas de mantenimiento predictivo, no solo con el fin de conocer el estado funcional de los equipos y por tanto evitar averías inesperadas sino ir un paso más adelante y determinar, como ya se ha mencionado anteriormente, cuales son las mejores condiciones operacionales para cada equipo productivo de forma individualizada.

Al igual que otras muchas plantas productivas del sector químico, TAKASAGO INTERNATIONAL CHEMICALS MURCIA S.A. tiene en el proceso de destilación uno de sus procesos más importantes. Esto unido a puntuales retrasos en la producción derivados de la aparición de fallos imprevistos en los agitadores de los destiladores, llevaron al departamento de mantenimiento de la empresa a realizar un estudio exhaustivo del estado funcional de los mismos.

El estudio comenzó con una evaluación exhaustiva de la base de datos de medidas de vibración realizadas sobre los agitadores, obteniendo un resultado relativamente esperado y que supuso la confirmación de que los agitadores de los destiladores de la planta son efectivamente el elemento más crítico desde el punto de vista de mantenimiento.

Este análisis desveló también que la mayor parte de las reparaciones de estos equipos se debían a roturas o fallos producidos en el cierre mecánico y/o en los cojinetes de teflón del eje. El mal estado de estos elementos es relativamente fácil de detectar en la mayor parte de los casos, incluso en un estado incipiente del fallo, mediante la aplicación de la técnica de análisis espectral, sin embargo en ciertos agitadores esta tarea se tornaba harto difícil al observarse comportamientos vibratorios erráticos, siendo por tanto imposible detectar el mal estado de dichos elementos hasta que éste empeoraba considerablemente, encontrándose en una situación próxima al fallo.

Tras estudiar con detalle los parámetros variables, se observó que dicho comportamiento errático tenía relación con las condiciones del régimen de trabajo de los destiladores, de tal forma que en determinadas circunstancias las medidas de vibración parecían mostrar estados defectuosos del agitador mientras que las medidas vibratorias realizadas en otras condiciones funcionales del mismo proceso estos valores desaparecían, mostrando un aparente buen estado del equipo.

El hecho de que el comportamiento vibratorio en ciertos agitadores fuese tan dispar en condiciones funcionales relativamente similares, aunque no iguales, llevó a pensar que la razón podría residir en la excitación de frecuencias resonantes de alguno de los elementos constituyentes bajo determinadas condiciones de operación.

Con el objetivo de comprobar esta hipótesis se seleccionó un destilador y se diseñó una metodología de análisis particularizada. El equipo seleccionado fue concretamente el destilador codificado como D-304, debido a su gran importancia para la producción así como a los recurrentes fallos que mostraba en su sistema de agitación. Este equipo tiene un volumen del vaso del agitador próximo a los 8000 litros, aunque el volumen máximo de trabajo del destilador es de 7000 litros. El motor del agitador tiene una velocidad de giro de 1487 rpm a 50 Hz que, tras pasar por la reductora, suponen 210 rpm en el eje del agitador.

2. Metodología de análisis

La metodología de análisis comentada anteriormente consta de dos tipos de ensayos, a saber:

1. Ensayos con el equipo parado, lo que se ha denominado *análisis estático*.
2. Ensayos con el equipo en marcha, que se han denominado *análisis dinámico*.

2.1. Análisis estático.

El análisis estático consiste en un análisis modal de vibración libre cuando el equipo se encuentra totalmente parado y enclavado. El ensayo consiste en provocar, mediante impactos puntuales, la vibración libre de los elementos estructurales del equipo, mayormente la del elemento objeto de golpeo. La figura 1 muestra la secuencia de pasos del método seguido para realizar este ensayo.

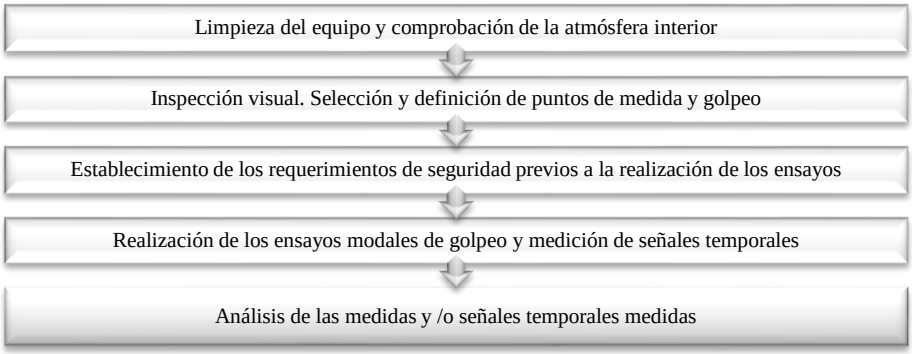


Figura 1. Diagrama de flujo para la preparación y realización del análisis modal estático

Tras limpiar el equipo, conforme a los requerimientos establecidos por los responsables de producción y de prevención de la empresa, se lleva a cabo una inspección visual del mismo y la definición de los puntos de medida y golpeo. La selección de los puntos se realiza de forma que puedan observarse los modos de vibración libre de los elementos principales del equipo, esto es, el eje del agitador, el impulsor y la estructura superior del agitador (Fig. 1). Para ello, sobre los puntos seleccionados, situados en las dos direcciones principales del equipo a 90º, se realizaron dos baterías de medidas con el fin de abarcar todo el campo de posibles vibraciones.

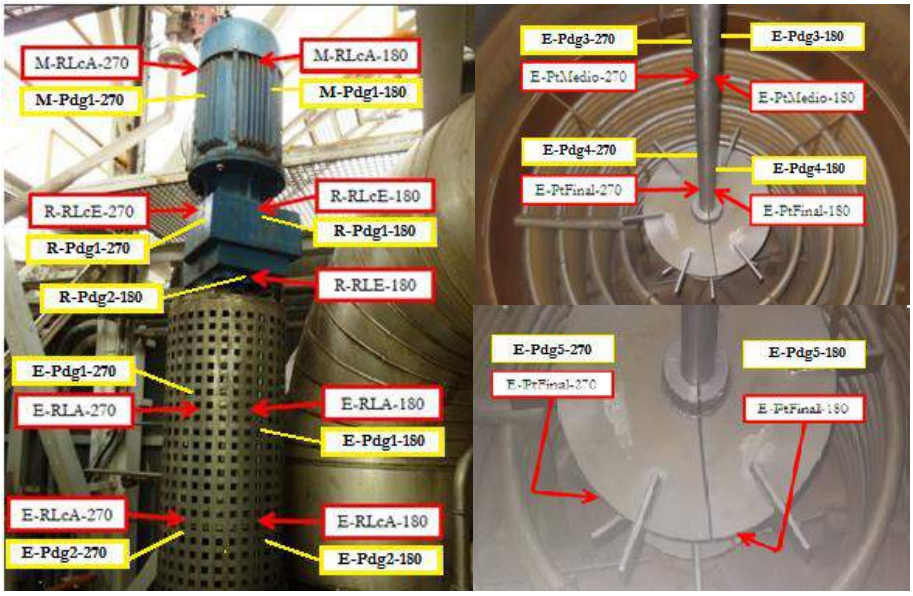


Figura 2. Puntos de medida (en rojo) y de golpeo (en amarillo) del agitador D-304.

Una vez determinados los puntos de medición y golpeo estos son configurados con el programa de análisis de vibración y a continuación se establecen los requerimientos de seguridad previos a la realización de los trabajos. Estos consisten básicamente en un enclavamiento eléctrico del agitador y la comprobación de la atmósfera interior del equipo para cerciorarse de que no se dan las condiciones para ser una atmosfera explosiva.

El siguiente paso consiste en provocar la vibración libre del equipo golpeando en los puntos indicados en la Fig. 1 mediante un martillo con cabeza de goma y registrando la señal de vibración durante un intervalo de tiempo amplio, de forma que abarcase la situación anterior, durante y posterior al impacto, con el fin de eliminar posibles agentes externos u otras fuentes de interferencia. Para la medición y registro de las señales se utilizaron dos equipos iguales, con el fin de obtener datos redundantes, concretamente el colector de vibraciones FIS DETECTOR III y el software Trendline©. El tratamiento posterior de la ingente cantidad de datos se hizo con ayuda del software MS EXCEL©.

Finalmente, los registros de vibración son analizados con el fin de identificar de forma cualitativa y cuantitativa los componentes de vibración en cada uno de los espectros, que pueden ser asociados posteriormente con frecuencias naturales de vibración del equipo o del elemento en cuestión [3, 6, 10].

El análisis estático finaliza con la clasificación de las frecuencias identificadas. Esta clasificación se realiza en tres categorías diferentes, según la importancia del componente vibratorio asociado:

- Frecuencias principales: aquellas frecuencias cuya amplitud es dominante en los espectros y/o que además se repiten en la mayor parte de las medidas realizadas.
- Frecuencias secundarias: aquellas frecuencias cuya amplitud es destacada pero no es dominante en los espectros y/o aquellas que se repiten en aproximadamente el 50% de las medidas analizadas.
- Frecuencias raras: aquellas frecuencias que aparecen de forma esporádica u ocasional en determinadas medidas. Pueden presentar amplitudes destacadas (aunque no dominantes), pero con poca repetitividad, de como máximo 3 apariciones.

2.2. Análisis dinámico.

El análisis dinámico consiste principalmente en la medida y análisis de las señales de vibración del agitador del destilador en marcha, acompañado de un análisis de su consumo energético y de una inspección visual de las condiciones de agitación, todo ello para diferentes frecuencias de alimentación del motor y para diferentes volúmenes de llenado del vaso del destilador.

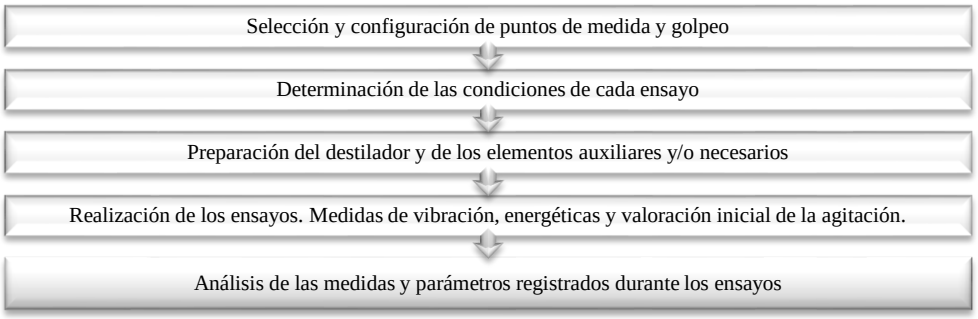


Figura 3. Diagrama de flujo para la preparación y realización del análisis modal estático

Al igual que en el análisis estático, una de las etapas más importantes es la adecuada selección y configuración de los puntos de medida. Ésta debe basarse principalmente en criterios de mayor transmisibilidad desde la fuente de vibración al punto de emplazamiento del sensor. Tras seleccionar los puntos, estos son configurados adecuadamente con el software de análisis con el fin de conseguir la mayor resolución posible, especialmente en el dominio de la frecuencia.

Dado que el volumen máximo de trabajo del vaso del destilador es de 7000 dm^3, se diseñaron un total de 32 ensayos para 4 volúmenes diferentes, 7000 dm^3, 5000 dm^3, 3000 dm^3 y 2000 dm^3. Para cada uno de estos volúmenes, o condiciones de carga, se ensayaron diferentes frecuencias de alimentación del motor comprendidas entre 30 Hz y 55 Hz, subiendo 5 Hz entre cada uno de ellos.

La preparación del destilador y de los elementos auxiliares necesarios conlleva la instalación del variador de velocidad y el llenado del vaso del destilador y termina con la apertura de la boca de hombre para la valoración de las condiciones de agitación. La velocidad de régimen se mide mediante un tacómetro de reflexión.

Los ensayos empíricos consisten en la realización de un conjunto de medidas de vibración, mediante los colectores de vibración indicados anteriormente, la medida de la velocidad de giro del motor y del eje del agitador, un registro del consumo eléctrico del motor del equipo y una evaluación cualitativa de las condiciones de la agitación [1].

Los datos obtenidos permiten construir un diagrama de Bode, un diagrama en cascada [2, 4, 5, 8, 9] y, a partir de este, su Diagrama de Evolución de Armónicos [4] para cada carga de trabajo. El estudio individualizado de cada una de las señales vibratorias mediante los tres diagramas señalados permite identificar las diferentes respuestas espectrales de vibración de forma cualitativa y cuantitativa, esto es, las amplitudes globales de la vibración y la de los diferentes componentes espectrales presentes en cada uno de los registros temporales y frecuenciales, especialmente las tendencias de las frecuencias correspondientes a las velocidades de giro del motor y del eje, así como la de sus armónicos superiores (frecuencias múltiplos de las correspondientes a las velocidades de giro por números naturales). De esta forma puede observarse cuáles son los regímenes de funcionamiento óptimos para el equipo.

3. Resultados.

3.1. Análisis modal estático.

Las frecuencias naturales detectadas mediante el análisis modal estático vienen recogidas en la tabla 1.

Tabla 1. Resumen de frecuencias resonantes encontradas en el análisis estático.

Frecuencias naturales (Hz)		
Principales	*Secundarias*	*Raras*
46,251 - 46,313	0,813 - 1,375	1,538
35,126 - 36,438	2,375 - 2,563	4,313
11,375 - 12,313	8,813 - 8,932	6,813
7,063 - 7,688	43,875 - 45,801	84,001
0,188 - 0,750	73,564 - 74,314	166,010
	111,127 – 114,627	
	146,815-148,128	

3.2. Análisis modal dinámico.

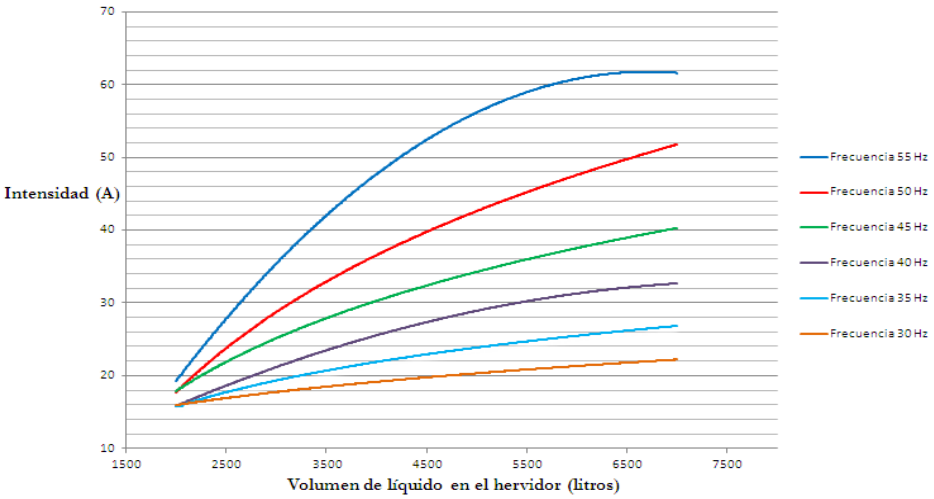
Los resultados obtenidos durante la realización del análisis modal dinámico se corresponden con las zonas frecuenciales de funcionamiento que pueden resultar perjudiciales para el equipo y vienen representadas en la siguiente tabla.

Tabla 2. Resumen de frecuencias resonantes encontradas durante el análisis dinámico.

Frecuencias Resonantes (Hz)		
Permanentes	Ocasionales	Raras
5,570-5,813	1,125-1,375	0,813-0,938
7,000-7,563	5,125-5,188	2,188
7,928-8,125	6,023-6,313	2,813
8,688	9,625-9,813	3,563
9,000-9,188	10,188-10,513	4,063
11,413-11,563	99,627-99,689	4,875
46,188-46,313		5,313-5,438
		56,251
		58,563

Dos representaciones (Fig. 4) de gran significado funcional fueron también, por un lado, la gráfica de la variación de la intensidad de la corriente absorbida por el motor para los distintos regímenes de carga ensayados a las diferentes frecuencias de alimentación [7] y, por otro lado, se representó la variación del deslizamiento relativo eléctrico del motor en función de dicha carga interior en el vaso del destilador. Conviene señalar que el factor de potencia se mantuvo prácticamente constante con las diferentes condiciones de alimentación y carga, por lo que ambas representaciones son importantes para analizar los resultados de los ensayos, particularmente en lo relativo al rendimiento y ahorro energético.

Como era de esperar, al aumentar la velocidad de giro lo hace también la resistencia al movimiento del impulsor en el seno del líquido lo que explica el aumento de los consumos con la frecuencia de alimentación. Particularmente interesante es el aumento aparentemente anómalo producido en el deslizamiento relativo a 55 Hz con el vaso lleno. La explicación parece estar en el cambio a un régimen altamente turbulento en el fluido, ofreciendo un par resistente mucho mayor que en otras condiciones.



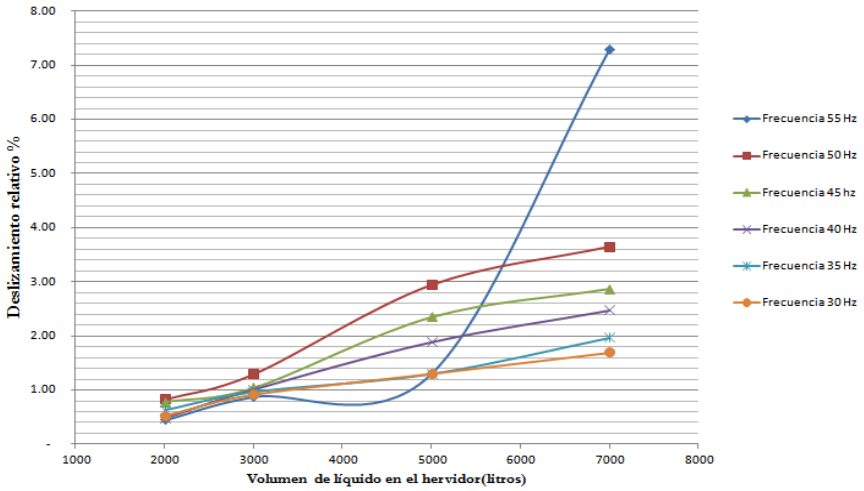


Figura 4. a) Intensidad de corriente a cada frecuencia frente a carga del agitador.

b) Deslizamiento relativo frente a volumen de líquido en el interior del tanque.

4. Conclusiones.

Los efectos derivados del funcionamiento del equipo en condiciones de resonancia son diversos y todos ellos muy perjudiciales. Entre éstos efectos se pueden destacar: la aparición de importantes esfuerzos de fatiga en los componentes mecánicos del conjunto rotórico y estructura de soporte, holguras y pérdidas en el cierre, sobrecargas en los rodamientos, desgaste prematuro del anillo elastomérico del acoplamiento, etc. En definitiva, el que un equipo trabaje en un régimen funcional inadecuado provoca sobre el mismo un envejecimiento prematuro así como la aparición repetitiva de fallos, con la correspondiente disminución de su MTBF, y elevados costes por reemplazo prematuro de componentes.

Debido a esto, tras el análisis realizado se realizó una clasificación de las frecuencias de trabajo del equipo (ver tabla 4) estableciendo los regímenes funcionales óptimos para el mismo. Esta clasificación de frecuencias (ver tabla 3) se realiza en cuatro categorías atendiendo a la repercusión de las mismas en el estado funcional del equipo, haciendo corresponder a cada uno de estos estados funcionales un color de fácil interpretación simbólica.

Tabla 3. Clasificación utilizada para catalogar las frecuencias de funcionamiento del agitador.

Categoría	Color	Descripción de la categoría
Peligrosa		Frecuencia o intervalo frecuencial en el que se excita directamente al menos una de las frecuencias resonantes principales.
No recomendable		Frecuencia o intervalo frecuencial en el que se excitan frecuencias secundarias o cuyos armónicos excitan frecuencias principales.
Permisible		Frecuencia o intervalo frecuencial que excita frecuencias resonantes poco importantes o cuyos armónicos excitan frecuencias secundarias.
Óptima		Aquellas frecuencias o intervalos frecuenciales cuyo conjunto armónico no coincide con ninguna frecuencia resonante del equipo.

Tabla 4. Resumen de frecuencias de alimentación y categoría funcional asociada en el agitador D-304.

Frecuencia de Alimentación (Hz)	Categoría funcional	Código de color
30 - 32	Permisible	
32 – 39	No recomendable	
39 – 42	**ÓPTIMA**	
42 – 45	No recomendable	
45 – 47	Peligrosa	
47 – 49	No recomendable	
49 – 52	Permisible	
52 – 55	No recomendable	

Como puede comprobarse en la tabla anterior, en este equipo existe una zona frecuencial peligrosa. Esto es debido a que en el régimen normal de funcionamiento del equipo, el armónico 2X de la velocidad de giro del motor coincide prácticamente sobre la frecuencia natural situada en torno a 46 Hz. La frecuencia de alimentación óptima se sitúa alrededor de 40 Hz, es decir, esta frecuencia no coincide con ninguna frecuencia principal ni armónico superior.

Como se desprende de la figura 4, trabajar a 40 Hz supone un ahorro energético algo superior al 30% con respecto a hacerlo a 50 Hz. Por otra parte, con volúmenes de producto en el vaso inferiores a 6000 dm^3 el nivel de agitación es prácticamente el mismo con ambas frecuencias de alimentación (las correspondientes velocidades de agitación son de 175 y 210 rpm, respectivamente). Todo lo anterior lleva a recomendar como régimen óptimo para este agitador el siguiente protocolo de operación, en lo relativo a la secuencia de frecuencias de alimentación del motor:

1. Frecuencia de 50 Hz durante los primeros 1000 dm destilados.
2. Frecuencia de 40 Hz durante los siguientes 4500 dm destilados.
3. Desconexión del agitador una vez destilados 5500 dm .

Los resultados obtenidos en el análisis modal fueron sometidos a prueba por los responsables de ingeniería, mantenimiento y producción de TICSA, para lo cual decidieron poner en marcha una serie de pruebas de producción siguiendo las directrices marcadas en dichos informes, siendo el producto seleccionado el Geraniol.

En la figura 5 se representan los tiempos de destilación en las condiciones usuales (sin variador) y con las nuevas recomendaciones (con variador). Se puede observar que los tiempos de destilación no son siempre iguales sino que presentan cierta variabilidad debido a diferencias en el volumen inicial, que varían desde los 6550 kg hasta los 7104 kg, encontrándose el grueso de los procesos entre 90 y 100 horas.

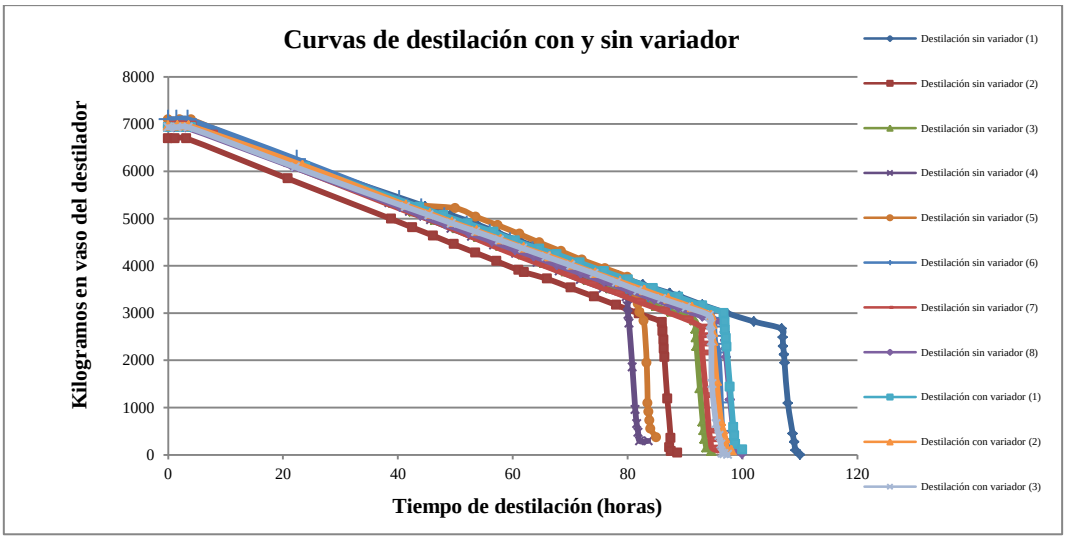


Figura 5. Curvas de destilación de Geraniol con y sin variador de velocidad.

Como se observa en la Fig. 5, los tiempos de destilación obtenidos con el nuevo protocolo se encuentran claramente en la misma franja promedio de los anteriores, esto es, no penaliza en modo alguno a los tiempos de destilación, pero se consigue un ahorro energético del orden del 30%. Tampoco hay diferencia entre las velocidades (pendiente de las curvas) en cada una de las etapas del proceso ni en el rendimiento de proceso.

En definitiva, los resultados obtenidos con el nuevo protocolo de operación del agitador son: que ni el rendimiento ni la velocidad de producción se vean afectadas, una reducción del orden del 30% en el consumo energético y operar en una zona mecánicamente óptima para el equipo, con lo que se espera una mayor protección del elemento más crítico de equipo, el cierre mecánico. Se puede afirmar, por consiguiente, que el cambio a las nuevas directrices de trabajo ha resultado altamente satisfactorio.

REFERENCIAS

[1] D. Houlton, T. Grebe, B. Kastner. Mejora de reactores gas-líquido usando nuevas tecnologías de agitación. Ingeniería química, ISSN 0210-2064, Nº. 447, 2007, págs. 184-189.

[2] Balakumar Balachandran, Edward B. Magrab. Vibraciones. Thomson, 2006. ISBN: 970-686-495-4.

[3] Clarence W. De Silva. Vibration: fundamentals and practice. Boca Raton: CRC Press, 2000. ISBN: 0-8493-1808-4.

[4] De Silva, C.W. “Vibration. Fundamentals and practice”. 2000

[5] Gómez de León, F.C. “Tecnología del mantenimiento industrial”. España 1998.

[6] Marco Esteban, M. “Análisis modal de un eje ferroviario y comparativa con un equivalente unidimensional”. España 2012.

[7] Fernandez Cabanas M. y García Melero. M. “Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas”. España 2000.

[8] Valverde A. y Gómez de León, F.C. “Análisis de mapas espectrales de vibración mediante el diagrama de evolución de armónicos”. España 1997.

[9] Cardona Morales, O. “Análisis tiempo-frecuencia de señales de vibraciones mecánicas para la detección de fallos en máquinas rotativas”. Colombia 2011.

[10] Bedian Ríos, L.A. “Determinación experimental de los parámetros modales (frecuencias naturales) de una viga en condición empotrada-libre”. México 2010.

Técnicas acústicas avanzadas para la identificación de defectos funcionales en equipos dinámicos

I. A. Nieto Sevilla[1], G. Munuera Saura[2], J.L. Aguirre Martínez[3]

[1]*Diseño General de Submarinos. Dirección Ingeniería e Innovación. Navantia. inieto@navantia.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. gregorio.munuera@upct.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Cartagena. joseluis.aguirre@upct.es*

La medida de intensidad acústica se ha utilizado tradicionalmente para cuantificar la potencia acústica emitida por una máquina, identificación de fuentes de ruido mediante mapas de intensidad acústica o determinar la capacidad de aislamiento acústico de materiales simples y compuestos. En el presente trabajo se ha utilizado para la identificación de defectos funcionales de equipos dinámicos, empleándose el método tradicional de mapas acústicos, que resulta generalmente complicado y tedioso de aplicar, frente a un método alternativo de rastreo. Dicho método consiste en desplazar la sonda de intensidad en determinadas direcciones de interés, permitiendo encontrar, a la frecuencia de rastreo, la localización exacta de la emisión acústica. Conocida la frecuencia de emisión y la zona desde donde se emite resulta más acertado el diagnóstico.

1. Introducción

En general, los equipos dinámicos se caracterizan por un patrón acústico relacionado con su forma de funcionar en condiciones óptimas. En innumerables ocasiones los operadores de plantas industriales detectan anomalías funcionales cuando dicho patrón cambia. A veces los cambios son tan sutiles que las técnicas de predictivo más utilizadas, como es el análisis de vibraciones, no son suficientes para diagnosticar el origen de un defecto incipiente o de nivel bajo. En otras ocasiones, el problema no está centrado en la detección de un defecto funcional, sino en el grado de discreción que se le exige a determinados equipos, como es el caso de los instalados a bordo de un submarino. Estos equipos se seleccionan para que la aportación a la firma acústica en campo lejano sea la especificada, o bien, que no perturbe el campo próximo afectando a los sensores ubicados en su casco, como es el caso del sonar de flanco.

El procedimiento de verificación funcional de equipos que se aporta en el presente trabajo es válido tanto para la fase de diseño y pruebas, que es el momento más adecuado para detectar los focos de ruido de un equipo, como para la identificación del origen de defectos incipientes después de un número considerable de horas de funcionamiento. En la práctica existen dos formas de proceder: obtener un mapa de intensidad acústica del área completa de radiación o "rastrear", en las direcciones consideradas como críticas, las zonas de máxima emisión de energía acústica. La obtención de los mapas de intensidad sonora resulta compleja y tediosa. Compleja porque se debe verificar el cumplimiento de la norma ISO 9614-2 para grado de ingeniería, o bien, la parte 3 para grado de laboratorio y tediosa por la lentitud del procedimiento de medida.

La alternativa planteada en este artículo consiste en (detectadas las frecuencias significativas del patrón vibro-acústico del equipo) desplazarse en paralelo a la línea de ejes de las máquinas que conforman el equipo analizado, así como en dirección paralela a las líneas de las conducciones que pudieran estar conectadas al equipo en su conjunto. Se pretende detectar, en el plano perpendicular a la máquina, donde la intensidad acústica resulta nula, es decir, donde se produce un cambio de signo en el nivel de intensidad. Esa será la zona concreta donde se está radiando la energía a la frecuencia considerada. La duración de este tipo de barrido es unos minutos, en contraste con las horas de trabajo que puede suponer conseguir un mapa de intensidad acústica.

Para estudiar la aplicabilidad de la técnica de la medida por sonda de intensidad en el proceso de diagnóstico de fallos operativos para maquinaria rotativa, dentro del campo del mantenimiento predictivo, se ha llevado a cabo un estudio experimental completo sobre un grupo motor-bomba sobre el cual se han inducido dos defectos concretos: desalineación y cavitación. Se desarrollan a continuación los aspectos más relevantes y las conclusiones derivadas del estudio acometido en esta fase.

2. Fundamentación teórica

2.1. Ventajas y aplicaciones de la medida de la intensidad sonora

Únicamente bajo condiciones controladas de campo se puede determinar la potencia a partir de la medición de la presión sonora. En otro caso, la medición de la presión sonora no será válida para la determinación de la potencia acústica de la fuente en evaluación. La intensidad sonora, sin embargo, sí puede medirse en condiciones de campo reverberante, incluso con el nivel de presión varios decibelios por encima del nivel de intensidad emitido. Esta propiedad permite que todas las medidas puedan realizarse directamente in situ. Y que las medidas sobre máquinas individuales o componentes individuales dentro de una misma máquina puedan hacerse incluso cuando el resto de fuentes estén radiando ruido, porque el ruido de fondo no contribuye a la potencia acústica cuando ésta se determina mediante la medición de la intensidad sonora. Ésta supone una de las principales ventajas del método de medida por intensidad acústica. Asimismo, dado que la intensidad sonora da una medida tanto de la dirección como de la magnitud, es muy útil cuando se emplea para la localización de fuentes de ruido.

Entre los múltiples campos de aplicación de la medida de intensidad sonora se encuentran: identificación de fuentes de ruido, determinación de la potencia sonora en máquinas y medidas de aislamiento acústico. El presente trabajo se centra en el estudio de la identificación de las fuentes de ruido mediante la realización de mapas de intensidad por medio de la determinación experimental de la intensidad sonora a través de sondas de intensidad del tipo p-p siguiendo la norma UNE-EN ISO 9614-2 "Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido" de Febrero 1997 (ref. [1]).

2.2. Medida de la intensidad sonora

La intensidad del sonido es el promediado temporal del producto de la presión y la velocidad de la partícula.

$$I = \overline{\mathrm{p} \cdot u} \tag{1}$$

Un simple micrófono puede medir la presión; pero medir la velocidad de la partícula no es tan simple. Sin embargo, la velocidad de la partícula se puede relacionar con el gradiente de presión (el ratio al cual la presión instantánea cambia con la distancia) mediante la ecuación de Euler linearizada.

$$\frac{du_r}{dt} = -\frac{1}{\rho}\frac{dp}{dr} \qquad \frac{dp}{dr} \approx \frac{p_B - p_A}{\Delta r} \qquad u_r = -\int \frac{1}{\rho}\frac{dp}{dr}dt \tag{2}$$

En la práctica, el gradiente de presión se puede aproximar mediante la medida de la presión en dos puntos, p_A y p_B, separados por un espaciador fijo. Si se divide la diferencia de presiones, p_A - p_B, por la distancia que separa ambos micrófonos, Δr, se obtiene una buena estimación de la velocidad media de las partículas en la dirección r:

$$\hat{u}_r = -\frac{1}{\rho \Delta r}\int (p_A - p_B)dt \tag{3}$$

El gradiente de presión es una función continua que varía suavemente. Con los dos micrófonos, separados ligeramente, es posible obtener una línea tangente como aproximación al gradiente de presión. Determinando la diferencia de presiones y dividiendo por la distancia de separación de los transductores se obtiene la pendiente de dicha tangente por diferencias finitas:

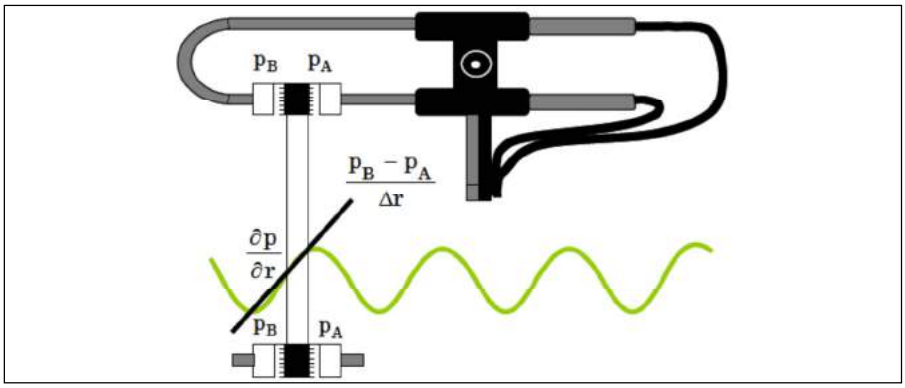


Figura 1: Fundamentación teórica para obtener el gradiente de presión.

2.3. Cálculo de la intensidad sonora

Tal y como se ha comentado previamente, la señal gradiente de presión estimada debe ahora integrarse para dar la velocidad de la partícula. La estimación de la velocidad de las partículas del aire se realiza en la posición central de la línea imaginaria que une el centro de ambos micrófonos. La presión también se aproxima en este punto, tomando el valor medio de la presión medida por los dos micrófonos. Las señales presión y velocidad son entonces multiplicadas y promediadas en el tiempo para obtener el valor de intensidad. Por lo tanto, el valor de intensidad medido por la sonda, promediado en el tiempo, es:

$$\hat{I}_r = -\frac{p_A + p_B}{2\rho \cdot \Delta r} \int (p_B - p_A) dt \qquad (4)$$

El equipo de medida constará por lo tanto de una sonda de intensidad formada por dos micrófonos pareados y un hardware cuyos canales de medida cometan el menor error posible en cuanto a la medida de la fase de ambas señales.

2.4. Procedimiento de ensayo según norma UNE-EN ISO 9614-2

La norma UNE-EN ISO 9614-2 "Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido" proporciona el procedimiento de ensayo para determinar la intensidad radiada por el espécimen bajo ensayo en un rango determinado de precisión.

En primer lugar, es necesario elegir el espaciador de micrófonos acorde al rango de medida. De una parte, cada separador tendrá limitada su frecuencia superior debido al error cometido en la aproximación por diferencias finitas para determinar el gradiente de presión. Por otra parte, cada separador tendrá limitada su frecuencia inferior debido a la incidencia del desajuste de fase del equipo en la medida del gradiente de fase de la onda con respecto a la posición de cada micrófono. Además de lo anterior, todas las sondas de intensidad existentes en el mercado, independientemente del tipo que sean, poseen características direccionales que se deben conocer bien para no cometer errores de medida. En la siguiente figura se muestran las características direccionales de la sonda de intensidad:

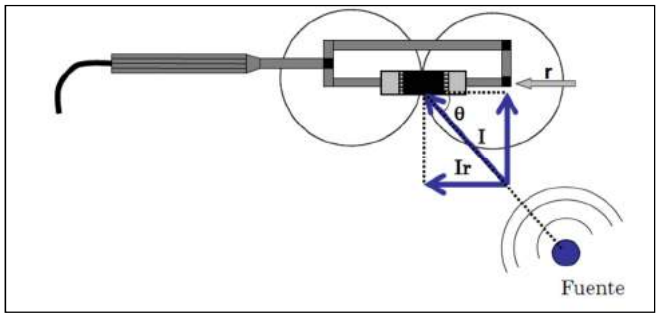


Figura 2: Carácter direccional de la sonda de intensidad.

La sonda es muy sensible a la dirección *r* en la que se orienta, siendo nula la medida de la intensidad sonora cuando la fuente está situada perpendicularmente a la recta virtual que une ambos micrófonos. Si la sonda de intensidad no se orienta en la dirección de la fuente, la intensidad medida por ésta es la resultante de proyectar el vector que define la intensidad sobre la recta de dirección *r*. Por lo tanto, la intensidad obtenida en la medida respecto de la intensidad emitida por la fuente están relacionadas según la siguiente expresión:

$$|I_r| = |\vec{I}|\cos(\theta) \qquad (5)$$

El decremento en el cambio de fase detectado reduce el valor de la intensidad acústica por el factor *cos(θ)*. Sin embargo, la presión medida (magnitud escalar) es la misma independientemente del ángulo de incidencia del sonido. Por lo tanto, habrá una diferencia entre los niveles de presión e intensidad y el error por desajuste de fase será más significativo, reduciéndose por consiguiente el rango de medida en la baja frecuencia. La diferencia entre los niveles de presión e intensidad también se da en campos sonoros difusos y reactivos, donde la intensidad puede ser baja incluso cuando la presión es alta. La norma UNE-EN ISO 9614-2 define un parámetro que cuantifica esta diferencia, el índice de presión-intensidad:

$$F_{pl} = L_p - L_I \qquad (6)$$

El índice de presión-intensidad es un indicador muy importante de la precisión de la medida, debido a que puede relacionarse con el cambio de fase sobre el espaciador. Mediante la medición del índice de presión-intensidad se puede determinar el cambio de fase sobre el espaciador y averiguar si el desajuste de fase producirá tal error que invalide las medidas. Existen errores sistemáticos en la medida de la intensidad sonora, los cuales pueden eliminarse utilizando los espaciadores o separadores de micrófonos adecuados para el rango de frecuencias objeto de la medida. No obstante, la precisión de la medida está condicionada a aspectos propios del campo sonoro, como es el grado de reactividad del campo cuantificado mediante el indicador de presión-intensidad. En la siguiente figura se resumen todos los aspectos que condicionan la precisión de la medida (± 1 dB), pudiéndose seleccionar el tipo de espaciador adecuado para cada caso particular:

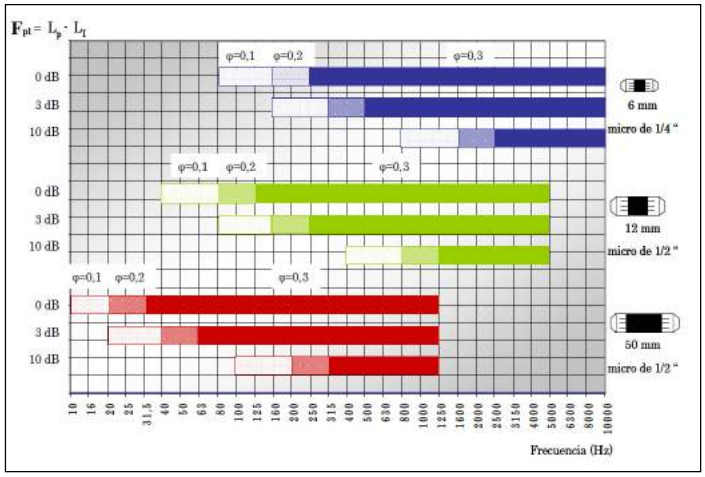


Figura 3: Ancho de banda útil según el tamaño del separador y la precisión en fase del equipo de medida.

Como se aprecia en la figura anterior, el aumento del espaciado de los micrófonos incrementa el alcance en la baja frecuencia mientras que lo disminuye en la alta frecuencia. Igualmente, cuanto mayor es la precisión del sistema de medida (menor desajuste de fase), el rango de medida a baja frecuencia se incrementa para la precisión deseada. Finalmente, la medida tendrá un límite infranqueable dado por la evaluación del indicador de campo F_{pI}; si su valor es cero, se dan las condiciones óptimas de campo libre, pero conforme éste aumenta se está en presencia de un campo difuso y reactivo (mayor nivel de presión que de intensidad sonora), limitando el rango de medida en la baja frecuencia.

2.5. Determinación experimental fase inicial de validación

La fuente sonora a caracterizar es un grupo motor-bomba. La bomba centrífuga de baja presión es de marca KSB modelo ETACHROM NC 032 (Na = 5), acoplada elásticamente a un motor marca SIEMENS. El arranque se realiza a través de un variador de frecuencia, lo cual posibilita variar las condiciones de funcionamiento del sistema. El sistema trabaja a un régimen nominal teórico de 1.500 rpm (25 Hz). En la figura siguiente se muestra la sonda de intensidad utilizada, modelo 3595, con espaciador de micrófonos de 50 mm, obteniendo un rango de precisión teórico de [33,35 - 1.143,33] Hz. Dicha sonda se acopla al sonómetro modelo 2260 de la marca comercial Brüel & Kjaer. Además del sonómetro modelo 2260, se ha utilizado un analizador de señal de cuatro canales modelo PULSE de Brüel & Kjaer para correlacionar la energía sonora radiada por el grupo motor-bomba con su comportamiento vibratorio, al medir la aceleración generada por el equipo con su funcionamiento. La intensidad sonora promediada se ha obtenido para cada segmento de medida, aplicando el procedimiento de verificación de las medidas indicado en la norma de referencia [1].

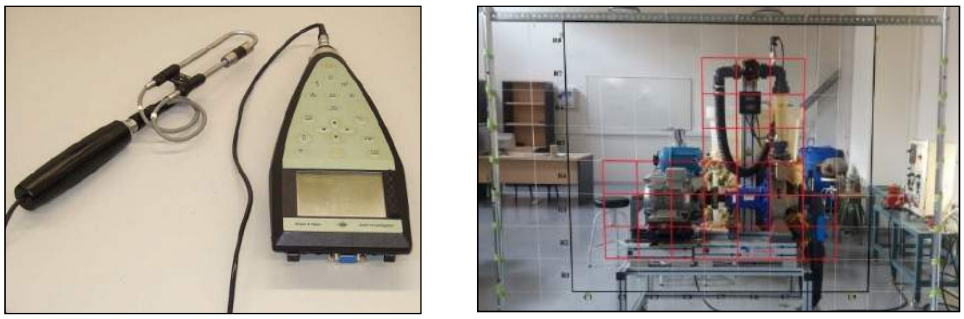


Figura 4: Instrumentación y equipo sobre el que se han realizado los ensayos.

Se han generado los mapas de intensidad a las frecuencias centrales en banda ancha de tercio de octava, así como determinada la vibración en la dirección radial sobre bomba y motor (paso necesario para disponer de un espectro base con el que luego comparar a la hora de inducir los defectos) para el equipo en condiciones de funcionamiento correcto y con los defectos inducidos de cavitación y desalineación. Durante la realización de las medidas se apreció una componente detectable en los espectros de ruido y vibración en torno a los 8 kHz. Mediante la técnica objeto del presente trabajo, se identificó el origen de dicha fuente vibro-acústica (véase apartado 3).

2.6. Mapas de intensidad. Presentación, análisis y discusión de resultados

Los espaciadores empleados para la realización de las medidas han sido el de 50 mm y el de 12 mm. En el caso del espaciador de 50 mm el límite teórico en baja frecuencia es de 33,35 Hz; sin embargo, el rango de precisión se ha visto limitado en la baja frecuencia por el campo difuso existente en el espacio de ensayo. El laboratorio no es un local preparado acústicamente para la consecución de un entorno similar al campo libre, con lo que el campo difuso presente en el recinto de ensayo por las reflexiones en las paredes y el ruido de fondo limita el alcance de la precisión de la sonda en la baja frecuencia, no habiendo sido posible la consecución del límite en capacidad dinámica necesario para la medición con precisión de la energía acústica contenida en las frecuencias centrales de banda 40 y 50 Hz. Actualmente la medida de la intensidad acústica está resuelta desde el punto de vista tecnológico; no obstante, las condiciones para la validación de las medidas son difíciles de cumplir, sobre todo in situ.

A continuación se muestra la comparativa de los mapas de intensidad obtenidos para los tres casos evaluados, representada a las frecuencias centrales de banda de tercio de octava 63 y 125 Hz. En la siguiente figura se observa cómo se incrementa significativamente la intensidad radiada por el grupo motor-bomba para la condición del equipo con el defecto funcional desalineación, incremento cerca de 20 dB respecto a la condición nominal, para los segmentos remarcados en rojo como 'hot points'. Este gran incremento de la intensidad radiada por el equipo respecto de la condición nominal se produce a la frecuencia central de banda de 63 Hz, la cual se corresponde con el tercer armónico, 3x, de la frecuencia fundamental de rotación del equipo (véanse figuras 7 y 8 y explicación asociada donde se especifican los armónicos y las frecuencias centrales de banda donde se incluyen).

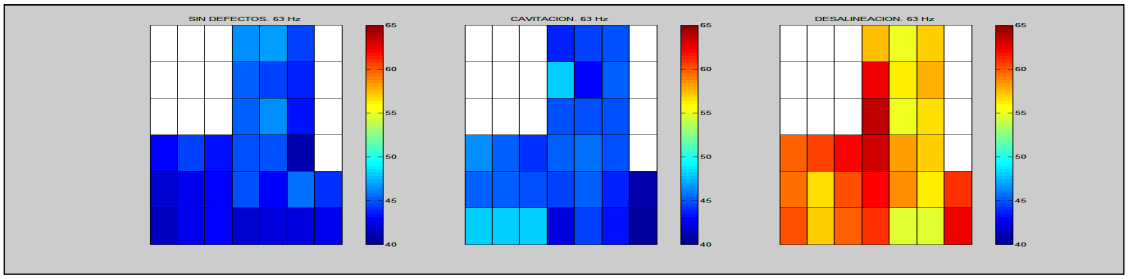


Figura 5: Mapas de intensidad acústica a 63 Hz para los tres estados de funcionamiento del equipo.

Por otra parte, en la figura 6 se observa cómo se incrementa significativamente la intensidad radiada por el grupo motor-bomba en la zona correspondiente a la tubería de impulsión, incremento de más de 5 dB respecto a la condición nominal, para los segmentos remarcados en rojo como 'hot points'. Este incremento se debe a la aparición de burbujeo en la tubería por el desarrollo de la cavitación de la bomba a la frecuencia central de banda de 125 Hz, ancho de banda donde se integra la frecuencia BPF ('blade pass frequency') correspondiente al quinto armónico, 5x, de la frecuencia fundamental de rotación del equipo (véanse figuras 7 y 8 y explicación asociada donde se especifican los armónicos y las frecuencias centrales de banda donde se incluyen). Se observa como los mapas de intensidad se constituyen representativos de los fallos inducidos.

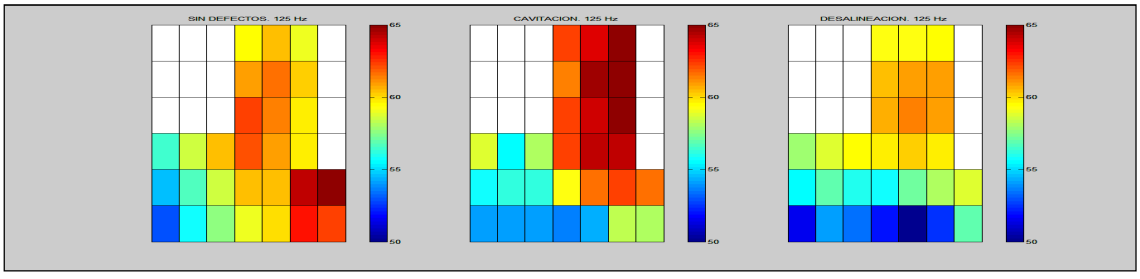


Figura 6: Mapas de intensidad acústica a 125 Hz para los tres estados de funcionamiento del equipo.

Por su parte, a continuación se representan los resultados de la medida de vibración registrada que confirman la aparición de los defectos, aunque pueden no ser evidentes ya que los defectos provocados eran de bajo nivel.

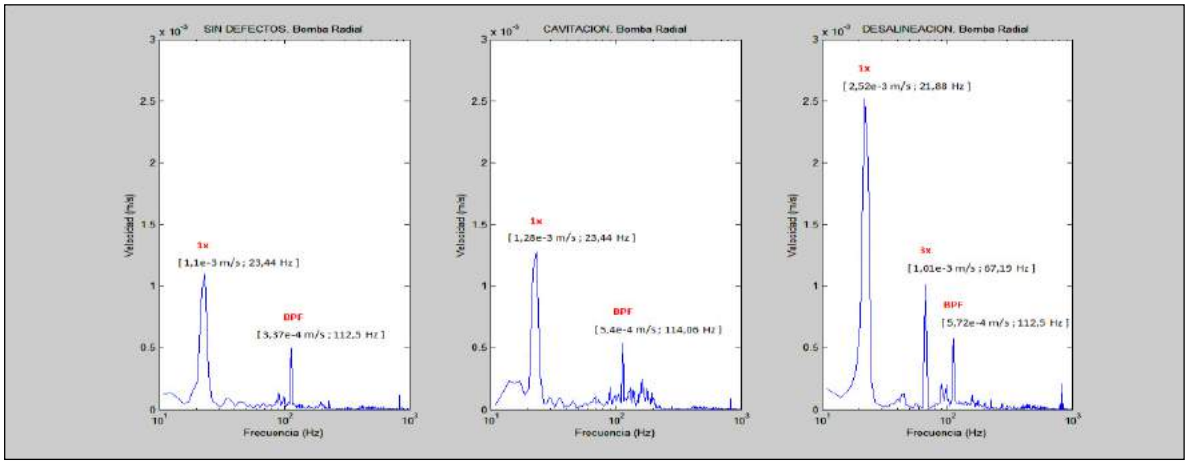


Figura 7: Espectros de vibración medidos sobre la bomba para los tres estados de funcionamiento del equipo.

El acelerómetro localizado sobre la bomba, en la dirección radial, refleja la modificación del patrón considerado normal (equipo sin defectos) tras la inducción de los diferentes defectos sobre el grupo motor-bomba. Con la cavitación se incrementa la energía radiada en el tono fundamental (detectado a 23,44 Hz) y a la frecuencia de paso de álabe (5x), así como aparece un aumento de energía aleatoria a más alta frecuencia. Este espectro se ajusta al espectro teórico estudiado como representativo de la aparición de este fenómeno.

En el motor, dirección radial, se observa un incremento leve del segundo y tercer armónico de la frecuencia fundamental, tonos 2x y 3x, intuyéndose un problema de desalineación.

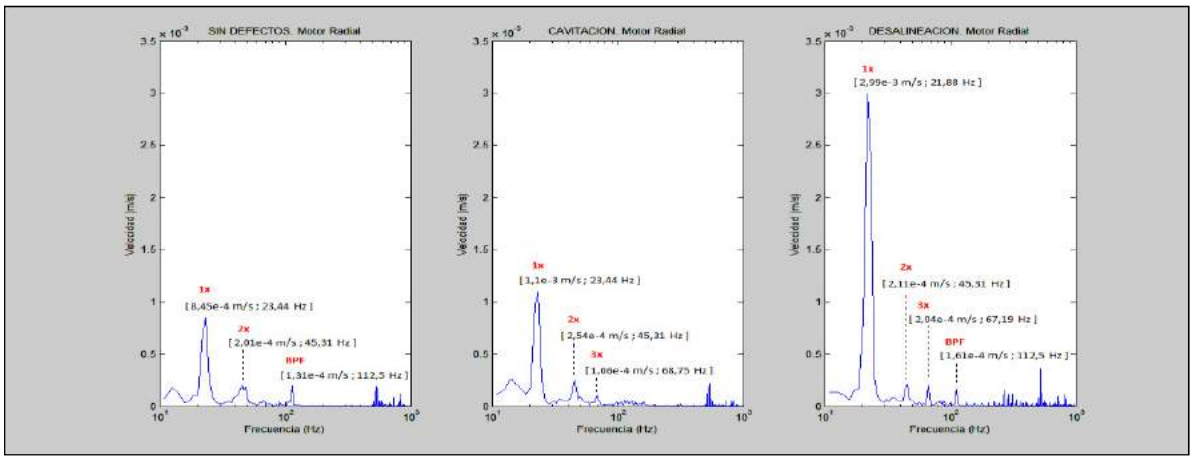


Figura 8: Espectros de vibración medidos sobre el motor para los tres estados de funcionamiento del equipo.

Asimismo, comentar que el defecto desalineación no se muestra tan acusado como podría darse con el empleo de un acopamiento rígido, ya que al incorporar el grupo motor-bomba un acoplamiento elástico éste absorbe las deformaciones, por lo tanto la señal vibratoria puede inducir a un error de diagnóstico o al menos generar dudas al respecto del defecto que se manifiesta en el espectro de vibración.

3. Método alternativo. Rastreo con sonda de intensidad

Mediante este método se pretende buscar una alternativa a la generación de los mapas de intensidad que no requiera tanto tiempo de medida y que permita detectar el origen de determinadas fuentes de ruido y vibración en máquinas cuando se generan dudas en la interpretación del espectro de vibración. Este método se fundamenta en que al pasar los micrófonos en posición perpendicular a la de medida habitual (paralela al plano frontal del equipo estudiado) se producirá un cambio de signo en el valor de la intensidad como se aprecia en la figura 9.

En el siguiente apartado se presenta el método de validación experimental llevado a cabo que concluye la validez del método de rastreo mediante sonda de intensidad propuesto.

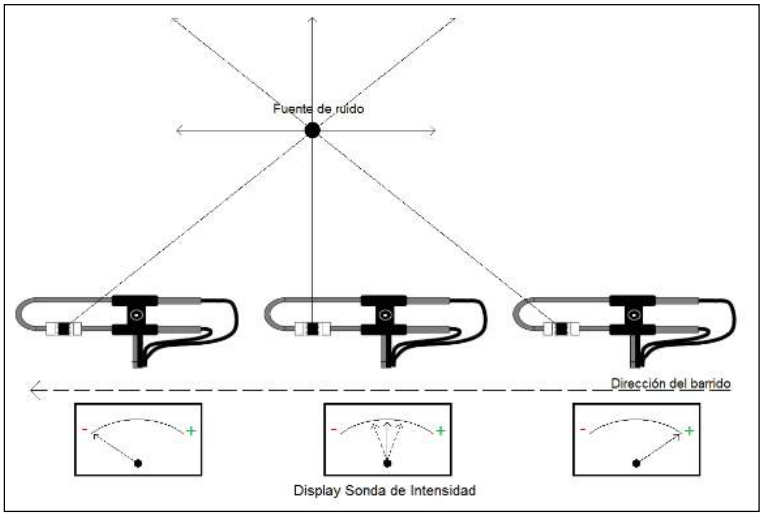


Figura 9: Condiciones del cambio de signo de la intensidad por el método de rastreo.

3.1. Método de rastreo. Presentación, análisis y discusión de resultados

En la aplicación de este método, en primer lugar, es necesario determinar las direcciones de medida. Para el equipo ensayado son básicamente dos: la dirección del eje de transmisión y la dirección de la bomba con la tubería de impulsión. Como se comentó en el apartado 2.5, durante las medidas se detectó mediante el espectro de vibración una componente frecuencial en torno a los 8 kHz que podría estar relacionada con un problema de rodamientos. Circunstancia que se vio apoyada por la medida de impulsos de choque en todos los rodamientos del motor y la bomba, donde se midieron niveles excesivos (dBm=42 dBc=34) que permitían diagnosticar un deterioro profundo del rodamiento del motor más próximo al acoplamiento. Sin embargo, aplicando la técnica del método de rastreo, se pudo detectar que la intensidad era nula no en la zona de ubicación de los rodamientos del motor, sino en la zona central del mismo:

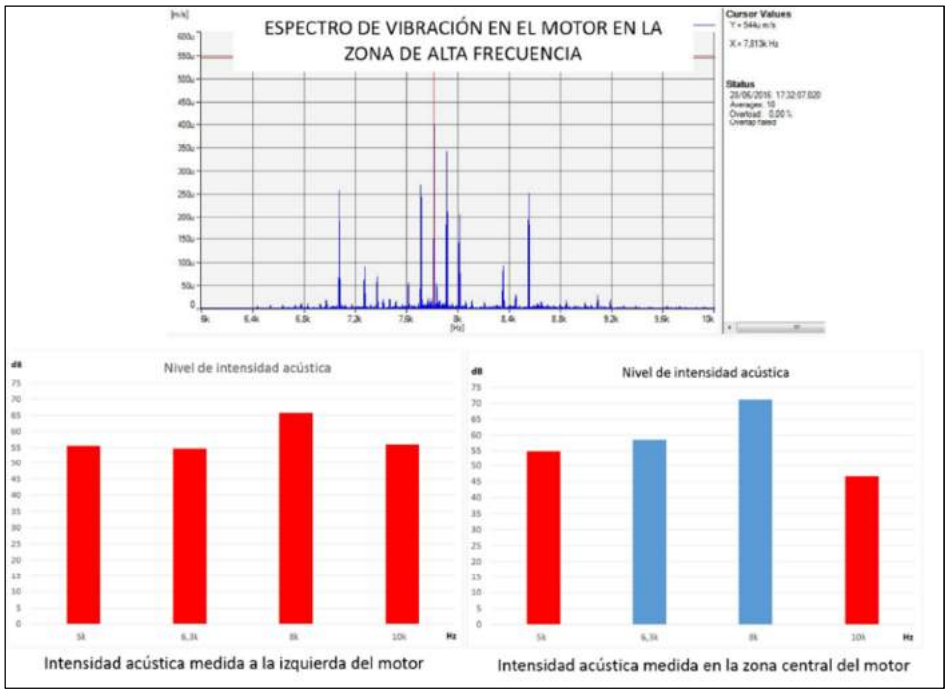


Figura 10: Rastreo de intensidad en la dirección del eje de transmisión.

Como se aprecia en la figura anterior, la banda de 8 kHz cambia su signo de negativo a positivo en la zona central del motor, manteniéndose así en el resto del barrido. Por lo tanto, el ruido de característica tonal a dicha frecuencia se genera en la zona central del motor. Con ello, se concluye que el problema podría ser de origen eléctrico y no asociado a fallos en rodamientos. Efectivamente, al arrancar el motor de forma directa, sin variador, la vibración en la zona de los 8 kHz dejó de ser significativa.

Por otro lado, lo mismo sucedió con los dos defectos analizados mediante la técnica del mapa de intensidad explicada en el apartado 2. Específicamente para el caso de la cavitación, se detectó la zona concreta donde se producían las implosiones de las burbujas de aire. En principio, se podría pensar que estarían localizadas en el cuerpo de la bomba o a la salida de la misma; sin embargo, al realizar el barrido aplicando el método de rastreo se apreció que las implosiones se producían a la altura del flotador del caudalímetro. En este caso la frecuencia observada es la de impulsión de la bomba (n x número de álabes), igual a 125 Hz.

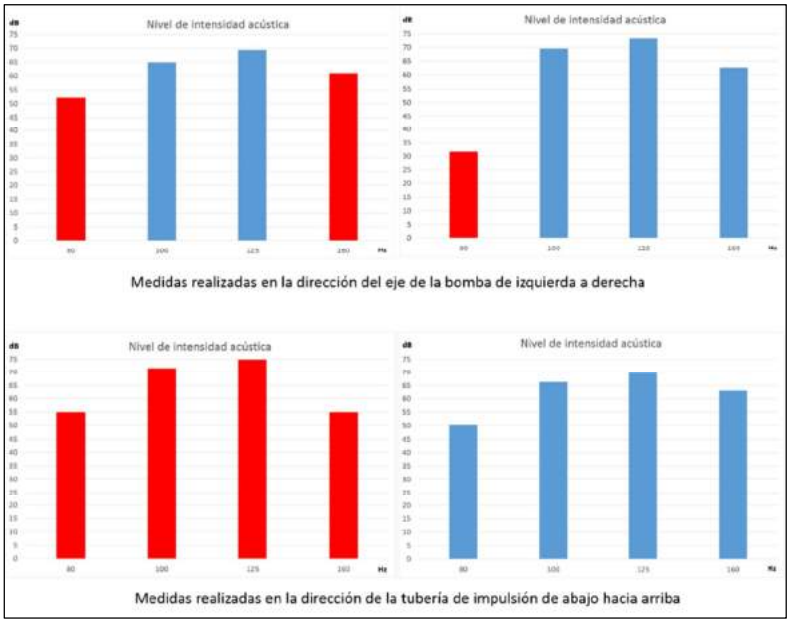


Figura 11: Rastreo de intensidad en la dirección del eje de la bomba y la tubería de impulsión.

Como se aprecia en la figura anterior, en la dirección del eje de la bomba no se aprecia cambio de signo de la intensidad acústica en la banda de tercio de octava de 125 Hz. Pero si se rastrea en la dirección de la canalización de impulsión, se distingue claramente el cambio de signo a la frecuencia observada cuando la sonda se sitúa frente al flotador del caudalímetro.

4. Conclusiones

Los mapas de intensidad reflejan fielmente la modificación del patrón de radiación considerado normal ante la aparición de los defectos funcionales estudiados: cavitación y desalineación. Por lo tanto, se confirma que la técnica de medida en intensimetría acústica mediante sonda de intensidad es válida para su aplicación en la identificación de fuentes de ruido y en el diagnóstico de los defectos funcionales que las máquinas eléctricas rotativas puedan desarrollar durante su vida operativa.

Como ventaja principal frente al estándar actual de medida de vibraciones encontramos la posibilidad de dar información direccional de la radiación sonora y aportar localización y clasificación de fuentes in situ; sin embargo, presenta la principal desventaja de resultar una metodología tediosa, que requiere un mayor tiempo en la ejecución y preparación de la medida.

El método alternativo planteado de rastreo por intensidad acústica es rápido y sencillo. Permite detectar la zona de radiación acústica y relacionarla con los posibles defectos funcionales de equipos rotativos, en casos donde los defectos no están claramente identificados por técnicas de medida de la vibración.

Se ha comprobado experimentalmente en los motores eléctricos alimentados a través de un variador de frecuencia, que introducen perturbaciones en el espectro de vibración a alta frecuencia, alterando el diagnostico de los rodamientos mediante las técnicas que habitualmente se utilizan para su verificación.

5. Referencias

[1] UNE-EN ISO 9614-2 "*Acústica. Determinación de los niveles de potencia acústica emitidos por las fuentes de ruido por intensidad del sonido. Parte 2: Medición por barrido*". 1997

[2] F. Fahy. Foundations of Engineering Acoustics. Elsevier Academic Press (2007). ISBN-13:978-0-12-247665-5.

Caracterización de mesa de vibraciones mediante análisis espectral

E. Casas Villalba[1], J.L. Blanco Claraco[2], J. López-Martínez[3], A. Giménez Fernández[4]

[1]*Dpto. de Ingeniería. Universidad de Almería. ecasvil@hotmail.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería. Universidad de Almería. jlblanco@ual.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería. Universidad de Almería. javier.lopez@ual.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería. Universidad de Almería. agimfer@ual.es*

En este trabajo se describe el proceso de caracterización de un sistema para análisis de vibraciones disponible en el área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Almería. El objetivo es encontrar los límites de amplitud de las señales actuadoras, en un amplio margen de frecuencias, de forma que se asegure una aceptable relación señal/ruido en la medida de los acelerómetros al analizar la respuesta de una pieza, asegurando de manera simultánea que el actuador no esté introduciendo componentes espectrales adicionales (distorsión armónica) que perturben dicho análisis. Por tanto, lo que se pretende es comprobar la validez y exactitud de los ensayos de vibraciones realizados con dicho material.

1. Introducción

En este artículo se describe el proceso de caracterización del sistema analizador de vibraciones disponible en la Universidad de Almería, apoyándose en el análisis espectral para la calibración del mismo.

El objetivo es encontrar los límites en la amplitud de señales actuadoras en un gran margen de frecuencias, de forma que se conozca la cantidad de ruido presente, asegure una buena relación señal/ruido en la medida de los acelerómetros y se verifique de manera simultánea que el actuador no esté introduciendo componentes espectrales adicionales (distorsión armónica) que perturben el análisis. De esta manera se conoce la veracidad de los ensayos de vibraciones realizados.

Para ello se hace uso de técnicas de filtrado digital de señal, Fast Fourier Transform (FFT) para la obtención del espectro completo de aceleraciones producidas por una única señal senoidal excitadora, y del algoritmo de Goertzel para la determinación de la amplitud y fase en una frecuencia determinada durante la realización de barridos de frecuencia para generación de diagramas de Bode de funciones de transferencia. Se analizan espectros para una serie de señales de entrada de distintas amplitudes y frecuencias, con el objetivo de caracterizar la respuesta en frecuencia y la aparición de armónicos espurios en distintas zonas de trabajo de la mesa de vibraciones.

El trabajo se enmarca dentro de una línea común con otros centros universitarios que han diseñado puestos de análisis de vibraciones orientados, totalmente o en parte, a la docencia a estudiantes de ingeniería mecánica. Por ejemplo, en [1] se presenta un banco de ensayos sísmicos que permite la verificación experimental de los conceptos teóricos típicamente impartidos en teoría de estructuras. En [2] se describe otro montaje experimental que permite analizar la vibración de un péndulo, haciendo uso de un proximitor como sensor de medida. Otros autores han desarrollado bancos de ensayo para rotores, como en [3], donde los acelerómetros piezoeléctricos se emplean para monitorizar las vibraciones de un eje producidas por su desequilibrado.

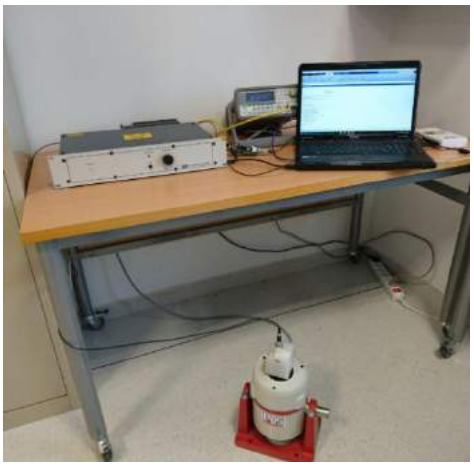


Figura 1: El banco de ensayos: abajo, la mesa de vibraciones LDS V406, arriba el generador de señales y el amplificador de potencia.

2. Materiales y métodos

El equipo disponible consiste, como se muestra en la Figura 1, en un generador de señales Agilent 33220a, conectado a un amplificador lineal de potencia LDS PA100E que ataca a una mesa de vibraciones LDS V406. Sobre este actuador se colocan unos acelerómetros piezoeléctricos con la ayuda de un acoplamiento diseñado e impreso en 3D para dicha tarea. La señal de los acelerómetros es amplificada mediante un circuito acondicionador de señal y con amplificador con una ganancia variable, siendo muestreada mediante una tarjeta de adquisición National Instruments (USB 6210) conectada un ordenador, también comunicado con el generador de señales mediante Ethernet. De esta forma, permitimos que tanto la generación de excitaciones mecánicas como la captura de datos se puedan automatizar totalmente desde un software informático (llamado "Resonancia 2.0") diseñado en entorno MATLAB. Este programa nos permite realizar ensayos con barridos de frecuencias para buscar las frecuencias de resonancia de diversas piezas, entre otras opciones.

Dentro del menú de "Resonancia 2.0" se encuentra el subprograma "Caracterizar", el cual permite llevar a cabo el objeto de este artículo. Al acceder al mismo se deben introducir las amplitudes y frecuencias a ensayar, y una vez comenzado el ensayo se van mostrando las gráficas de los resultados en pantalla. Para cada amplitud se realiza un barrido de frecuencias y se obtiene una gráfica FFT por cada frecuencia y un Diagrama de Bode en el que se refleja el barrido de frecuencias a esa amplitud. Al finalizar el ensayo con todas las amplitudes se guarda el archivo .m con los datos recogidos. El código fuente del software será publicado con licencia Open Source en el repositorio GitHub del grupo de investigación de Automática, Robótica y Mecatrónica (ARM) de la Universidad de Almería[1].

3. Experimentos

Se han realizado ensayos con amplitudes comprendidas entre 100 y 1000 Vpp y para cada amplitud el barrido de frecuencias ha pasado desde 50Hz hasta 1500Hz con saltos de 25 Hz, obteniendo una gráfica FFT para cada frecuencia y un diagrama de Bode para cada amplitud con su barrido completo de frecuencias. El valor (con sus dos partes, imaginaria y real) de la función de transferencia para cada frecuencia concreta se ha obtenido mediante el algoritmo de Goertzel, que permite un eficiente cálculo de la respuesta a una única frecuciencia sin requerir la realización de la FFT del espectro completo.

Ejemplos de los espectros caracterísiticos de estas pruebas, obtenidos mediante FFT, y de los diagramas de Bode obtenidos se pueden ver en las figuras 2 y 3, respectivamente.

[1] El repositorio se puede consultar en la dirección: https://github.com/ual-arm

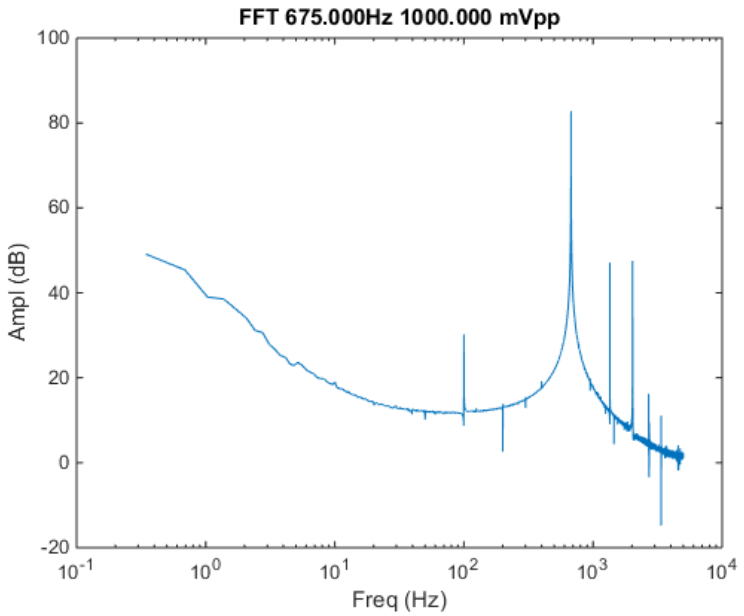


Figura 2: Gráfica FFT de la respuesta del banco ante una entrada sinosoidal de 675 Hz y 1 Vpp.

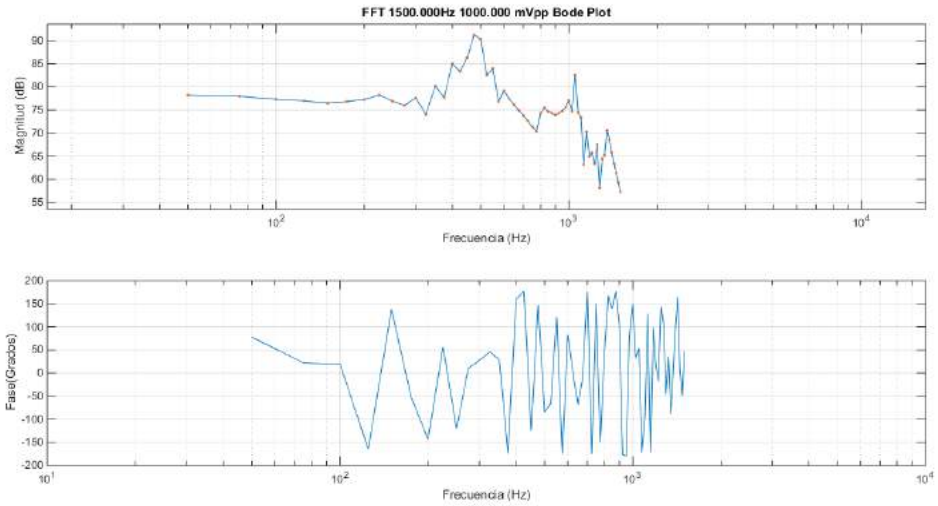


Figura 3: Diagrama de Bode de un barrido de frecuencias a 1 Vpp. Esta función de transferencia muestra la relación entre la señal eléctrica de excitación y la señal mecánica en el eje mismo de salida del banco de ensayos.

4. Conclusión

La función que se buscaba con "Caracterizar" dentro del programa "Resonancia 2.0" se ha cumplido, ya que es capaz de darnos la información necesaria sobre el banco de ensayos para ayudar a interpretar el comportamiento del mismo en los diferentes ensayos que se realicen. A su vez nos permite realizar barridos de frecuencias a diferentes amplitudes de onda de una manera sencilla y eficaz.

Un dato destacable de este trabajo, y esto incluye todo el programa "Resonancia 2.0", es que es aplicable a otros bancos de ensayos, motores o aparatos que se quieran conectar simplemente conectando el nuevo aparato a Matlab.

En cuanto a los resultados, gracias a esta aplicación se ha podido comprobar que el amplificador LDS PA100E introduce ruido en los ensayos, un armónico a 100Hz y de amplitud variable según la ganancia seleccionada en el amplificador. Este armónico mantiene una diferencia de amplitud de al menos 20 dB en casi todos los casos, lo que permite prácticamente no tomarlo en consideración respecto a los armónicos reales – nótese que 20 dB en amplitud corresponde a una señal indeseada de amplitud en torno al 10% de la señal deseada.

Como se puede ver en la figura 3, la curva de amplitud de la función de transferencia del actuador del banco de ensayos no es todo lo plana que se pudiera desear, ya que aunque es prácticamente plana desde 50 Hz hasta 300 Hz, existen claras variaciones de hasta 20 dB de amplitud en los ensayos a altas frecuencias. En cualquier caso, esto obliga a realizar todos los ensayos de vibraciones empleando un mínimo de dos acelerómetros: uno para determinar con precisión la amplitud de la señal en el eje de actuación (donde está la mordaza que sujeta al especímen bajo ensayo) y otro en el punto de interés, para poder así determinar sin inexactitudes qué parte de la variación de las vibraciones con las frecuencias se debe al actuador y cuál a la función de transferencia del sólido elástico en sí.

Así, con este trabajo, se contribuye a que en nuestro departamento se realicen ensayos de vibraciones en prácticas docentes con pleno conocimiento sobre el funcionamiento del sistema de actuación, pudiendo así interpretar con exactitud los resultados.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado con el Proyecto R+D+i del Plan Nacional DPI2014-56364-C2-1-R del Ministerio de Economía y Competitividad y Fondos FEDER.

5. Referencias

[1] A. Iráizoz, J.M. Pintor, G. Gaínza. Caracterización dinámica de un banco de ensayos sísmicos. Incorporación de un absorbedor dinámico de vibraciones (2002), trabajo final de carrera, Universidad de Navarra.

[2] J. Torres, G. Rodríguez, S. Díaz. Caracterización de un banco de pruebas para la enseñanza de vibraciones mecánicas. Ciencia e Ingeniería, (2008), 29(3), 285-292.

[3] H.G. Sánchez, J.M. Pintor. Diseño y validación de un banco de ensayos para el análisis de vibraciones en rotores flexibles, (2004) Anales de Ingeniería Mecánica.

Análisis acústico experimental de husillos a bolas precargados de alta velocidad

J. Larrañaga Amilibia[(1)], I. Ulacia Garmendia[(1)], A. Oyanguren García[(1)], A. Arana Ostolaza[(1)], R. González Fernández[(2)], R. Mielgo García [(2)]

[1]Dpto. de Mecánica y Producción Industrial. Mondragon Unibertsitatea. jlarranaga@mondragon.edu

[2]Dpto. de I+D, Shuton S.A. r.mielgo@shuton.com

En la última década las velocidades de los actuadores lineales empleados en máquina herramienta han ido incrementando hasta llegar a velocidades de avance de hasta 100 m/min impulsado principalmente por el mecanizado de alta velocidad. Esto ha provocado que los niveles de ruido en máquinas herramienta se hayan incrementado notablemente superando niveles marcados por algunas normativas. En los accionamientos de husillos a bolas, estos son los principales contribuyentes en la generación de ruido, por encima de motores, rodamientos o guías lineales.

En este trabajo se ha analizado experimentalmente cómo evoluciona el nivel sonoro de un husillo precargado a diferentes velocidades y niveles de vida. También se han analizado diferentes métodos para disminuir el ruido en husillos a bolas precargados. Así, se han identificado 3 estrategias para disminuir el ruido: utilizando bolas de cerámica, deflectores de poliamida y mediante un dispositivo de atenuación de ruido. Los ensayos experimentales muestran una disminución de ruido de hasta 6dB.

1. Introducción

El aumento de la productividad y consecuentemente la velocidad de avance de las máquinas herramientas, conlleva una clara intensificación del ruido emitido por los husillos a bolas y las máquinas herramienta en general. Por otro lado, es creciente la demanda de reducción de ruido en los ambientes de trabajo, apoyado por legislaciones cada vez más exigentes e impulsado por la utilización de husillos a bolas en nuevos entornos no industriales. Es por ello, que son necesarias estrategias de reducción del ruido emitido en husillos a bolas [1].

En cuanto al origen del ruido en los husillos a bolas, se distinguen 2 causas principales [2]:

• Ruido generado por el choque entre bolas y deflectores en las zonas de transición de la tuerca (0 – 2 kHz). Algunos investigadores [2, 3] califican estos choques repetitivos como la mayor fuente de ruido a bajas frecuencias.

• Ruido generado por la fricción entre bolas y pista (2 – 20 kHz). El ruido generado por la fricción de bola y pista depende de la calidad superficial de las bolas y de la pista [2, 4].

La mayoría de los trabajos que han abordado el análisis de la generación y métodos de atenuación de ruido en husillos a bolas han sido trabajos experimentales. Nimomiya et. al [5, 6] realizaron mediciones de ruido en husillos a bolas durante más de 10 años. Los autores presentan además de la presión sonora en función de la velocidad, diámetro de husillo y diámetro de las bolas, una expresión empírica que relaciona estas variables con el ruido emitido.

Wang et. al [2] analizaron cómo afectaban en el ruido generado en husillos a bolas a bajas velocidades (0-1000 rpm), con diferentes tipos de recirculaciones de bolas y el efecto de la lubricación. Según los autores, los husillos con recirculación interna mostraron los niveles de ruido más bajos y el uso del aceite redujo el ruido a alta frecuencias y ruido causado por la fricción entre bola y pista.

Neithardt et. al. [1] analizaron la influencia de diferentes parámetros del husillo a bolas en la generación de ruido. En este trabajo se analizaron el efecto del proceso de fabricación del husillo (Laminado, mecanizado, tratado térmicamente y rectificado y mecanizado en duro), la cantidad de lubricante utilizada, la influencia del tamaño de bola, el paso del husillo y el tipo de recirculación externa o interna. Se identificaron que los parámetros más influyentes eran el proceso de fabricación del husillo y el paso, obteniéndose los mejores

resultados de nivel de ruido con los husillos mecanizados mediante procesos de mecanizado en duro y pasos grandes.

Por otra parte, en el mismo trabajo, también se analizó el efecto de utilizar elementos que absorbieran las vibraciones y redujeran el ruido. Se utilizaron separadores de bolas para evitar choques entre ellas y un disipador acústico montado sobre el husillo. Se concluyó que los separadores de las bolas no mostraban ningún efecto en la reducción de ruido y con el disipador acústico se obtuvo una reducción general de 2dB.

El objetivo del presente trabajo es analizar el ruido generado por un husillo a bolas comercial a diferentes velocidades y analizar la viabilidad de los diferentes métodos de atenuación de ruido. Para ello se han realizado mediciones de ruido experimentales de un husillo a bolas a diferentes velocidades y se ha analizado la reducción del ruido mediante la utilización de bolas cerámicas, deflectores de poliamida y un disipador acústico.

2. Procedimiento experimental

2.1. Banco de ensayos de husillos a bolas

Los ensayos de medición de ruido se han realizado en el banco de ensayo de husillos a bolas de (ver Figura 1).



Figura 1: Banco de ensayos de husillos de alta dinámica.

El banco de ensayos de husillos a bolas está compuesto por una mesa de trabajo guiado mediante dos patines-guías a bolas y accionada directamente por un servo-motor y un acople flexible. El apoyo del lado motor del husillo está fijado axialmente siendo el apoyo libre el otro extremo. El lubricante utilizado ha sido Mobil vactra oil no. 2 con una cantidad de 20ml/h.

2.2. Husillos a bolas y ciclo de trabajo seleccionados

El estudio se ha realizado con un husillo de tuerca doble con arandela de precarga y recirculación externa tipo TDB-U 4025- 7.938-3 de Shuton. El husillo seleccionado tiene un diámetro nominal de 40 mm, paso de 25 mm y se han utilizado bolas de diámetro 7.938 mm y una fuerza de precarga estándar equivalente a 3800 N (8% de la capacidad de carga dinámica).

El ciclo de trabajo seleccionado para el estudio ha sido un ciclo trapezoidal a 1000, 2000, 3000 y 4000 rpm, con aceleraciones de 8m/s^2 y un recorrido de 850 mm.

2.3. Procedimiento de medición de ruido

Se ha realizado la medición de ruido empleando un micrófono Gras 46AE posicionado en la mitad de la carrera y perpendicularmente a un metro del eje del husillo y según la norma ISO 230:5. Antes de cada ensayo, se ha medido el ruido de fondo garantizando que sea menor a 45 dB. Se han realizado 3 repeticiones en la medición de ruido por ensayo.

2.4. Variables analizadas

De la revisión del estado del arte, se han identificado los siguientes métodos de atenuación de ruido para ser testeados: la influencia del cambio de material de las bolas (bolas de acero por bolas cerámicas), el cambio del material del deflector (deflectores de acero y poliamida) y el efecto de utilizar un aislante acústico.

Se ha diseñado y fabricado un aislante acústico que cubre la tuerca fabricado en poliamida. En la Figura 2 se muestran los deflectores y el aislante de poliamida utilizados para el estudio.



a) b)

Figura 2: Deflectores de poliamida y disipador acústico utilizados para el estudio

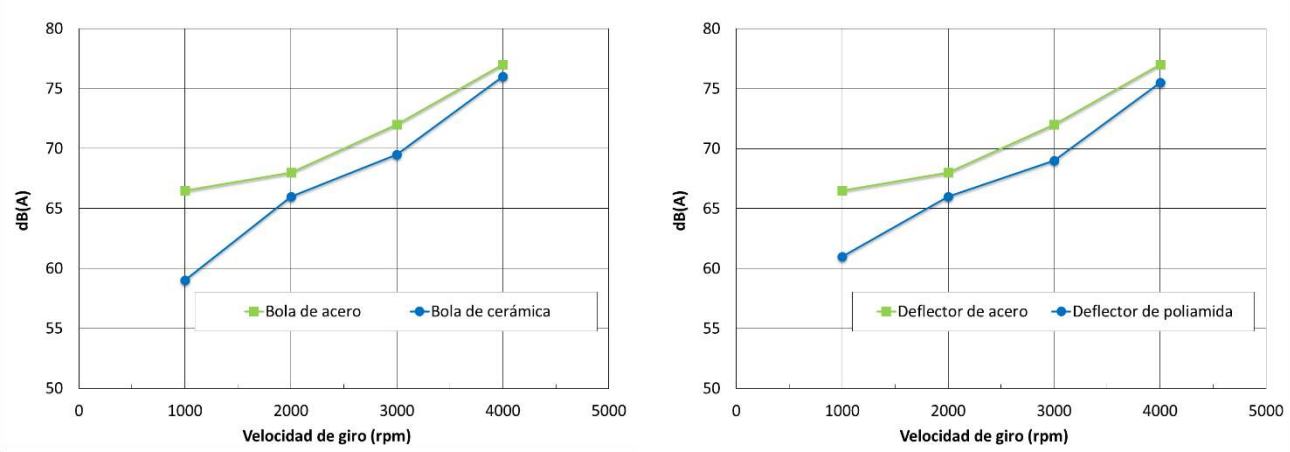
3. Resultados

3.1. Influencia del material de bola

La Figura 3 a muestra la influencia del material de la bola a diferentes velocidades Se puede observar que a bajas velocidades (1000 rpm) el ruido se reduce significativamente (6-7 dB), mientras que a altas velocidades la reducción de la presión sonora es menor (1-2 dB).

3.2. Influencia del material del deflector

La Figura 4 muestra la influencia del material del deflector en el ruido a diferentes velocidades. Nuevamente, se puede observar que a bajas velocidades el ruido se reduce significativamente (5 dB), mientras que a altas velocidades el ruido se reduce en menor medida (1-2 dB). En este caso también el aumento del ruido causado por otros elementos de la máquina a altas velocidades es la causa principal del aumento del ruido medido.



a) b)

Figura 3: Influencia en el ruido del (a) material de la bola y (b) material del deflector

3.3. Influencia del disipador acústico

La Figura 5 muestra la influencia del disipador acústico en el ruido a diferentes velocidades para los casos analizados anteriormente. Se observa una reducción del ruido generalizado (2 dB) en todos los casos. En este caso, la mayor reducción del ruido se ha conseguido con la utilización de deflectores de poliamida combinado con el disipador acústico (Reducción de 9 dB comparándolo con el caso de bolas de acero y deflector de acero). Se han identificado valores similares de reducción de ruido en husillos a bolas mediante la utilización de disipadores acústicos [1].

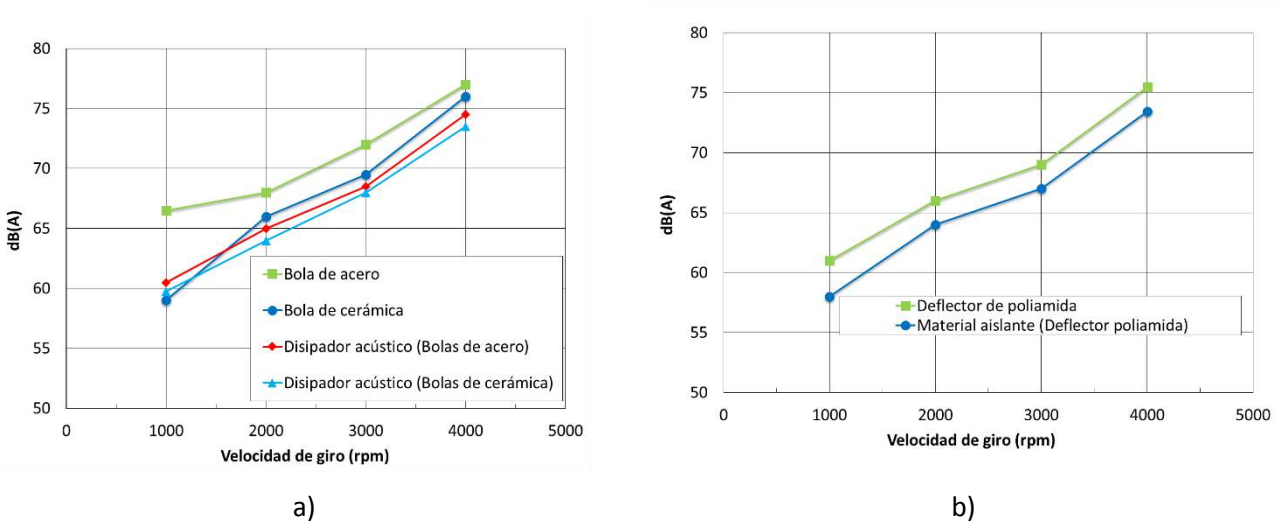


Figura 4: Influencia de utilizar el disipador acústico en la reducción de ruido

4. Conclusiones

Del presente trabajo se han obtenido las siguientes conclusiones:

• Se ha analizado el ruido generado por un husillo a bolas en función de la velocidad de giro y se han verificado diferentes métodos de atenuación de ruido en husillos a bolas.

• Se ha corroborado experimentalmente que el método más efectivo para la atenuación del ruido en husillos a bolas es la utilización de bolas cerámicas. Se han identificado bajadas de ruido a bajas velocidades (1000 rpm) de hasta 6 dB. La bajada de ruido a altas velocidades se ha reducido a 2 dB empleando bolas cerámicas.

• Los deflectores de poliamida en general han mostrado una buena reducción del nivel de ruido a bajas velocidades, con reducciones de hasta 5 dB. La bajada de ruido a altas velocidades ha sido de 2 dB.

• Los resultados experimentales han mostrado una disminución de ruido menos efectiva (2 dB a bajas) cuando se ha utilizado el disipador acústico.

5. Referencias bibliográficas

[1] W. Neithardt, P. Pieniecki, Analyse von Geräuschursachen an Kugelgewindetrieben und Linearführungen, METAV, Munich, Alemania, 2004.

[2] J.-H. Wang, B.-S. Shu, Investigate the noise problems of ball screws with and without cage, Int. Cong. on Sound and Vibration, Cairns, Australia, 2007.

[3] P. Pieniecki, Selected sources of the ballscrew noise, Prace Instytutu Lotnictwa, v. 5(200), 2009, 155-159.

[4] M. Nimomiya, K. Miyaguchi, Recent Technical Trends in Ball Screws, Motion & Control, 4, (1998), 1-12.

[5] T. Igarashi, Y. Tokunaga, Studies on the Sound and Vibration of a Ball Screw, JSME Int Journal III, 31(4), 1988, 732-738.

[6] T. Kajita, A. Ishikawa, Noise Level of Precision Ball Screws, Motion & Control, 1, (1996), 37-41.

Diagnóstico de fallos en engranajes mediante análisis *cluster* y técnicas de envolvente

M. L. del Castillo Zas [1], P. Hernández Alonso[1], M. Artés Gómez[1]
[1]*Departamento de Mecánica. Universidad Nacional de Educación a Distancia (UNED). mlcastillo@ind.uned.es*

En este trabajo se han utilizado varias técnicas de análisis para el diagnóstico de engranajes rectos, a los que se les ha provocado un defecto en el laboratorio, basadas en el análisis de los espectros de vibración. Los defectos que se han provocado en los engranajes han sido el montaje de los ejes con un pequeño desalineamiento y la realización de picaduras ("pitting") en uno de los dientes del engranaje conductor. Para el análisis de los espectros de vibración se han utilizado conjuntamente las técnicas de análisis de la envolvente y el análisis "cluster".

1. Introducción

La mayor parte de la maquinaria utilizada en la industria incluye entre sus elementos mecánicos algún tipo de engranaje. Resulta por eso importante disponer de nuevos métodos de diagnóstico de fallos en estos elementos que nos permitan detectar los defectos incipientes antes de que se produzca la rotura del engranaje, como lo prueba la abundancia bibliografía en este ámbito [1] [2]. En este trabajo se han utilizado dos técnicas diferentes para el diagnóstico de engranajes rectos, a los que se les ha provocado un defecto en el laboratorio, basadas en el análisis de los espectros de vibración. Los defectos que se han provocado en los engranajes han sido el montaje de los ejes con un pequeño desalineamiento y la realización de picaduras ("pitting") en uno de los dientes del engranaje conductor. Para el análisis de los espectros de vibración se han utilizado las técnicas de análisis de la envolvente y el análisis "cluster" [3]. En el análisis de la envolvente se han analizado los valores a baja y alta frecuencia y para analizar los espectros de vibración mediante el análisis "cluster", se han utilizado las tablas de frecuencia-amplitud para agrupar los patrones según el tipo de defecto.

2. Análisis de la envolvente

Cuando se trata de fallos en su etapa incipiente, el defecto produce señales de tipo impulsivo y las zonas que se excitan son las de alta frcuencia. Entre las tecnicas más utilizadas para detectar la presencia de defectos en su primera etapa está el análisis por demodulación o análisis de la envolvente [4]. El nombre de análisis de la envolvente, se debe a que con esta técnica se analiza la FFT de la envolvente de la señal temporal. El procedimiento consta de las siguientes etapas: se aplica la transformada de Hilbert a la señal temporal, para filtrar dicha señal y eliminar el ruido, y, a continuación, se realiza la FFT de esta señal obteniéndose un espectro en el que las interferencias producidas por el ruido de la señal han sido prácticamente eliminadas.

La transformada de Hilbert, $x'(t)$, de una señal $x(t)$ se puede definir como:

$$x'(t) = H[x(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(u)\,\frac{1}{t-u}\,du \qquad (1)$$

Otro método de definición es considerarla como la parte imaginaria de una señal analítica. Se utiliza una señal analítica z(t) asociada a x(t). La forma compleja de la señal asociada a $x(t)$ es

$$z(t) = x(t) + j\,x'(t) = A(t)e^{j\theta(t)} \qquad (2)$$

En donde a los términos *A(t)* y *θ(t)* se les denomina, respectivamente, envolvente de *x(t)* y fase instantánea de *x(t)* y se expresan por:

$$A(t) = \sqrt{x^2(t) + x'^2(t)} \tag{3}$$

$$\theta(t) = tg^{-1}\left[\frac{x'(t)}{x(t)}\right] = 2\pi f_0 t \tag{4}$$

Siendo f_0 la frecuencia instantánea

$$f_0 = \left(\frac{1}{2\pi}\right)\frac{d\theta(t)}{dt} \tag{5}$$

En resumen, la técnica de la envolvente permite extraer las frecuencias de interés a partir de la definición de la señal modulada. Se demodula la señal mediante la Transformada de Hilbert, que se encarga de rectificar la señal y determinar la señal envolvente.

3. Análisis *cluster*

El análisis clúster o análisis de conglomerados trata de agrupar los elementos de un conjunto en grupos homogéneos en función de las similitudes entre ellos [5] [6]. Este análisis detecta grupos con componentes que tienen una alta homogeneidad. Para establecer la homogeneidad de los elementos es necesario establecer medidas de similaridad o de distancia entre ellos. El análisis "cluster" se utiliza en situaciones en las que es necesario un modelo para predecir el grupo de pertenencia de los elementos basándose en las características de los demás elementos. El análisis agrupa los datos en conglomerados considerando las similitudes de los elementos. Para realizar la clasificación se siguen dos pasos [7]. En el primer paso se realiza la medida de las similitudes entre los datos, calculando la distancia entre cada par de datos. Para medir la distancia existen muchos métodos entre los que pueden citarse: la distancia euclidea, la distancia Manhattan, la distancia métrica de Power (s,r) y su variante Minkowski (s=r), la distancia de Mahalanobis, la distancia métrica de Chebychev, etc. En el segundo paso se elige el criterio de unión de los elementos en grupos. Algunos ejemplos de criterios de unión son: método del vecino más cercano, método de la media, método del centroide, método de la mediana, método de la varianza mínima de Ward, etc.

4. Dispositivo Experimental

La principal finalidad del trabajo consiste en detectar diferentes tipos de defectos en un engranaje. Para los ensayos realizados en el banco se ha utilizado una transmisión cuyos engranajes tienen las siguientes características: rueda conductora: ruedas cilíndricas con 32 dientes rectos, ancho 20 mm, diámetro interior 50 mm y modulo 4; rueda conducida: ruedas cilíndricas con 52 dientes rectos, ancho 20 mm, diámetro interior 50 mm y modulo 4. Los defectos que se han provocado en los engranajes han sido el montaje de los ejes con un pequeño desalineamiento y la realización de unas picaduras ("pitting") en uno de los dientes del engranaje conductor, Fig. 1. Para realizar los experimentos se han elegido las siguientes parejas de engranajes: 1) un par de engranajes sin ningún tipo de defecto y con los ejes alineados, 2) un par de engranajes donde el piñón tiene un defecto de picadura en uno de sus dientes y con los ejes alineados, y 3) un par de engranajes sin ningún tipo de defecto y con los ejes desalineados. En todos los casos las condiciones de trabajo bajo las que se ensayaron los engranajes fueron a velocidades del eje conductor de 300 rpm y 600 rpm. Los defectos fueron provocados en el laboratorio y, por tanto, eran conocidos. Los engranajes se ensayaron en el banco del Departamento de Mecánica de la E.T.S. de Ingenieros Industriales de la Universidad Nacional de Educación a Distancia, Fig. 2. Este banco está accionado por un motor eléctrico cuya velocidad se puede regular mediante un variador de frecuencia. Dispone de un sistema de husillo para aproximar y separar los ejes y un freno neumático para simular la carga, incluído un medidor de par. Las medidas se realizaron mediante dos acelerómetros (uno en cada eje), modelos 4383 y 4384, de la marca Brüel & Kjaer colocado en el portarrodamientos del eje y se analizaron utilizando el sistema de adquisición de datos y software PULSE de Bruel & Kjaer.

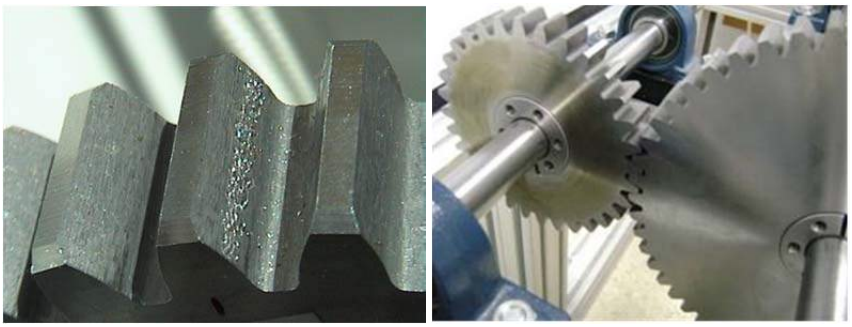


Figura 1: Defectos producidos en los engranajes: picadura y desalineamiento



Figura 2: Banco de ensayo de engranajes

5. Resultados

De cada tipo de parejas de engranajes se han realizado 20 ensayos, habiéndose llevado a cabo dos tipos de análisis: un estudio de las gráficas de la envolvente para encontrar características comunes en los ensayos que se han realizado con las mismas condiciones y un estudio estadístico utilizando el análisis "cluster" para agrupar los ensayos en conjuntos lo más homogéneos posible teniendo en cuenta la distancia que existe entre cada ensayo. Este método nos permitirá colocar a los nuevos ensayos que se realicen en un grupo determinado, estudiando la distancia que existe entre sus valores y el de los antiguos ensayos. En las figuras 3 y 4 se pueden ver dos ejemplos de los espectros de envolvente para un caso de "pitting" y otro de desalineamiento, respectivamente.

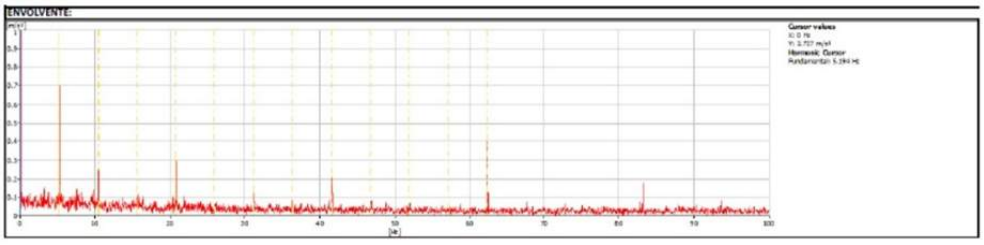


Figura 3: Envolvente con ejes desalineados a 300 rpm

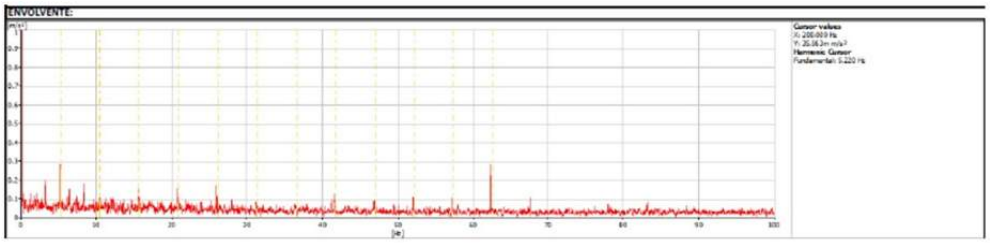


Figura 4: Envolvente con pitting a 300 rpm

En los ensayos con engranajes desalineados se observa que en la envolvente de baja frecuencia aparecen picos bastante altos en la frecuencia de giro y en sus múltiplos 2 y 4. Estos picos son de amplitud muy superior a los que se observan en los ensayos con engranajes nuevos y en los que corresponden a un defecto de "pitting". También conviene señalar que en los ensayos con "pitting" aparecen dos bandas laterales alrededor de la frecuencia de engrane. La distancia de estas bandas laterales a la frecuencia de engrane es igual a la frecuencia de giro y, por tanto, se encontraran en las siguientes frecuencias: a) Frecuencia banda izquierda = Frecuencia de engrane – Frecuencia de giro; b) Frecuencia banda derecha = Frecuenta de engrane + Frecuencia de giro.

Tabla 1: Resultados agrupación inter-grupos, distancia Chebychev, 300 rpm

		FFT HF 300					ENV LF 300		
Agrupac. grupo	**Nº ensayos**	**% defecto en grupo**	**Agrupación defecto**	**% grupo en el defecto**	**Agrupac. grupo**	**Nº ensayos**	**% defecto en grupo**	**Agrupación defecto**	**% grupo en el defecto**
Grupo 1 Pitting	20	100%	Pitting Grupo 1	100%	Grupo 1 Pitting	20	49%	Pitting Grupo 1	100%
Grupo 1 Desalin.	0	0%	Pitting Grupo 2	0%	Grupo 1 Desalin	1	2%	Pitting Grupo 2	0%
Grupo 1 Nuevo	0	0%	Pitting Grupo 3	0%	Grupo 1 Nuevo	1	49%	Pitting Grupo 3	0%
Grupo 2 Pitting	0	0%	Desalin. Grupo 1	0%	Grupo 2 Pitting	0	0%	Desalin. Grupo 1	5%
Grupo 2 Desalin.	20	51%	Desalin. Grupo 2	100%	Grupo 2 Desalin.	18	100%	Desalin. Grupo 2	90%
Grupo 2 Nuevo	19	49%	Desalin. Grupo 3	0%	Grupo 2 Nuevo	0	0%	Desalin. Grupo 3	5%
Grupo 3 Pitting	0	0%	Nuevos Grupo 1	0%	Grupo 3 Pitting	0	0%	Nuevos Grupo 1	100%
Grupo 3 Desalin.	0	0%	Nuevos Grupo 2	95%	Grupo 3 Desalin.	1	100%	Nuevos Grupo 2	0%
Grupo 3 Nuevo	1	100%	Nuevos Grupo 3	5%	Grupo 3 Nuevo	0	0%	Nuevos Grupo 3	0%
Total Gr 1	20		Total Pitting	20	Total Gr 1	41		Total Pitting	20
Total Gr 2	39		Total desal.	20	Total Gr 2	18		Total desal.	20
Total Gr 3	1		Total Nuevo	20	Total Gr 3	1		Total Nuevo	20
Selección defecto pitting	% Grupo 1 es pitting	100%	% pitting es Grupo 1	100%	Selección defecto desalineado	% Grupo 2-3 son desali	100%	% desalin están grupo 2-3	95%

Para el análisis de los espectros con el método “cluster” se utilizan unas tablas de frecuencia-amplitud que se pueden obtener a partir de las gráficas que proporciona el software Pulse. Para ello, en primer lugar, se generan unas tablas en las que se agrupan, para cada gráfica y velocidad, todos los ensayos (60 ensayos en total: 20 ensayos nuevos, 20 ensayos con “pitting” y 20 ensayos con ejes desalineados) relacionando la amplitud con la frecuencia a la que se produce. Por cada tipo de gráfica que se analiza se puede extraer una tabla, con lo que en nuestro caso se puede disponer en total de seis tablas con los valores extraidos de la FFT, a baja y alta frecuencia, y de la envolvente y para 300 rpm y 600 rpm, respectivamente.

Para realizar los cálculos de distancia y agrupamiento, utilizamos el software SPSS que dispone de siete fórmulas para calcular la distancia y de siete métodos de agrupamiento. De esta forma se puede decidir qué tipo de distancia y método de agrupamiento son los más convenientes. Para ello se ha aplicado el método “cluster” para las 49 combinaciones de las tablas obtenidas de la FFT y la envolvente a 300 rpm. Las combinaciones utilizadas han sido las siguientes: agrupación inter-grupos y distancia Chebychev, agrupación intra-grupos y distancia Chebychev, agrupación vecinos más lejanos y distancia Chebychev, agrupación método de Ward y distancia Chebychev. En la tabla 1 se muestra un ejemplo de los resultados obtenidos al aplicar el analisis “cluster”, agrupando los ensayos en tres grupos y tomando como referencia los espectros de vibración FFT y la envolvente.

Utilizando las tablas amplitud frecuencia a partir de la FFT se puede conocer, con porcentajes de éxito del orden del 95 %, cuales son los ensayos que tienen un defecto de “pitting” en el engranaje. El resto de los ensayos no podríamos conocer si tienen un defecto de ejes desalineados o por el contrario no tienen ningún defecto significativo. Para conocer cuales de los ensayos que tienen un defecto de ejes desalineados se utilizan las tablas obtenidas de las gráficas de la envolvente a baja frecuencia. Realizando el análisis “cluster” podemos definir también con un porcentaje del orden del 95 % los ensayos que tienen un defecto de ejes desalineados. Realizando el análisis “cluster” en las dos tablas indicadas anteriormente se puede detectar con un porcentaje de éxito en torno al 90 % qué ensayos tienen defecto de “pitting” en sus engranajes y cuales tienen los ejes desalineados. Lógicamente los ensayos que no pertenezcan a estos dos grupos podemos considerarlos ensayos sin defectos significativos.

6. Conclusiones

Los ensayos realizados han puesto de manifiesto las ventajas de utilizar en forma combinada dos métodos de diagnostico del tipo de defecto de una transmisión de engranjes rectos. Por un lado, se pueden utilizar las gráficas de FFT y envolvente para, analizando los picos que se producen en una serie de frecuencias características, distinguir los distintos tipos de defecto y, por otro lado, se puede utilizar el análisis “cluster” para, empleando las tablas de amplitud-frecuencia obtenidas a partir de los diferentes espectros FFT y envolvente, agrupar los ensayos en grupos correspondientes al mismo el tipo de defecto. Estas dos formas de diferenciar los espectros para cada tipo de defecto son complementarias por lo que se pueden utilizar para mejorar la tasa de éxito en la detección. Los resultados obtenidos aplicando de forma combinada las técnicas de análisis de la envolvnte y análisis “cluster” mediante un procedimiento de doble etapa han sido satisfactorios, obteniéndose porcentajes de éxito en la clasificación cercanos al 95 %.

7. Referencias

[1] A. K. S. Jardine, D. Lin, D. Banjevic. A review on machinery diagnostics and prognostics implementing condition-based maintenance, Mechanical Systems and Signal Processing, 20(7), 2006, 1483–1510.

[2] Q. Wilson, F. Wang, M. F. Golnaraghi. Assessment of gear damage monitoring techniques using vibration measurements, Mechanical Systems and Signal Processing, 15(5), 2001, 905-922.

[3] M. L. del Castillo, M. Artés, J. C. García-Prada. Rotating machinery failure detection using different vibration analysis techniques, Proceeding of ISMA 2002: International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Bélgica, 2002.

[4] S. A. McInerny, Y. Dai. Basic vibration signal processing for bearing fault detection, IEEE Transactions on Education, 46(1), 2003, 149-156.

[5] F.B., Visauta. Análisis estadístico con SPSS para Windows, volumen II: Estadística multivariante, McGraw Hill, 1998. ISBN: 9788448139933

[6] J. Hair, R. Anderson, R. Tatham y W. Black. Análisis Multivariante, 5ª Edición, Prentice Hall, 1999. ISBN: 9788483220351

[7] B. Everitt. Cluster analysis, Social Science Research Council, 1977. ISBN: 9780435822972

A dynamical multibody approach for guitar modelling incorporating string geometric nonlinear effects

V. Debut[1,2], J. Antunes[1,2]

[1]*Instituto de Etnomusicologia - Centro de Estudos em Música e Dança, Faculdade de Ciências Sociais e Humanas, Universidade Nova de Lisboa, Avenida de Berna, 26C, 1069-061 Lisbon, Portugal. vincentdebut@fcsh.unl.pt*

[2]*Centro de Ciências e Tecnologias Nucleares, Instituto Superior Técnico, Universidade de Lisboa, Estrada Nacional 10, Km 139.7, 2695-066 Bobadela LRS, Portugal. jantunes@ctn.tecnico.ulisboa.pt*

Most musical instruments consist on dynamical subsystems connected at a number of constraining locations. For physical sound synthesis, one important difficulty deals with the manner to enforce these coupling constraints. While standard techniques include the use of Lagrange multipliers or penalty methods, we explore in this paper a different approach, the Udwadia-Kalaba (U-K) formulation, which is rooted on analytical dynamics but avoids the use of Lagrange multipliers. Following our recent work, we generalize this modelling framework to a multibody flexible system such that each component is defined by its unconstrained modal basis, and then compute the string/body coupled dynamics of a guitar. Moreover, the generality of this computational technique is demonstrated by incorporating the string geometrical nonlinear effects in the model, using the Kirchoff-Carrier (K-C) simplified approach. The guitar model obtained is computationally effective and the illustrative results presented highlight the significance of the nonlinear string effects for plucked string instruments, which lead to clearly audible modal coupling terms and frequency gliding effects.

1. Introduction

Most musical instruments consist on a set of dynamical subsystems connected at a number of constraining locations, through which the vibratory energy flows or tuning can be achieved. Coupling is therefore an essential feature in instrument modelling and, when addressing physically-based synthesis, most modelling and computational difficulties are connected with the manner in which the coupling constraints are enforced. Typically, these are modelled using standard techniques such as Lagrange multipliers or penalty methods, each one with specific merits and drawbacks. In this paper we explore a different approach, the Udwadia-Kalaba (U-K) formulation, originally proposed in the early 90s for discrete constrained systems [1], which is anchored on analytical dynamics but avoids the use of Lagrange multipliers.

Up to now, this general, very elegant and appealing formulation has been nearly exclusively used to address conceptual systems of discrete masses or articulated rigid bodies, namely in robotics. To the authors best knowledge, the single exception in the literature is the work by Pennestri et al. [2], who addressed a flexible slider-crank mechanism modelled using a Finite Element Timoshenko beam formulation. However, in spite of the possible natural extension of the U-K formulation to deal with flexible systems modelled through their unconstrained modes, such promising approach is surprisingly absent from the literature.

In our recent work we developed the potential of combining the U-K formulation for constrained systems with the modal description of flexible structures, in order to achieve reliable and efficient computations of the dynamical responses. This modelling approach was shown to be particularly effective, in particular for simulating the transient responses of musical instruments, as demonstrated by computing the dynamical responses of a guitar string coupled to the instrument body at the bridge [3].

In the present paper we further develop our computational guitar model and the generality of this computational technique is demonstrated by incorporating the string geometrical nonlinear effects in the model, using the Kirchoff-Carrier (K-C) simplified approach. The illustrative results presented highlight the significance of the string geometric nonlinearity for plucked string instruments, which leads to clearly audible modal coupling terms and frequency gliding effects. The results presented complement extensive work already performed in the past by the authors on guitar string modelling using penalty methods, see [4,5], thus enabling an interesting comparison between the computational efficiency using different modelling techniques.

2. Theoretical formulation

2.1. Basic U-K formulation

Following on from Gauss' Principle of Least Action, Udwadia & Kalaba developed an elegant analytical treatment for the dynamics of discrete mechanical systems subjected to constraints [1]. In general mathematical terms, they proposed the following standard form for the study of the constrained dynamics:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{F}_e + \mathbf{F}_c \tag{1}$$

which expresses the system vector response $\mathbf{x}(t)$ as the result of the application of an applied force field $\mathbf{F}_e(t)$ and some additional forces $\mathbf{F}_c(t)$ stemming from a set of constraints. In the same manner as other multibody formulations, the U-K approach uses an alternative expression of the usual constraint equations $\Psi_p(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) = 0$ ($p = 1, 2, \cdots, P$), obtained by differentiation with respect to time, which leads to a set of linear equality relations in terms of the system accelerations, as:

$$\mathbf{A}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{b}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t) \tag{2}$$

where $\mathbf{A}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)$ is referred to as the constraint matrix and $\mathbf{b}(\mathbf{x}, \dot{\mathbf{x}}, t)$ is a known vector. Their main result is then to provide an explicit expression for the constrained dynamical response $\mathbf{x}(t)$ and the constraint force vector $\mathbf{F}_c(t)$, which are respectively given by the fundamental equations:

$$\ddot{\mathbf{x}} = \ddot{\mathbf{x}}_u + \mathbf{M}^{-1/2}\mathbf{B}^{+}\left(\mathbf{b} - \mathbf{A}\ddot{\mathbf{x}}_u\right) \tag{3}$$

$$\mathbf{F}_c = \mathbf{M}^{1/2}\mathbf{B}^{+}\left(\mathbf{b} - \mathbf{A}\ddot{\mathbf{x}}_u\right) \tag{4}$$

where $\mathbf{B}(t) = \mathbf{A}(t)\mathbf{M}^{-1/2}$ and $\mathbf{B}^{+}$ stands for the Moore-Penrose pseudo-inverse of matrix $\mathbf{B}$. Vector $\ddot{\mathbf{x}}_u(t)$ represents the dynamical response of the system when no constraint is imposed, which is computed as:

$$\ddot{\mathbf{x}}_u = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{F}_e \tag{5}$$

while the second term in the right-side hand of (3) accounts for the influence of the constraints on the system dynamics. The superlative elegance of the U-K formulation lays in the fact that it encapsulates, in a single explicit equation, both the dynamical equations of the system and the constraints applied. It allows, if needed, the computation of the constraining forces through (4). No additional variables, such as Lagrange multipliers, are needed. Equations (3)-(5), which may be applied to linear or nonlinear, conservative or dissipative systems, can be efficiently solved using a suitable time-step integration scheme for any given excitation. It can be noticed that, if no constraints are applied, the constraint force vector - and thus the correcting term in (3) and (4) - is nil, so that the unconstrained results are recovered.

2.2. Modal U-K formulation

Although originally proposed for constrained discrete systems, the Udwadia-Kalaba formulation can be extended to deal with continuous flexible systems constrained at some specific points. Let us consider a modal framework in which any physical quantity $\mathbf{x}(\mathbf{r}, t)$ varying in space and time is expressed as a modal superposition:

$$\mathbf{x}(\mathbf{r}, t) = \sum_{n=1}^{N} \phi_n(\mathbf{r})\, q_n(t) \quad \Leftrightarrow \quad \mathbf{x} = \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{q} \tag{6}$$

where vector $\boldsymbol{q}(t)$ contains the modal amplitudes $q_n(t)$, while the columns of matrix $\boldsymbol{\Phi}$ are the modeshapes $\phi_n(\mathbf{r})$ appropriate to the boundary conditions. Then, a formulation very similar to the previous U-K equation (3) can be derived for the modal responses of the constrained system. Projecting as usual the dynamical equations on the modeshapes of the system, this yields:

$$\ddot{\boldsymbol{q}} = \ddot{\boldsymbol{q}}_u + \boldsymbol{M}^{-1/2}\boldsymbol{B}^{+}\left(\mathbf{b} - \boldsymbol{A}\ddot{\boldsymbol{q}}_u\right) \tag{7}$$

where $\ddot{\boldsymbol{q}}_u$ are the modal accelerations of the unconstrained system, $\boldsymbol{M} = \Phi^T \mathbf{M} \Phi$ are the modal masses, $\boldsymbol{A}(t) = \mathbf{A}(t)\Phi_c$ are the modal constraint equations (with the modal matrix Φ_c defined at the constraint locations) and $\boldsymbol{B}(t) = \boldsymbol{A}(t)\boldsymbol{M}^{-1/2}$. The modal constraining forces may be deduced as:

$$\boldsymbol{F}_c = \boldsymbol{M}^{1/2}\boldsymbol{B}^{+}\left(\mathbf{b} - \boldsymbol{A}\ddot{\boldsymbol{q}}_u\right) \tag{8}$$

Finally, from the knowledge of the constrained modal responses, the physical responses are obtained using (6), while the physical constraining forces can be computed from (8) as:

$$\mathbf{F}_c = \left((\Phi_c)^T\right)^{+} \boldsymbol{F}_c \tag{9}$$

2.3. Dynamically coupled subsystems

The application of the U-K modal formulation to a multibody set of S vibrating subsystems, coupled through a number of kinematic constraints, can now be considered. Using a modal description, the unconstrained dynamics of each subsystem subjected to an external force field can be classically written as a set of modal equations:

$$\boldsymbol{M}^s\ddot{\boldsymbol{q}}^s + \boldsymbol{C}^s\dot{\boldsymbol{q}}^s + \boldsymbol{K}^s\boldsymbol{q}^s + \boldsymbol{F}_{nl}^s(\boldsymbol{q}^s, \dot{\boldsymbol{q}}^s) = \boldsymbol{F}_{ext}^s \quad , \quad s = 1, 2, \cdots, S \tag{10}$$

where, for each subsystem s, $\boldsymbol{M}^s$, $\boldsymbol{C}^s$ and $\boldsymbol{K}^s$ are diagonal matrices of modal parameters, while $\boldsymbol{F}_{ext}^s(t)$ and $\boldsymbol{F}_{nl}^s(\boldsymbol{q}^s, \dot{\boldsymbol{q}}^s)$ are the modal force vectors stemming from the external and nonlinear force fields, which are obtained by projection of the physical forces on the modal basis. According to (7), the U-K approach requires the computation of the modal accelerations of the unconstrained system, which are simply given by:

$$\ddot{\boldsymbol{q}}_u^s = (\boldsymbol{M}^s)^{-1}\boldsymbol{F}^s \quad , \quad s = 1, 2, \cdots, S \tag{11}$$

where $\boldsymbol{F}^s$ denotes the vector of all the constraint-independent modal forces:

$$\boldsymbol{F}^s = \boldsymbol{F}_{ext}^s - \boldsymbol{C}^s\dot{\boldsymbol{q}}^s - \boldsymbol{K}^s\boldsymbol{q}^s - \boldsymbol{F}_{nl}^s(\boldsymbol{q}^s, \dot{\boldsymbol{q}}^s) \quad , \quad s = 1, 2, \cdots, S \tag{12}$$

for which it is assumed that the vectors of modal constrained displacements and velocities are known at each time-step. Assembling the modal quantities of the S subsystems in compact vectors and block matrices, the unconstrained modal accelerations of the coupled system $\ddot{\boldsymbol{Q}}_u \equiv \left[\ddot{\boldsymbol{q}}_u^1, \ddot{\boldsymbol{q}}_u^2, \cdots, \ddot{\boldsymbol{q}}_u^S\right]^T$ read:

$$\ddot{\boldsymbol{Q}}_u = \mathbf{M}^{-1}\left(\mathbf{F}_{ext} - \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{Q}} - \mathbf{K}\boldsymbol{Q} - \mathbf{F}_{nl}(\boldsymbol{Q}, \dot{\boldsymbol{Q}})\right) \tag{13}$$

where $\boldsymbol{Q} \equiv \left[\boldsymbol{q}^1, \boldsymbol{q}^2, \cdots, \boldsymbol{q}^S\right]^T$ and $\dot{\boldsymbol{Q}} \equiv \left[\dot{\boldsymbol{q}}^1, \dot{\boldsymbol{q}}^2, \cdots, \dot{\boldsymbol{q}}^S\right]^T$ denote the constrained modal displacements and velocities, while $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$ and $\mathbf{K}$ are block diagonal matrices set up by the submatrices of the modal parameters of the various subsystems, built according to:

$$\mathbf{M} \equiv \begin{bmatrix} \boldsymbol{M}^1 & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{M}^2 & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \boldsymbol{M}^S \end{bmatrix} \quad ; \quad \mathbf{C} \equiv \begin{bmatrix} \boldsymbol{C}^1 & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{C}^2 & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \boldsymbol{C}^S \end{bmatrix} \quad ; \quad \mathbf{K} \equiv \begin{bmatrix} \boldsymbol{K}^1 & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{K}^2 & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \boldsymbol{K}^S \end{bmatrix} \tag{14}$$

with the modal parameters in the diagonal matrices $\boldsymbol{M}^s$, $\boldsymbol{C}^s$ and $\boldsymbol{K}^s$ given respectively as:

$$m_n^s = \int_{D_s} \rho(\mathbf{r}^s)\left[\phi_n^s(\mathbf{r}^s)\right]^2 d\mathbf{r}^s \quad ; \quad c_n^s = 2m_n^s\omega_n^s\zeta_n^s \quad ; \quad k_n^s = m_n^s(\omega_n^s)^2 \tag{15}$$

where $\rho(\mathbf{r}^s)$ is the mass density, ω_n^s are the modal circular frequencies, ζ_n^s are the modal damping ratios and $\phi_n^s(\mathbf{r}^s)$ are the modeshapes of each subsystem. The modal forces $\mathbf{F}_{ext}(t)$ and $\mathbf{F}_{nl}(\boldsymbol{Q},\dot{\boldsymbol{Q}})$ are computed by projecting the corresponding force fields f_{ext} and f_{nl} on the subsystems modeshapes:

$$F_n^s = \int_{D_s} \left[\mathrm{f}_{ext}(\mathbf{r}^s,t) + \mathrm{f}_{nl}(\mathbf{r}^s,t) \right] \phi_n^s(\mathbf{r}^s) d\mathbf{r}^s \quad , \quad n = 1,2,\cdots,N_s \tag{16}$$

Besides the unconstrained equation (13), the second set of equations to be considered in the U-K formulation concerns the P constraints which couple the various subsystems, defined at specific locations $\mathbf{r}_c^s$. In most practical situations, these are amenable to the standard form:

$$\boldsymbol{A}(\boldsymbol{Q},\dot{\boldsymbol{Q}},t)\ddot{\boldsymbol{Q}} = \mathbf{b}(\boldsymbol{Q},\dot{\boldsymbol{Q}},t) \tag{17}$$

where $\boldsymbol{A}(t) = \mathbf{A}(t)\Phi_c$ with:

$$\boldsymbol{\Phi}_c \equiv \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_c^1 & \mathbf{0} & \cdots & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{\Phi}_c^2 & \cdots & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \cdots & \boldsymbol{\Phi}_c^S \end{bmatrix} \tag{18}$$

where the $\boldsymbol{\Phi}_c^s$ contain the modeshape vectors of each subsystem at the constraint locations $\mathbf{r}_c^s$. Finally, from:

$$\ddot{\boldsymbol{Q}} = \ddot{\boldsymbol{Q}}_u + \mathbf{M}^{-1/2}\boldsymbol{B}^+\left(\mathbf{b} - \boldsymbol{A}\ddot{\boldsymbol{Q}}_u\right) \tag{19}$$

one can compute at each time-step the constrained modal accelerations.

3. String geometric nonlinearity

3.1. The Kirchoff-Carrier formulation

For a vibrating string, inclusion of the geometric nonlinear terms leads to coupling of the three motion directions, axial $X(t)$ and transverse $Y(t)$ and $Z(t)$:

$$\begin{aligned} \rho S\frac{\partial^2 X}{\partial t^2} - ES\frac{\partial^2 X}{\partial x^2} &= (T_0 - ES)\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1+\partial X/\partial x}{\|\partial R/\partial x\|}\right) \\ \rho S\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} - ES\frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} &= (T_0 - ES)\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial Y/\partial x}{\|\partial R/\partial x\|}\right) \quad \text{with} \quad \left\|\frac{\partial R}{\partial x}\right\| = \sqrt{\left(1+\frac{\partial X}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial x}\right)^2} \\ \rho S\frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} - ES\frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} &= (T_0 - ES)\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial Z/\partial x}{\|\partial R/\partial x\|}\right) \end{aligned} \tag{20}$$

However, this general formulation is numerically awkward, hence a number of simplified formulations are used in practice, often based on Taylor series developments from (20). Here the simple nonlinear Kirchoff-Carrier formulation has been implemented, which deals with the axial string motions in a quasi-static manner, thus being adequate for modelling the nonlinear behaviour of the lower-frequency string modes. The quasi-static hypothesis on $X(t)$ enables suppressing the axial motion from formulation (20) which, after some developments, leads to the following form for the transverse motions:

$$\rho S\frac{\partial^2 Y}{\partial t^2} = \left[T_0 + T_{dyn}(t)\right]\frac{\partial^2 Y}{\partial x^2} \quad ; \quad \rho S\frac{\partial^2 Z}{\partial t^2} = \left[T_0 + T_{dyn}(t)\right]\frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \tag{21}$$

which are nonlinearly coupled through the motion-dependent quadratic string tension:

$$T_{dyn}(t) = \frac{ES}{2L}\left[\int_0^L \left[\left(\frac{\partial Y(x,t)}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z(x,t)}{\partial x}\right)^2\right] dx\right] \tag{22}$$

Then, through equations (21)-(22), the two transverse motions are coupled, the geometric nonlinearity being overall of the cubic type.

3.2. Nonlinear K-C modal terms

In the framework of the present modal model, for any given string equations (21)-(22) are projected on the unconstrained string modal basis, using equations (16), with the string displacements expressed in terms of the string modal responses, equation (6). After performing the space integrations, the following nonlinear modal forces are obtained:

$$F_n^Y(t) = -\frac{\pi^2}{2L} n^2 q_n^Y(t) T_{dyn}(t) \quad ; \quad F_n^Z(t) = -\frac{\pi^2}{2L} n^2 q_n^Z(t) T_{dyn}(t) \tag{23}$$

with the dynamical string tension:

$$T_{dyn}(t) = \frac{ES\pi^2}{4L^2}\left[\sum_{m=1}^{N_Y} m^2 \left[q_m^Y(t)\right]^2 + \sum_{m=1}^{N_Z} m^2 \left[q_m^Z(t)\right]^2\right] \tag{24}$$

Results (23)-(24) clearly show the quadratic nature of the motion-dependent nonlinear tension, as well as the cubic modal coupling due to the geometric nonlinearity.

4. Guitar model

4.1. Unconstrained modal equations

For illustrative purpose, we formally address the coupled dynamics of a guitar string and body, coupled at the instrument bridge, and including the influence of a stopping finger along the fingerboard to control the frequency of the plucked tone. The vibrating elements are modelled using the modal U-K formulation, using the unconstrained modal basis of the string and of the instrument body, while the string/finger coupling is thought as a simple physical constraint acting on the vibratory motion of the string.

According to (10), the forced response of the string can be formulated as a set of N_S modal ODEs and, similarly, as a set of N_B modal ODEs is formulated for the body. Then, ignoring for the moment the string/body coupling constraint at the bridge and the string motion constraint at the musician's tuning finger, the matrix equation (13) which expresses the unconstrained modal dynamics of the excited nonlinear string, as well as the modal dynamics of the body, reads:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{q}}_u^S \\ \ddot{\boldsymbol{q}}_u^B \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} (\boldsymbol{M}^S)^{-1} & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & (\boldsymbol{M}^B)^{-1} \end{bmatrix} \left(\begin{Bmatrix} \boldsymbol{F}_{exc}^S \\ \boldsymbol{0} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} \boldsymbol{C}^S & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{C}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\boldsymbol{q}}^S \\ \dot{\boldsymbol{q}}^B \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} \boldsymbol{K}^S & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{K}^B \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{q}^S \\ \boldsymbol{q}^B \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \boldsymbol{F}_{nl}^S(\boldsymbol{q}^S) \\ \boldsymbol{0} \end{Bmatrix} \right) \tag{25}$$

where vector $\boldsymbol{F}_{exc}^S(t)$ is the set of modal string forces corresponding to the pluck excitation. Here, for simplicity, only a single motion direction of the string (normal to the instrument soundboard) is addressed, however the other direction might be easily included as well. The modal force terms of the vector $\boldsymbol{F}_{nl}^S(\boldsymbol{q}^S)$, stemming from the string geometric nonlinearity, are obtained from (23)-(24):

$$F_n^S(t) = -\frac{\pi^2}{2L} n^2 q_n^S(t) T_{dyn}(t) = -\frac{\pi^2}{2L} n^2 q_n^S(t) \left\{ \frac{ES\pi^2}{4L^2} \sum_{m=1}^{N_S} m^2 \left[q_m^S(t)\right]^2 \right\} = -\frac{ES\pi^4}{8L^3} n^2 q_n^S(t) \sum_{m=1}^{N_S} m^2 \left[q_m^S(t)\right]^2 \tag{26}$$

The modal matrices in (25) are block diagonal. Then, for linear subsystems, the unconstrained dynamics would behave as if the modal amplitudes were independent. However, the modal coupling due to the string nonlinearity leads to coupled modal equations, even for the unconstrained dynamics, see (26).

4.2. Modal constraint equations

String/body constraint

Assuming a rigid transmission at the bridge between the string and the body, the modal equations of the constrained system are required to satisfy a set of constraint modal equations, stemming from the condition that, at the bridge location, the string motion $Y^S(x_B,t)$ must be the same as the instrument body motion at the string location $Y^B(\mathbf{r}_S,t)$. Formally, this results in the condition:

$$Y^S\left(x_B,t\right)-Y^B\left(\mathbf{r}_S,t\right)=0 \quad \Rightarrow \quad \left[\Phi_c^S(x_B)\right]^T \boldsymbol{q}^S(t)-\left[\Phi_c^B(\mathbf{r}_S)\right]^T \boldsymbol{q}^B(t)=0 \tag{27}$$

with the modeshape vectors:

$$\Phi_c^S(x_B)=\left[\phi_1^S(x_B)\phi_2^S(x_B)\cdots\phi_{N_S}^S(x_B)\right]^T \quad ; \quad \Phi_c^B(\mathbf{r}_S)=\left[\phi_1^B(\mathbf{r}_S)\phi_2^B(\mathbf{r}_S)\cdots\phi_{N_B}^B(\mathbf{r}_S)\right]^T \tag{28}$$

String/finger constraint

Following a simple strategy for modelling the influence of the string/finger interaction, the string motion $Y^S(x_f,t)$ must be nil at the finger location x_F. To refine the modelling and account for the finite width of the finger, several rigid constraint can be thought at close locations x_{f_i} (with $i=1,2,...,F$), so that a set of F string/finger constraint equations is obtained:

$$Y^S\left(x_{f_i}(t),t\right)=0 \quad \Rightarrow \quad \left[\Phi_{f_i}^S(t)\right]^T \boldsymbol{q}^S(t)=0 \quad , \quad i=1,2,...,F \tag{29}$$

with the modeshape vectors:

$$\Phi_c^S(x_{f_i})=\left[\phi_1^S(x_{f_i})\phi_2^S(x_{f_i})\cdots\phi_{N_S}^S(x_{f_i})\right]^T \quad , \quad i=1,2,...,F \tag{30}$$

Finally, assembling the various constraint conditions (27) and (29) into compact form, the global constraint equation (17) reads:

$$\begin{bmatrix} \left[\Phi_c^S(x_B)\right]^T & -\left[\Phi_c^B(\mathbf{r}_S)\right]^T \\ \left[\Phi_{f_1}^S(t)\right]^T & \mathbf{0} \\ \vdots & \vdots \\ \left[\Phi_{f_F}^S(t)\right]^T & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{q}^S(t) \\ \boldsymbol{q}^B(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{31}$$

4.3. Time-domain solution

For the case of interest, the constrained modal accelerations are readily computed from (19), by formulating the efficient recurrence:

$$\begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{q}}^S \\ \ddot{\boldsymbol{q}}^B \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{q}}_u^S \\ \ddot{\boldsymbol{q}}_u^B \end{Bmatrix} - \mathbf{M}^{-1/2}\boldsymbol{B}^+\boldsymbol{A} \begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{q}}_u^S \\ \ddot{\boldsymbol{q}}_u^B \end{Bmatrix} \quad \Rightarrow \quad \begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{q}}^S \\ \ddot{\boldsymbol{q}}^B \end{Bmatrix} = \boldsymbol{W} \begin{Bmatrix} \ddot{\boldsymbol{q}}_u^S \\ \ddot{\boldsymbol{q}}_u^B \end{Bmatrix} \quad \text{with} \quad \boldsymbol{W}=\mathbf{1}-\mathbf{M}^{-1/2}\boldsymbol{B}^+\boldsymbol{A} \tag{32}$$

from which the physical motions of the string and the body can be computed by modal summation as usual. The modal displacements and velocities are obtained from the modal accelerations (32), through any suitable time-step integration scheme - here, a classic Velocity-Verlet integration algorithm was used. If needed, the constraining forces may also be easily computed, as discussed earlier.

5. Illustrative computations

5.1. System parameters

The present computations pertain to a single string with parameter values experimentally identified [5] coupled to a guitar body whose modes were experimentally identified in [3]. The computed string (A_2) is tuned to a fundamental of $f_1 = 110$ Hz, with length (from nut to bridge) $L = 0.65$ m, axial tensioning force $T_0 = 73.9$ N, mass per unit length $\rho S = 3.61\,10^{-3}$ kg/m, transverse wave propagation velocity $c_t = \sqrt{T/\rho S} = 143$ m/s and inharmonicity parameter (bending stiffness of a non-ideal string) $B = EI = 4\ 10^{-5}$ Nm^2. Also, we have experimentally identified for this string the value $ES = 3.73\ 10^3$ N. Then, for the unconstrained string used in our dynamical computations (pinned at the nut and "free" at the bridge), the inharmonic modal frequencies and unconstrained modeshapes are computed for 150 modes (up to 20 kHz) as:

$$f_n^S = \frac{c_t}{2\pi} p_n \left(1 + \frac{B}{2T} p_n^2\right) \quad ; \quad \phi_n^S(x) = \sin\left(p_n x\right) \quad \text{with} \quad p_n = \frac{(2n-1)\pi}{2L} \tag{33}$$

and the modal masses are obtained as $m_n^S = 0.5\rho S / L \ \ (\forall n)$. Concerning the string modal damping, complex dissipative phenomena must be accounted for, as discussed in [6], where the following pragmatic formulation for modal damping was adopted:

$$\zeta_n^S = \frac{1}{2} \frac{T_0\left(\eta_F + \eta_A / (2\pi f_n^S)\right) + \eta_B B p_n^2}{T + B p_n^2} \tag{34}$$

Here the loss coefficients, loosely described as "internal friction", "air viscous damping" and "bending damping", were fitted from experimental data and are for this string $\eta_F = 7\,10^{-5}$, $\eta_A = 0.9$ and $\eta_B = 2.5\,10^{-2}$. As should be expected, none of the unconstrained string modes of this modal basis approaches the fundamental frequency 110 Hz of the pinned-pinned string. However, when these modes are coupled by the string/body constraint at the bridge, the fundamental frequency will be recovered, as it should. Figure 1 illustrates the experimental transfer function of the guitar body, at the bridge, as well as the corresponding modal parameters identified in the frequency range 0~800 Hz, see [3].

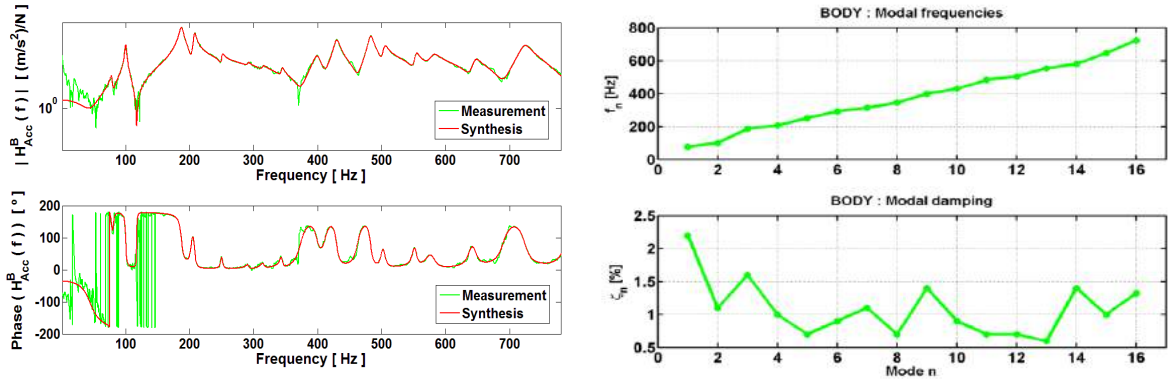


Figure 1: Instrument body: Transfer function at the bridge (left); Modal frequencies and damping values (right).

5.2. Illustrative computational results

In the simulations presented, we computed the string responses for a tuning string constraint on the fingerboard at $x_F = 0.33L$, using a linear force ramp 0-10 N during the initial 0.01 sec of the simulation, for the string excitation applied near the bridge at $x_E = 0.90L$. Simulated time is 5 sec using an integration time-step of 10^{-5} sec. Figure 2 illustrates the result obtained for a linear string, while Figure 3 presents the corresponding results for the real nonlinear string. The left plots show the dynamical axial string tension, which is constant for the linear string and more than 5 % higher when the nonlinear string is plucked. The center plots show the string/body interaction force at the bridge, which are qualitatively similar but display audible frequency

differences. Finally, the right plots show spectrograms of the interaction force at the bridge, with a clear frequency glide nonlinear string effect.

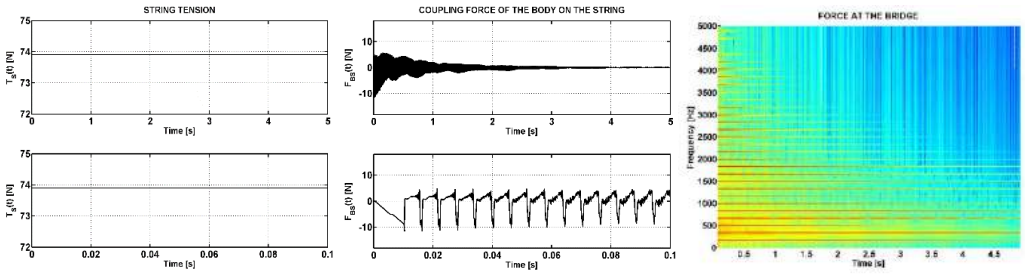


Figure 2: Linear string simulation: Variable tension (left); String/body force (center); Spectrogram (right).

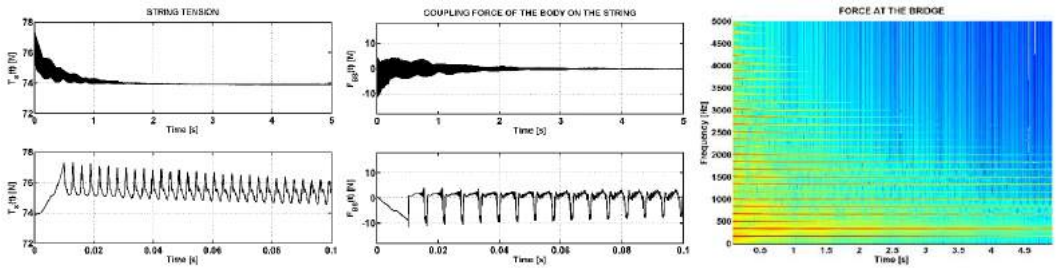


Figure 3: Nonlinear string simulation: Variable tension (left); String/body force (center); Spectrogram (right).

6. Conclusions

In this paper we developed a new approach for computing the dynamics of coupled flexible systems, based on the general formulation of Udwadia-Kalaba, which is becoming increasingly popular in the field of multibody dynamics. The general U-K equations were adapted to address coupled subsystems, defined in terms of their unconstrained modal basis. This approach shows a considerable potential to deal effectively with the dynamics of physically modelled musical instruments, and the formulation developed was applied for modelling a guitar, including the fully coupled dynamics of a string, tuned on the fingerboard, and the instrument body. String geometric nonlinearity was addressed through a modal implementation of the Kirchoff-Carrier model. The significance of the various modelled effects was highlighted in the illustrative computations presented.

7. Acknowledgements

The authors acknowledge the Fundação para a Ciência e a Tecnologia for the financial support of INET-md and C2TN through the UID/EAT/00472/2013 and UID/Multi/04349/2013 projects.

8. References

[1] F.E. Udwadia, R.E. Kalaba. A new perspective on constrained motion. Proceedings of the Royal Society, A439, (1992), 407-410.

[2] E. Pennestri, P.P. Valentini, D. de Falco. An application of the Udwadia-Kalaba dynamic formulation to flexible multibody systems. Journal of the Franklin Institute, 347, (2010), 173-194.

[3] J. Antunes, V. Debut. Dynamical computation of constrained flexible systems using a modal Udwadia-Kalaba formulation: Application to guitar modelling. International Symposium on Musical and Room Acoustics (ISMRA 2016), La Plata, Argentina, 11-13 September 2016.

[4] M. Marques, J. Antunes, V. Debut. Coupled modes and time-domain simulations of a twelve-string guitar with a movable bridge. Stockholm Music Acoustics Conference (SMAC 2013), Stockholm, Sweden, 30 July-3 August 2013.

[5] V. Debut, J. Antunes, M. Marques, M. Carvalho. Physics-based modeling techniques of a twelve-string Portuguese guitar: A non-linear time-domain computational approach for the multiple strings/bridge/soundboard coupled dynamics. Applied acoustics, 108, (2016), 3-18.

[6] J. Woodhouse. Plucked guitar transients: Comparison of measurements and synthesis". Acta Acustica United with Acustica, 90, (2004), 945-965.

BLOQUE XVII

SOSTENIBILIDAD Y MEDIO AMBIENTE EN INGENIERÍA MECÁNICA

Influencia en la huella hídrica en la fabricación de hormigón con escoria de cobre y polvo de humo

Pérez García F.[1], De Andres J. R[2], Rubio Cintas MD[3], Parrón Vera M.A[4], Parrón Rubio M.E.[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Civil, Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. perez@uma.es*

[2]*Dpto. de Expresión Gráfica, Diseño y Proyectos. Universidad de Málaga. jrandres@uma.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Industrial y Civil. Universidad de Cádiz. mariadolores.rubio@uca.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Industrial y Civil. Universidad de Cádiz. miguelangel.parron@uca.es*

[5]*Universidad de Málaga. m.eugenia.parron@hotmail.com*

El aprovechamiento de residuos y subproductos procedentes de la industria y su reutilización ayuda a conservar los recursos naturales al reducir la demanda de materias primas. Al mismo tiempo, se modera la sobreexplotación de los recursos naturales y propicia un mayor respeto medioambiental, sin olvidar las posibilidades técnicas y económicas que resultan fundamentales para el éxito de su aprovechamiento.

El objetivo es desarrollar la aplicación de la escoria de cobre de vertederos, para su valorización como componente del hormigón (sustituyendo al cemento) que generen mejoras económicas y medioambientales en el proceso de transformación de un residuo en un producto reutilizable.

En este estudio se pone de manifiesto como al sustituir el cemento por la escoria de cobre y polvo de humo, la mezcla es sumamente fluida, lo que nos ha llevado a tener que realizar sustracción de agua, con lo que se mejora la característica de Huella Hídrica, reforzando la competencia en la conservación del medio ambiente.

La innovación radica en optimizar la cantidad de escoria de cobre que sustituiremos por cemento. Sin interrelacionarlo con la dosificación del árido ya investigado.

Con esta nueva metodología se aprovecha al máximo un material desechable mediante la reducción del cemento conllevando una disminución en los costes, por la sustitución del residuo depositado en vertederos.

1. Introducción

El inevitable crecimiento de los residuos generados como consecuencia de la actividad industrial se ha convertido en los últimos años en un problema complejo y difícil de tratar, sobre todo debido al endurecimiento de las normativas y políticas medioambientales. además de los cambios normativos en materia medioambiental se destaca el hecho de que existe una mayor demanda y concienciación social con el medio natural. estos cambios de normativa unidos al compromiso social por el medioambiente, pone de manifiesto que es necesario plantear otros modelos de consumo diferentes a los que actualmente existen, de manera que sean más sostenibles.

La incorporación de los residuos de la industria a la fabricación del hormigón ya sea como adiciones a la formulación del cemento o a la sustitución parcial o total de los áridos, hacen que por un lado se minimicen las actividades extractivas, las cuales degradan enormemente el medio ambiente y por otro, se de salida a los subproductos industriales.

1.1. Producción industrial del cobre

El proceso metalúrgico del cobre depende del tipo de minerales que se obtengan en la mina. En el caso de obtener minerales sulfurosos se utiliza la vía pirometalúrgica, también conocida como "producción por fundición o concentrados" y en el caso de minerales oxidados será la vía hidrometalúrgica, normalmente conocida por sus siglas en inglés SX-EW.

La producción de cobre procedente de los procesos metalúrgicos via pirometalurgia (concentrados) o hidrometalurgia (SX-EW) se conoce como producción primaria de cobre. Pero existe otra vía, la procedente de chatarras, es decir del reciclaje. Esta última vía es conocida como producción secundaria del cobre.

En el periodo de tiempo de 1980 hasta 2014, la producción primaria oscila entre 7 y 13 millones de toneladas y la de producción secundaria entre 13 y 17 millones de toneladas.

1.2. Obtención de escorias de cobre

En la actualidad se utilizan diversos procesos metalúrgicos para la obtención y recuperación de metales y en cada uno de ellos se producen inevitablemente residuos como la formación de escorias. En todo momento se intenta conseguir un doble resultado, esto es; que los residuos finales contengan la mínima cantidad de metales y que el residuo sea aprovechable para posteriores procesos industriales.

Dentro de los procesos metalúrgicos del cobre solamente se genera escoria en el proceso pirometalúrgico, por cada tonelada de mineral de cobre se generan 0,3 toneladas de escoria, es decir, aproximadamente sería una proporción mineral/escoria de 10/3[1].

1.3. Huella hídrica [HH]

La huella **hídrica** es un indicador de uso de agua que tiene en cuenta tanto el uso directo como indirecto por parte de un consumidor o productor. Es considerada como un indicador global de la apropiación de los recursos de agua dulce, junto a la medición tradicional y restringida de la extracción de agua. Es un indicador multidimensional que muestra los volúmenes de agua consumidos y su origen y da una orientación preliminar sobre los volúmenes necesarios para reducir la contaminación causada por cada actividad.

La idea de huella hídrica surge a partir del concepto de agua virtual. El agua virtual se define como el volumen de agua requerido para producir un bien o un servicio. Fue introducido por Allan en 1993 cuando estaba investigando la opción de 'importar' agua virtual, en lugar de agua real, a través de la importación de productos en los países del Medio Oriente. En los últimos años varios estudios han destacado la importancia de este mecanismo a la hora de conseguir la seguridad hídrica y alimentaria en regiones áridas y semiáridas [2].

La huella hídrica de una persona, colectivo o país se define como el total de agua usada para producir los bienes y servicios consumidos por esa persona, colectivo o país.

La aplicación de la "Huella Hídrica" debe hacerse desde la consciencia de que hasta hace relativamente poco, el pensamiento científico dominante era el reduccionismo, cuyo enfoque considera que basta un conocimiento detallado de cada uno de los componentes de un sistema y de sus leyes fundamentales, para entenderlo globalmente. Y es que, el interés por este indicador surge de la importancia que cobran conceptos como "escasez" y "contaminación" del agua, como consecuencia directa e indirecta de la actividad humana sobre los sistemas hídricos, con el fin de mejorar la gestión –desde la oferta y la demanda- de los recursos hídricos del planeta.[3]

2. Materiales

2.1. Escoria de Cobre

La escoria de cobre es un subproducto procedente de la metalurgia del cobre, donde el cobre metálico se obtiene a partir de concentrados de este mineral. Los principales minerales son sulfuros complejos de cobre y hierro con pequeñas cantidades de sulfuros de otros metales. El proceso de obtención se realiza por medios pirometalúrgicos, oxidando el mineral con aire atmosférico o aire enriquecido con oxígeno, para eleliminar el azufre de los gases como dióxido de azufre, y el hierro en forma de escorias obtenidas al añadir un fundente que se combina con el óxido de hierro que se produce.

En un proceso de fundición, la escoria puede ser definida como una fase que contiene sustancias inútiles de un mineral y que inevitablemente estrá en cualquier operación pirometalúrgica que involucre sistemas fundidos. Las escorias de cobre tienen un papel fundamental durante la pirorefinación, debido a la disolución de impurezas de la fase metálica [4, 5, 6].

Según Lovera, Arias y Coronado [6] las escorias de cobre poseen una serie de características, de forma que se garantice la máxima eficiencia durante la operación pirometalúrgica, es decir, que la escoria contenga una cantidad mínima de metal. Estas características son las siguientes:

1. La escoria debe encontrarse completamente líquida a la temperatura de fusión del metal o de la mata.

2. La escoria debe ser fácilmente manejable durante el proceso pirometalúrgico.

3. Las cantidades de metal presente en la escoria deben ser mínimos.

4. Se debe asegurar una buena eliminación de los elementos no deseados.

5. El rango de operación de la escoria debe admitir variaciones tanto en la composición de la misma como en la alimentación del reactor, sin que se produzcan variaciones en el funcionamiento del sistema.

En las escorias generadas en los procesos de fusión metalúrgicos, es recomendable su transformación mediante tratamiento en horno. De esta forma se obtiene un producto químicamente estable y que será comercializado para diferentes usos.

Todas las escorias utilizadas en el desarrollo de este artículo han sido suministradas por la planta que la empresa Atlantic Copper tiene ubicada en la ciudad de Huelva. Aspecto de la escoria de cobre [11]. [Figura 1].



Figura 1: Escoria de Cobre. [Elaboración propia].

Las escorias de cobre se obtienen como material de desecho a partir del proceso pirometalúrgico de minerales sulfurados de cobre, a los que previamente al proceso de fusión, han sido concentrados mediante flotación. Los principales minerales de cobre utilizados son sulfuros complejos de cobre y hierro con pequeñas cantidades de sulfuros de otros minerales.

Durante la fundición del mineral concentrado de cobre se producen dos fases líquidas inmiscibles entre sí. Estas dos fases líquidas son: la mata, rica en cobre (sulfuros) y la escoria, rica en óxidos. La mata pasa a procesos posteriores de conversión, mientras que la escoria fundida se descarga directamnete o pasa a procesos de recuperación de cobre, logrando que tengan un porcentaje de cobre menor al 1% antes de descartarlas [8].

La escoria se forma a partir de los óxidos contenidos en la carga del horno y los óxidos de hierro que se producen por la oxidación durante el proceso pirometalúrgico. La composición de óxidos de la escoria varía fundamentalmente en función de la naturaleza de los minerales, de los concentrados, de los fundentes y de las condiciones de la operación [4].

La eliminación del hierro se realiza mediante la adición de sílice como fundente. Este sílice se combina con los óxidos de hierro producidos en la combustión del concentrado formando silicatos, en particular fayalita cuya nomenclatura química es (SiO_2)FeO, la cual da lugar a la escoria. En el reposador del Horno Flash (horno empleado en el proceso de fusión) se separa por gravedad la escoria del material cobrizo (mata de cobre), vaciándose la escoria producida mediante sangrías periódicas en un Horno Eléctrico (HLE). La misión de este horno es la de limpiar las escorias de partículas cobrizas que no hubieran decantado en el reposador del Horno Flash. Para ello se realiza una reducción de la magnetita presente en la escoria del coque y se adiciona sílice si fuese necesario hasta obtener concentraciones del orden del 30%. La escoria se enfría mediante un sistema de granulación con agua dulce. Una vez enfriada, la escoria se seca y clasifica, dando lugar a un producto final de silicato de hierro químicamente estable [9].

Dentro de la etapa de recuperación del cobre contenido en las escorias que provienen de los procesos de fusión o conversión (ver esquema de proceso en la figura 2.3) , se destacan aquellas denominadas de alta ley. Estas escorias poseen un porcentaje de cobre comprendido entre el 4% y el 10% y su recuperación se realiza en hornos de limpieza o del tipo HLE.

Existen diferentes tipos y calidades comerciales de la escoria de cobre, según humedad y tamaño, todo ello en función de las condiciones del mercado.

Como orden de magnitud por cada tonelada de cobre producido se generan 2,2 toneladas de escorias pirometalúrgicas [10].

En general es posible encontrar tres grupos diferentes de escoria de cobre generada en el proceso pirometalúrgico de los minerales sulfurados de cobre. Los tres grupos son los siguientes:

Escorias granalladas:

Las escorias son obtenidas mediante un rápido enfriamiento directo con el agua. Este es el caso de la planta de Atlantic Cooper en Huelva. [11].

Escorias de vertedero:

Las escorias se depositan en los vertederos y el enfriamiento de las mismas se realiza lentamente.

Escorias de material de descarte (relave) de flotación:

Corresponden a aquellas escorias que debido a un contenido mayor a 2,5% de cobre son reprocesadas mediante flotación, el cual genera escorias como material de desecho.

Según lo indicado anteriormente las escorias se forman a partir de los óxidos contenidos en la carga del horno y los óxidos de hierro que se producen por la oxidación durante el proceso pirometalúrgico. La composición de óxidos de la escoria varía fundamentalmente en función de la naturaleza de los minerales, de los concentrados, de los fundentes, de las condiciones de la operación.[11]

La escoria de cobre está formada por hierro, silicio y aluminio como elementos principales, con concentraciones bajas de elementos como zinc, cobre, calcio y álcalis. La composición química de las escorias utilizadas en este artículo se presenta en la tabla 1.[9]

Con carácter general, los principales óxidos que representan a las escorias se indican en la tabla 2.[5].

Tabla 1: Composición química de las escorias de cobre.

Elemento	Composición (gr/Tn)
SiO_2	27-30
Al_2O_3	0-4,5
Fe_2O_3	40-50
CaO	0-1,8
MgO	0,2-0,8
S	0,2-0,5
Pb	0,08-020
Zn	0,7-1,5
Ni	20-50
Cd	30-160
Bi	90-150
Se	10-50
Cl	≤ 30
Sílica libre	No contiene

Tabla 2: Composición química de las escorias de cobre.

Tipo óxido	Formulación	Porcentaje (%)
Óxido de hierro	FeO,Fe_3O_4	30-40
Óxido de silicio	SiO_2	35-40
Óxido de aluminio	Al_2O_3	Hasta 10
Óxido de calcio	CaO	Hasta10

2.2. Polvo de humo

El proceso de obtención del acero conlleva una cantidad considerable de residuos con alta toxicidad, debido a los metales pesados que contiene. Los polvos de humo y escoria, como se ha mencionado anteriormente, es el residuo industrial provocado por la siderurgia cuando se realiza el proceso de fundición del acero.

Durante dicho proceso los aceros inoxidables en acerías con horno eléctrico de arco, a partir de una mezcla de chatarra y ferroaleaciones, genera una importante cantidad de humos, captado mediante diversos sistemas.

Los datos de la composición del polvo de humo se desglosan en la tabla 3.

Tabla 3: Composición química de las polvos de humo.[12]

Elemento	Austenítico(%)	Ferrítico(%)
C	0,20-0,40	0,2-0,5
Si	2-4	2-4
Mn	1,8-4,5	1,5-2,5
Sn	0,03-0,3	$\leq$ 0,01
Ni	2-3	$\leq$ 0,3
Cu	0,2-0,6	0,2-0,5
Cr	5-15	7-9
P	0,02-0,1	
S	0,1-0,65	
Mo	0,1-0,4	0,1-0,2
Fe	18-25	23-32
Al	0,2-0,6	
Co	0,1-0,3	
Ti	0,1-0,2	
Ca	5-10	6,5-8
Pb	0,2-2	1-1,5
Zn	5-15	10-20
Mg	2-3,5	2-3
Va	0,01-0,05	

3. Proceso de fabricación.

Desarrollamos un procedimiento para la fabricación de hormigón con escoria y polvo de humo, mediante la valorización de un residuo industrial, en este caso con escoria originada en la industria del cobre, mediante su encapsulación en una matriz cerámica y cementosa de un material compuesto como es el hormigón, empleándola como conglomerante hidráulico. El procedimiento consiste en sustituir una parte del cemento que se aplica como conglomerante, por escoria de cobre y polvo de humo, dadas sus características aglutinantes en una cantidad de hasta un 15% total del cemento, y analizar como disminuye la HH a la hora de reducir el cemento en una proporción considerable, además la escoria y polvo de humo le proporcionan al nuevo hormigón propiedades fluidificantes por lo que también se reduce un 5% de agua a la hora de la fabricación del mismo.

El procedimiento para la elaboración del hormigón se condicionó a realizar las probetas con el mismo material y el mismo porcentaje de escoria y polvo de humo y sustrayendo la misma cantidad de agua, así mismo para tener como referencia patrón y realizar comparaciones se realizan a su vez amasadas de hormigón convencional, utilizando para ello los mismos materiales que para la relización del resto de las probetas de hormigón.

Terminado el proceso de amasado del hormigón se completaron los moldes, vibrándose en una mesa para su compactación a una frecuencia de 42Hz (2400 ciclos por minuto) según UNE 83-301-91.



Figura 2: Moldes [Elaboración propia].

Posteriormente se introduce en una cámara húmeda para su curado siendo este un recisnto que permite mantener en su interior una humedad relativa igual o superior al 95% y una temperatura de 20º± 2ºC.

En lo referente a la geometría de las probetas serán normalizadas según EN-12390-1:2000, siendo cúbicas, y cuya dimensión principal es d=100mm, sabiendo que la medida es al menos tres veces y media el tamaño nominal del árido en el hormigón. Los moldes en los cuales se realizan los ensayos son estancos y no absorbentes. [Figuras 3 y 4][12]



Figura 3: Probetas[Elaboración propia]

4. Cálculo de la Huella Hídrica.

En la industria de la fabricación del hormigón (Gordillo; 2012), la calidad del producto depende de tres factores: una adecuada dosificación, del mezclado de los agregados y del contenido de agua. Este último de gran importancia a la hora de dosificar un hormigón, tanto que es comparable a la del mismo cemento, las variaciones de este contenido en una mezcla, afectan la dosificación del hormigón, alterando su resistencia, plasticidad, asentamiento, trabajabilidad y permeabilidad. (Carrasco M. 2009).

Antes de llegar a la planta cementera, ya fue necesario usar agua para producir los materiales que intervienen en la producción de hormigón, para deducir esta cantidad se toman dos valores, uno obtenido de un trabajo sobre el agua virtual en productos industrializados, "El recurso agua y sustentabilidad" (Badii et.al; 2008); donde se establece que la demanda para la producción de 1 t. de cemento es de 3.500 litros de agua "de buena calidad". Por otro lado se investigo cual es el consumo de agua en una planta cementera localizada en la región, de allí se obtuvo que la demanda para generar 1 Tn cemento es de 360 l/t. (en todo concepto es el gasto que genera dicha planta para producirlo). Existen otras plantas de la misma firma, con tecnología más eficiente que consumen 180 l/t. de cemento. [13]

En las tablas 4, 5 y 6 quedan recogidos los resultados obtenidos a partir del estudio anterior, en los ensayos que hemos realizado, tanto para el hormigón convencional como en los que hemos reducido cemento sustituyéndolo por escoria y polvo de humo y también con la reducción de agua para limitar la fluidificación de dicho cemento.

Tabla 4: Ahorro de agua en la fabricación de 1Tn de cemento[Elaboración propia].

Agua	H.C.(l)	15 % (l)
Antes de llegar a cementera	3500	525
Fabricación cemento	360	54
TOTAL Ahorro	0	579

Tabla 5: Ahorro de agua en la fabricación de 1Tn de Hormigón Convencional. [Elaboración propia].

Agua	H.C.(l)	5 % (l)
Fabricación H.C.	604	30,2
TOTAL Ahorro	0	30,2

Tabla 6: Ahorro de agua en la fabricación de 1Tn de Hormigón con escoria y P.H. [Elaboración propia]..

Agua	15% + 0%	15% + 5%
Fabricación Hormigón	579	579 + 30,2
TOTAL Ahorro	579	609,2

5. Influencia en la resistencia del hormigón.

Para la realización de este ensayo se utilizaron 6 probetas de cada amasada que se realizó. En la tabla 7 se puede observar el valor promedio de los resultados obtenidos. Las probetas se rompieron a 7, 28 y 90 dias utilizándose una prensa hidráulica formada por dos discos rígidos de compresión. Esta junta conserva la carga en la probeta incluso si hubiera un defecto entre las superficies planas. En lo referente a la carga aplicada se seleccionó una velocidad de 0,5 MPa/s. Este ensayo se realizó según UNE-EN 12390-3.

Tabla 7: Resistencia a compresión uniaxial.[Elaboración propia].

Probetas	7 dias (Mp)	28 dias (Mp)	90 dias (Mp)
Hormigón convencional	44,4	49,26	54,43
Reducción 10%Escoria y 5% P.H.	20,83	26,72	32,29
Reducción 10%Escoria, 5% P.H. y 5% agua	40,91	42,87	60,78

6. Conclusiones.

En base a los estudios realizados se observa:

Para la fabricación del hormigón con reducción de cemento por escoria 15% la mayor parte del consumo de agua por unidad se realiza antes de llegar a la planta o lugar donde se fabrica. Al igual que sucede en la fabricación del hormigón convencional. Pero es importante especificar que mientras en el hormigón convencional la reducción de agua establece que éste pierda docilidad a la hora de su puesta en obra, en el hormigón con reducción de cemento, se hace obligatorio llevar a cabo la reducción para aumentar la docilidad, ya que sino éste es demasiado fluidificante y difícilmente manejable.

Por otro lado, la resistencia a compresión del hormigón que ha sido adicionado con escorias y reducido en agua ha visto incrementada su resistencia a 90 días alrededor de 10% respecto al convencional, mientras que si no se efectúa esa reducción de agua pierde un 47% de su resistencia.

En definitiva, estamos fabricando un hormigón utilizable en obras que demanden construcción─de alta resistencia, a la vez que estamos ayudando a la sostenibilidad del medio, ya que la reducción de agua en su fabricación hace que disminuya el gasto de agua consumida equivalente a 4 personas/dia, esto con respecto a la evaluación de la HH, pero si también introducimos el factor de consumir escorias que terminan en vertederos pues también estamos ayudando al sostenimiento del medio.

7. Referencias.

[1] J., Arlandis Rubio: La metalurgia del cobre. Boletín de estudios y desarrollo corporativo de Atlantic Copper S.A. Madrid, p. 13-15 (1999)

[2] R., Rodríguez Casado, A., Garrido Colmenero, M.R., Llamas Madurga, C., Varela Ortega,: La huella hidrológica de la agricultura española. Fundación Marcelino Botín, Madrid, 2008.

[3] María,Sotelo Pérez,: Cuestiones de escala en el ámbito de la "Huella Hídrica", Instituto Universitario de Ciencias Ambientales (IUCA/UCM), 2015.

[4] G.,Tantaleán Vanini,: Recursos metalúrgicos. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima, Perú. (2004).

[5] A.K.,Biswas, W.G., Davent Port,: El cobre, metalurgia extractiva. Ed. Limusa, Mexico, 1993.

[6] P.J.,Mackey: The physical Chemestry of Copper Smetling Slags-a review. Can Metall.,21,p. 221 (1982).

[7] D.F., Lovera Dávila, Arias V., Coronado Falcón R.: La valoración de las escorias de metalúrgicas como recursos industriales. Revista del Instituto de Investigación FIGMMG, 7, pp. 26-28. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima, Perú. (2004).

[8] Nelson H, Santander: Pirometalurgia del cobre. 2ª edición. Ed. UTE. Chile, 1979.

[9] Atlantic Copper (2013): Declaración ambiental.

[10] R.K.,Gorai B., Jana, and Premchand: Characteristics and utilization of copper slag-a review. Resources, Conservation and Recycling, 39, pp. 299-313. (2003)

[11] Manuel,Cruz Carrasco, : Estudio de la resistencia y reología de hormigones con adición de escorias de cobre como sustituto del árido fino, Tesis doctoral, Universidad de Málaga, Málaga, 2014.

[12] M.D.,Rubio Cintas, M.A.,Parrón Vera, F., Contreras de Villar, F.J, Rubio Hernández,.: Resistencia mecánica de hormigones con sustitución de un porcentaje de cemento por polvos de humo y escoria de horno de arco eléctrico, V ACHE, Barcelona 2011.

[13] María Marcela, Cheble: Adobe y agua virtual, construccion sustentable en regiones semiaridas del noa. UCC.UNC, 2013.

Influencia en la huella hídrica en la fabricación de hormigón con escoria de acero inoxidable

M.E. Parrón Rubio[1], J. R De Andres[2], M.D Rubio Cintas[3], M.A. Parrón Vera[4], F .Pérez García[5]

[1]*Universidad de Málaga. m.eugenia.parron@hotmail.com*

[2]*Dpto. de Expresión Gráfica, Diseño y Proyectos. Universidad de Málaga. jrandres@uma.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Industrial y Civil. Universidad de Cádiz. mariadolores.rubio@uca.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Industrial y Civil. Universidad de Cádiz. miguelangel.parron@uca.es*

[5]*Dpto. de Ingeniería Civil, Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. perez@uma.es*

En un mundo cada vez más competitivo y globalizado las industrias son cada vez más respetuosas con el medio ambiente y necesitan demostrar los esfuerzos que realizan en este sentido, así como difundir a sus mercados finales (administración, consumidores y organizaciones) los buenos resultados alcanzados.

El objetivo es desarrollar la aplicación de la escoria de acero inoxidable, para su valorización como componente del hormigón (sustituyendo al cemento) que generen mejoras económicas y medioambientales. Manifiesta nuestro interés el conocimiento de la Huella de Carbono y la Huella Hídrica de los productos, que son los indicadores de mayor uso y fundados en el concepto de Análisis del Ciclo de Vida (ACV) conforme con normas internacionales ISO[1,2].

Las normas ISO [3], que guían respectivamente el cálculo de las dos huellas citadas, indican que ambas son visiones parciales de los efectos ambientales de los productos, que se emplean como muestras en las condiciones adecuadas, pero que no deberían guiar por sí solas la toma de decisiones con criterios ambientales. Para ello es necesaria una visión más amplia, como la que aporta la Huella Ambiental cuya guía de cálculo hizo pública la Unión Europea en 2013, con voluntad de generalizar su uso ente 2016 y 2020, con carácter voluntario.

La innovación radica en optimizar la cantidad de escoria de acero que sustituiremos por cemento. Sin interrelacionarlo con la dosificación del árido ya investigado y ver la cantidad de agua que se ahorra a la hora de la reducción de cemento, además veremos de que modo afecta esto a las propiedades y resistencia del material.

1. Introducción

La industria de la construcción consume un porcentaje muy elevado de materias primas a nivel mundial, siendo su contribución al impacto medioambiental, claramente significativa. Por este motivo, existe un interés creciente, en el ámbito de la construcción, en el desarrollo de materiales y tecnologías que permitan reducir este impacto y minimizarlo en todo tipo de procesos y productos y en particular en el sector del cemento y del hormigón, de forma que la tendencia dominante es la de avanzar hacia un desarrollo verdaderamente sostenible.

La sustitución del cemento por cenizas volantes u otros residuos industriales, como por ejemplo las escorias de acería, es un excelente ejemplo de cómo mejorar la conservación de los recursos y reducir la contaminación.

1.1. Producción actual de acero

El acero desempeña un papel fundamental en prácticamente todas las etapas de la vida. Los carriles, carreteras y vehículos que conforman nuestros sistemas de transporte utilizan el acero. El acero proporciona un marco fuerte y conexiones en los edificios en los que trabajamos, aprendemos y vivimos. Protege y entrega el suministro de agua y alimentos. Se trata de un componente básico en tecnologías que generan y transmiten energía.

La industria siderúrgica española es uno de los grandes productores de acero de Europa y del mundo. Con datos de 2014, es el tercer productor de la Unión Europea, solo por detrás de Alemania e Italia y prácticamente empatado con Francia. Y en el ranking mundial de producción de acero 2014, la siderurgia española ocupa el decimoquinto puesto. La producción de acero bruto se ha mantenido estable en España durante 2014. Con 14,2 millones de toneladas, se ha quedado solo 6.000 toneladas por debajo de la cifra del año anterior. La evolución fue más positiva en el comienzo del año, con un primer trimestre que creció un 4% interanual. Sin embargo la comparación con 2013 se fue deteriorando durante el año, obteniendo en los dos últimos trimestres resultados ligeramente negativos.

La producción de acero inoxidable fue la que mejor se comportó, creciendo un 10% hasta los 0,95 millones de toneladas. La de acero al carbono bajó ligeramente, cayendo un 0,7% para quedarse en 12,7 millones de toneladas. Los demás aceros aleados cayeron algo menos todavía, un 0,5%, al producirse 0,59 millones de toneladas.

La vía más usada para la producción de acero en España es la de arco eléctrico. El 70,5% del acero español se produjo en 2014 en uno de estos hornos, porcentaje que se mantiene con respecto al año anterior. [4]

1.2. Residuos de acero. Escorias

Dentro de una fábrica de siderúrgica integral, el horno alto es la instalación base para la obtención de arrabio, el cual a su vez, constituye la materia prima para la fabricación de acero. El horno alto es el horno de cuba en el que se introduce un gas reductor a presión y una carga de materia constituida por minerales de hierro, coque y fundentes por la parte superior, separándose dos productos: el hierro y las impurezas con los fundentes (escoria primaria), que van evolucionando en su composición hasta llegar a la parte baja del horno, formándose los dos materiales finales: arrabio y escoria.[5]

Escoria de acero, un subproducto de la siderurgia, se produce durante la separación de las impurezas de acero fundido en hornos de fabricación de acero. La escoria se produce como un líquido fundido se funden y es una solución compleja de silicatos y óxidos de que se solidifica a la refrigeración.[6-8]

El proceso de fabricación de acero en hornos de arco eléctrico genera aproximadamente entre un 10% y 15% de escorias cada tonelada de acero (es decir, 150kg escoria/tonelada de acero). Tal y como indicaba ADEC GLOBAL, alrededor del 75% de los EAFS producidos en el proceso de fabricación del acero en hornos arco eléctrico corresponde a escorias negras (el resto es la llamada escoria blanca, la cual no puede utilizarse como árido debido a su composición química). Consecuentemente, se puede concluir que la industria productora de acero en Europa generó alrededor de 16.9 y 25.3 millones de toneladas de escorias negras en 2014.

1.3. Huella Hídrica (HH)

El índice "Huella Hídrica" es una herramienta de evaluación de la sostenibilidad de los recursos hídricos, utilizado para cuantificar el volumen total de agua utilizada por los habitantes de una determinada región. Este índice es útil para cuantificar los flujos de agua virtual, de las importaciones y de las exportaciones, y su estudio a niveles geográficos inferiores y específicos permite conocer exactamente cuánta agua, y en qué condiciones, se utiliza de los sistemas de agua locales, y cuánta agua sería necesaria para contrarrestar las corrientes contaminadas. [9]

Antes de continuar con la HH debemos saber el concepto de Agua Virtual (AV) que fue definido por primera vez por Allan a principios de la década de los noventa (1993, 1994) como el agua "contenida" en un producto, entendiendo por tal, no únicamente la cantidad física contenida en el producto, sino la cantidad de agua que ha sido necesario utilizar para generar dicho producto. Así definida, el AV se configuraba como indicador físico en términos de agua de la producción de un bien o servicio. Este concepto viene de la mano de dos factores:

1) Por un lado, el AV no solo nos proporciona información de los requerimientos de agua, sino también del resto de bienes y servicios. Así, se habla de la cantidad de agua (en metros cúbicos) que hay que utilizar para producir un kilo de trigo, un kilo de carne de vaca, una cerveza, etc.

2) Por otro lado, el AV alcanza todo su potencial cuando se la relaciona con el comercio, facilitando información de los flujos de AV entre países. Así, se habla del agua virtual exportada y el agua virtual importada a través del agua "contenida" en los productos comercializados.

Ya en 1989 se concluía que no resultaba muy inteligente exportar bienes para cuya producción había sido necesario consumir grandes cantidades de agua en aquellos países con problemas de escasez hídrica. De esta manera, el AV se va configurando como un indicador que no solo nos proporciona información sobre los

requerimientos de agua de la producción, sino que se podría utilizar para analizar los flujos comerciales en términos de agua.[10,11]

Por lo tanto indicaremos que AV y HH están íntimamente relacionadas pero que lo que las diferencia principalmente es el AV es el agua que ha hecho falta utilizar para producir un producto; y la HH es el agua necesaria para que una determinada persona consuma ese mismo producto.

2. Características de la escoria de acero inoxidable

La composición química de la escoria fundida de horno alto depende de los minerales de hierro, las cenizas del coque utilizado como combustible y de los óxidos de los fundentes empleados. La homogeneidad de la carga, así como la regularidad en la marcha de los hornos altos, ha contribuido a que las variaciones de la composición de la escoria sean mínimas.

En la siguiente tabla se observa la composición y el porcentaje en el que se encuentra:

Tabla 1: Composición química de la escoria de acería [12]

COMPUESTO	PORCENTAJE (%)
CaO	22-60
SiO_2	11-37
FeO	0.5-4
Fe_2O_3	38-4
MgO	4-12
Cr_2O_3	1-8
TiO_2	0.6-2
MnO	1-4
Al_2O_3	2-8
P_2O_6	0-0.02

Tras la extracción de la escoria del horno, su enfriamiento se realiza de diferentes formas:

- La escoria se vierte directamente al suelo y se enfría con agua para que sea recogida y transportada en camiones. La escoria presentada un aspecto muy poroso, de tamaño relativamente pequeño y en estado vítreo.
- Se vierte en un cono de fundición que se coloca debajo de la piquera del horno eléctrico. La escoria comienza a enfriarse en el cono y se vierte en una fosa donde se enfría. La escoria obtenida presenta un aspecto menos poroso que la anterior y es más cristalina.
- Se vierte en un cono de fundición que se deja enfriar. En este caso el enfriamiento es más lento, y una vez fría se saca del cono. La escoria obtenida es muy compacta, con pocos poros, dura y muy cristalina.[12]

Los áridos procedentes de las escorias negras de acerías de hornos de arco eléctrico tienen una elevada densidad relativa, entre 3,1 y 4,5, muy por encima de la de los áridos naturales. Esta diferencia hay que tenerla en cuenta en las dosificaciones y al considerar los costes de transporte.

La absorción de agua de la escoria presenta en general valores entre 1% y 4% en volumen y en algunos casos próximos al 7%. Esta absorción influye en la durabilidad si el árido va a estar sometido a ciclos de hielo-deshielo o humedad-sequedad.

Las partículas son duras, con coeficientes de desgaste Los Ángeles entre 17 % y 25%, e inferiores.

El coeficiente de pulimento acelerado varía en general entre 50 y 60, cumpliendo los valores exigidos para áridos de mezclas bituminosas en capas de rodadura.

Si se combinan áridos siderúrgicos con otro tipo de áridos, las especificaciones exigidas deben cumplirse para cada uno de los áridos combinados. Además, es obligado para la mezcla su producción en planta.

3. Características funcionales

Se trata del desarrollo de un procedimiento para la fabricación de hormigón de escoria, mediante la valorización de un residuo industrial, en este caso con escoria originada en la industria del acero de horno de arco eléctrico, mediante su encapsulación en una matriz cerámica y cementosa de un material compuesto como es el hormigón, empleándola como conglomerante hidráulico. El procedimiento consiste en sustituir una parte del cemento que se aplica como conglomerante, por escoria de acero inoxidable, dadas sus características aglutinantes en una

cantidad de hasta un 27% total del cemento, y analizar como disminuye la HH a la hora de reducir el cemento en una proporción considerable, además la escoria le proporcionan al nuevo hormigón propiedades fluidificantes por lo que también se reduce un 15% de agua a la hora de la fabricación del mismo.

Los ensayos de laboratorio que se realizaron al hormigón convencional en un principio también se le aplicó la misma redicción de agua, dando un resultado en el cono de Abrhams una consistencia seca, con un asiento inferior a 1cm (figura 1) que corresponde a una consistencia "seca", que según la EHE-08 se evitara el empleo de consistencias secas o plasticas salvo en aplicaciones específicas, mientras que el hormigón con escoria y reducción de agua obtuvo un cono de abrams de 7,5 (figura 2) que sería una consistencia blanda.



Figura 1. Cono HC reducción de agua (elaboración propia)



Figura 2. Cono HE reducción de agua (elaboración propia)

Otra de las principales características funcionales es la disminucion la temperatura tanto de amasado como de fraguado, mientras que a altas temperaturas medioambientales el hormigón convencional alcanzaba prácticamente la misma, con hormigones con escoria disminuía del orden de 3 a 4 grados, con el consiguiente beneficio cuando hay un exceso de calor puesto que el calor de hidratación no evapora con tanta rapidez el agua y por tanto disminuyendo tanto la retracción que pudiera provocar generando aparición de grietas.

4. Características técnicas

El hormigón es un sistema heterogéneo formado por cuatro constituyentes básicos, que se mezclan de acuerdo con criterios básicos y normativos:

- Cemento
- Agua
- Aditivos (opcionalmente)
- Áridos Finos y áridos gruesos

De la combinación de los tres primeros (cemento+agua+aditivos) surge la *pasta de cemento*, que es considerada como la fase continua en la que se dispersa la otra fase (áridos). De esta forma, la dispersión de los áridos finos (arena) en la pasta de cemento da lugar al material denominado *mortero*. Finalmente, la adición de áridos gruesos (grava) al mortero da lugar al *hormigón*.

Las propiedades son modificables en función del uso perseguido, por el concurso de los distintos componentes que en la masa intervienen.

En nuentro caso los materiales utilizados fueron, cemento tipo CEM I con una densidad de 3.1 g/cm^3 y los áridos utilizados fueron gravas, árido medio y arena, procedentes de machaqueo, tanto en el tamaño de la a rena como en los distintos tamaños.



(cemento y áridos)



(escoria)

Figura 3. Materiales (elaboración propia)

La geometría de las probetas serán normalizadas según UNE EN-12390-1 [13] siendo cúbicas y cuya dimensión principal es d=100 mm sabiendo que la medida es al menos tres veces y media el tamaño nominal del árido del hormigón, tal y como podemos ver en la figura 4.



Figura 4. Probeta de hormigón con escoria (elaboración propia)

5. Cálculo Huella Hídrica

Para los cálculos de la cantidad de agua que se elimina, nos basamos en datos de un estudio que nos dice la cantidad de agua virtual que se utiliza para la fabricación del cemento[14].

Los datos de los que partimos son los siguientes:

- Para la fabricación de 1t (1000 kg) de cemento se necesitan antes de que los materiales lleguen a la cemnetera 3.600 l de agua de buena calidad.
- Una vez los materiales lleguen a la cementera para la fabricación de 1 t de cemento se necesitan 360 l de agua de buena calidad. Esta cantidad varía en función de la planta en la que se fabrique, existen otro tipos de plantas cementeras en las que la tecnología es mas eficiente y la cantidad de agua puede disminuir hasta 180 l de agua.

Estos datos los recogemos en la siguente tabla, en la cual incluimos los porcentajes de sustitución del cemento por escoria y el agua que ahorrariamos al quitarle esa cantidad.

Tabla 2: Ahorro de agua al sustituir una parte cemento por escoria (elaboración propia)

Agua	H.C. (l)	23% (l)	27% (l)
Antes de llegar a la planta cementera	3.500	805	945
Fabricación cemento	360	83	97
TOTAL AHORRO	0	888	1.042

Como hemos comentado a la hora de la elaboración del hormigón también tenemos un ahorro de agua ya que fluidifica el material obtenido.

Dependiendo de la temperatura ambiente a la que nos encontremos se le reduce entre un 10% o un 15% de agua, por lo que para fabricar una estructura en la que se utilizase 1 t de cemento necesitariamos 604 l de agua de buena calidad. En la siguente tabla tenemos los datos obtenidos en esta redicción de agua.

Tabla 3: Ahorro de agua en la fabricación H.C. (elaboración propia)

Agua	H.C. (l)	10% (l)	15% (l)
Fabricación hormigón	604	60.4	90.6
TOTAL AHORRO	0	60.4	90.6

Y por último hemos hecho una tabla con el ahorro total de agua virtual que se reduce a la hora de la puesta en obra del nuevo producto.

Observamos que para una estructura que llevase 1 t de cemento y poniendonos en el caso más favorable que sería una sustitución de 27% y el 15% de eliminación de agua a la hora de la fabricación de este material, ahorrariamos aproximadamente **1.133 litros** de agua. Esto equvaldría al consumo medio de agua de 8-10 personas al día.

Tabla 4: Total ahorro agua para la fabricación de hormigón con escoria (elaboración propia)

Agua	23%+10% (l)	23%+15% (l)	27%+10% (l)	27%+15% (l)
Fabricación hormigón	888+60,4	888+90,6	1042+60,4	1042+90,6
TOTAL AHORRO	**948,4**	**978,6**	**1102,4**	**1132,6**

6. Influencia en la resistencia del hormigón

Para la obtención de estos datos se han elaborado en el laboratorio probetas de hormigón a pequeña escala.

Para este procedimiento directamente se sustituye una parte del cemento, que se aplica como conglomerante, por escoria de acero inoxidable dadas sus características aglutinantes. Por otro lado al igual que el cemento si se obtiene directamente de fábrica no sería necesario ningún tipo tratamiento para disminuir el diámetro ya que, es un material muy fino uno de los diámetros máximos que alcanza es de 0,066 mm, comportándose como el cemento por la finura del mismo, a su vez el material ha pasado el mismo proceso que el cemento ya que la temperatura de fusión que alcanza en el horno de arco eléctrico es similar a la que se obtiene en los clinquer. Además las escorias son muy abrasivas, lo que hace que el hormigón resultante sea muy resistente desgaste haciéndolo óptimo para la fabricación. [7]

De esta manera las escorias quedan encapsuladas en la matriz que constituye el cemento, lo que hace a este material especialmente atractivo desde el punto de vista medioambiental.

Referente a la resistencia en ensayos preliminares se observan los siguientes datos obtenidos:

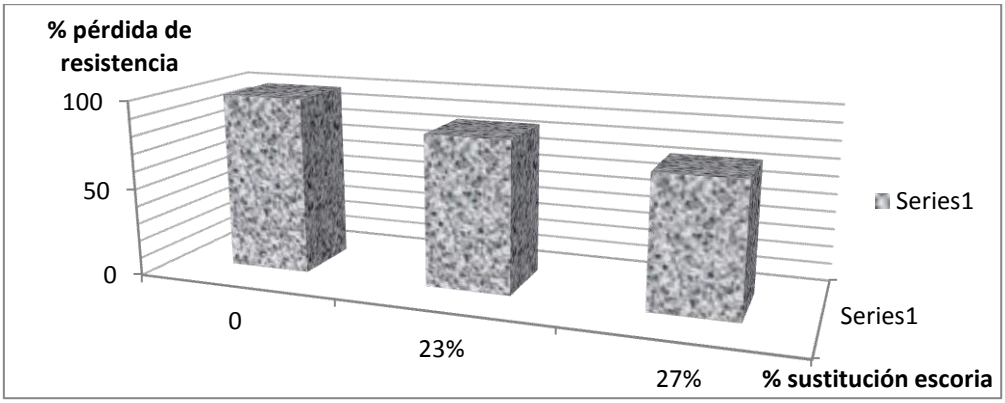


Figura 5. Pérdida de resistencia del hormigón con sustitución de escoria (elaboración propia)

En la gráfica se observa la pérdida de resistencia que se tiene al aumentar el porcentaje de sustitución que como vemos con el 23% de sustitución de cemento, sería de alrededor del 14% de pérdida de resistencia y al 27% del 25% de pérdida de resistencia.

7. Conclusiones

Atendiendo a los datos conseguidos se concluye:

- Que la mayor parte del consumo de agua se produce antes de llegar los materiales a la planta cementera, por tanto al tener una reducción de cemento de hasta el 27% vemos que la reducción de agua es alrededor de 1.000 l por tonelada de cemento fabricada, esto nos hace

perder resistencia en el material con respecto al hormigón convencional, pero con la resistencia obtenida se calcularían estructuras con resistencias afines a este nuevo hormigón.

- Otra característica de este material es que fluidifica al materia por lo tanto también obtenemos hasta un 15% de ahorro de agua a la hora de la puesta en obra del hormigón.
- Observamos también que la temperatura de fraguado a altas temperaturas disminuye entre 2 y 3 grados por lo tanto la evaporación de agua será menor disminuyendo las grietas en el hormigón.
- En comparación con las ecorias de cobre vemos que con estas el material pierde resistencia, mientras que con las otras aumenta, pero la valorización que se obtiene de reutilizar el residuo es la misma aunque no sea para las mismas estructuras[15,16].
- Como conclusión objetiva de este trabajo expresar que un indicador de sostenibilidad tan completo como es la huella hídrica necesita de experiencias y resultados para asegurar la complementariedad de la investigación que estamos desarrollando.

8. Referencias

[1] UNE-EN ISO 14040, Gestión ambiental. Análisis de ciclo de vida. Principios y marco de referencia, (2006).

[2] UNE-EN ISO 14044, Gestión ambiental. Análisis de ciclo de vida. Requisitos y directrices, (2006).

[3] ISO TS/4067 e ISO 14046. Huella Hídrica (2014).

[4] Worlsteel association (Asociación mundial del acero), www.worldsteel.org.

[5] Unised. Unión de empresas siderúrgicas, www.unesid.org (2014).

[6] M.A. Parrón, Pirometalurgia con reductores no convencionales, aplicada a la recuperación de metales de los óxidos de acería. Tesis Doctoral, Escuela Politécnica Superior de Algeciras, Cádiz, (1999).

[7] M.A. Parrón, M.D. Rubio, F. Contreras (2015), Procedimiento para la fabricación de hormigón de escoria, Patente PCT_ES2014_000128,Código International: C04B18/14 (BOPI 22 septiembre 2015 P201300758).

[8] M.D. Rubio. Influencia de la Adición de Polvo de Humo Ferrítico en el Comportamiento Reológico y Resistente de Morteros y Hormigones, Tesis Doctoral, Escuela Técnica Superior de Ingenieria Industrial, Málaga, (2010).

[9] A.Tolón, X. Bolívar, V.J. Fernández, Huella hídrica y sostenibilidad del uso de los recursos hídricos, M+A: Revista Electrónica de Medioambiente,14,(2013),56-86.

[10] G. Fishelson. "Economic cooperation in the Middle East, Westview SpecialStudies on the Middle East". International Journal of Water Resources Development (1989).

[11] E. Velazquez, agua virtual, huella hídrica y el binomio agua-energía: repensando los conceptos, Universidad Pablo de Olavide (Sevilla), (2010).

[12] M.A. Parrón, M.D. Rubio,F.Contreras, Estudio de la relación peso/resistencia en hormigones estructurales fabricados de áridos mezclados con escoria de horno de arco eléctrico, V Congreso ACHE, Barcelona, España, (2011).

[13] UNE-EN 12390-1. Ensayos de hormigón endurecidos. Parte 1: Formas medidas y otras características de las probetas y moldes. (2001).

[14] M.M. Cheblé, Adobe y el agua virtual construcción sustentable en regiones semiáridas del Noa, (2013) UCC.UNC

[15] M.Cruz Carrasco, : Estudio de la resistencia y reología de hormigones con adición de escorias de cobre como sustituto del árido fino, Tesis doctoral, Universidad de Málaga, Málaga, (2014).

[16] M.D.Rubio Cintas, M.A.Parrón Vera, F.Contreras de Villar, F.J. Rubio Hernández, Resistencia mecánica de hormigones con sustitución de un porcentaje de cemento por polvos de humo y escoria de horno de arco eléctrico, V ACHE, Barcelona (2011).

Caracterización mecánica de tableros de "*Arundo donax* L.": Estudio comparativo entre el proceso seco y húmedo de prensado en frío

D.Ramos Romero[1], J. Salvadó Rovira[2], F. Ferrando Piera[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Rovira i Virgili. diego.ramos@urv.cat*

[2]*Dpto. de Ingeniería Química. Universidad Rovira i Virgili. joan.salvado@urv.cat*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Rovira i Virgili. f.ferrando@urv.cat*

Las cañas de "Arundo donax L." se están convirtiendo en una fuente de material lignocelulósico de interés industrial por su alta productividad, su gran rusticidad, capacidad de adaptación ambiental y el desarrollo de las técnicas de su cultivo. En la actualidad se está consolidando su uso industrial como biomasa con destino energético. Es oportuno buscar alternativas de mayor valor añadido. En este trabajo se expone un proceso de producción de tableros a partir de Arundo donax L. sin adhesivos añadidos, con dos alternativas en la fase de prensado en frío. Se han utilizado cañas de Arundo donax L. secas y astilladas. Se les realiza una explosión de vapor (STEX) en un reactor discontinuo con posterior lavado y secado, y se prensa en frío de dos formas diferentes (en seco y en húmedo). Se obtiene así un tablero preconformado que es acondicionado a T y HR controlada. Finalmente se realiza un prensado en caliente para la conformación definitiva de los tableros. Los requerimientos físicos y mecánicos y la metodología de ensayo de los tableros están estipulados en las normas EN en función del uso para el que se quieren destinar. Se estudian, en las dos variantes del proceso, las diferencias en densidad, módulo elasticidad (MOE), resistencia a la flexión (MOR), resistencia a tracción perpendicular a las caras (IB), hinchamiento (TS) y absorción de agua (WA), de los tableros. Los datos obtenidos han sido analizados estadísticamente, con la ayuda del programa Statgraphics 5.1.

1. Introducción

La creciente necesidad de alimentos y energía hace que las superficies de cultivo vayan aumentando en detrimento de las áreas dedicadas a la producción forestal. Por otro lado, la dependencia del petróleo para la producción de innumerables elementos es preocupante ante un escenario de escasez del mismo. La producción de tableros a partir de diferentes materiales lignocelulósicos, no obtenidos directamente de árboles, sino de subproductos agrícolas o especies no aprovechadas actualmente, es una necesidad cada vez más acuciante ante la creciente deforestación de amplias zonas de la tierra y ante las perspectivas de aumento del coste de la extracción del petróleo. A estos factores hay que sumarle la creciente preocupación por los problemas medioambientales generados por el uso masivo de los derivados del petróleo.

Para la producción de tableros de fibra se ha impuesto desde hace años el uso de adhesivos de la familia de los formaldehidos [1] [2], lo que implica riesgos muy importantes para la salud, y que están forzando a las empresas productoras de tableros a buscar otras aternativas. El desarrollo de técnicas cada vez más eficaces en la producción de tableros, sin el uso de estos adhesivos, tiene gran interés medioambiental, industrial y para la salud.

Distintos investigadores han demostrado que se pueden producir tableros de partículas y de fibras a partir de muy distintos materiales lignocelulósicos tales como Cynara Cardunculus [3], Kenaf [4] y otros.

El Arundo dónax L. es una caña de gran porte que está extendida por amplias latitudes de todo el planeta. Se trata de una planta tradicionalmente silvestre, cuyo aprovechamiento se centraba en producción de cañas para instrumentos musicales, tutores para cultivos hortícolas, cañizos para vallas o construcción y algunos otros más limitados. En la actualidad sí se está considerando su alta productividad como medio de obtención rápida de biomasa, dirigido fundamentalmente hacia la Pasta de papel o el sector energético.

El procedimiento a seguir en la producción de tableros se inspira en un proceso tradicional de producción conocido como "Proceso Masonite" [5]. Este proceso comienza por someter al material vegetal de origen a

un proceso termomecánico de descomposición. En este trabajo, se aplicará un pretratamiento de Explosión de Vapor (STEX) sustitutivo de otros tratamientos térmicos con vapor utilizados en algunos procesos industriales de obtención de tableros. La STEX viene siendo aplicada con éxito en nuestro grupo de investigación en la conformación de tableros de diferentes materiales [6], [7], al igual que otros investigadores [8].
Para cuantificar la intensidad del pretratamiento aplicado, se considera el criterio de severidad definido por Ovened [9]; el cual considera de forma conjunta el efecto de la temperatura y del tiempo de reacción.

2. Materiales y métodos

2.1. Materiales

Las cañas utilizadas en el trabajo fueron obtenidas del T.M de Riudecanyes, provincia de Tarragona. Son cañas de dos años de edad. Estas cañas fueron pasadas por una astilladora de la marca Black&Decker, modelo GA 100, lo que ha permitido disponer astillas de una longitud entre 3 y 8 Cm y una anchura de 2 Cm; por lo que se pueden introducir con cierta facilidad en el reactor para aplicarle el pretratamiento

2.2. Diseño experimental

Se ha aplicado un diseño factorial 2^2 más estrella, rotativo y ortogonal para la definición de las condiciones de conformación en cada una de las series en las que, de manera individual, se evaluó el efecto de la presión de prensado sobre las características de los tableros. En este estudio se comparan las dos series íntegras para determinar el efecto sobre los tableros de la distribución del material en el molde y del prensado en frío en húmedo. El tratamiento estadístico se ha realizado con el programa informático Statgraphics Plus 5.1

2.3. Proceso de producción

Se realizan dos procesos de producción que solo se diferencian en una fase. El proceso de producción, a partir del material crudo astillado, consiste en una Explosión de vapor, seguido del lavado, secado y molido del material resultante de la reacción provocada en la explosión de vapor. La primera fase de conformación consiste en un prensado en frío que se realizará de dos formas (dando lugar a las dos series comparadas), un prensado en frío seco y otro en húmedo. Estos tableros preconformados se estabilizarán en una cámara climáticas para posteriormente prensarlos en caliente. Finalmente serán caracterizados después de haberlos estabilizado nuevamente a HR y T constantes en cámara climática.

2.4. Explosión de vapor (STEX)

La explosión de vapor se realiza en un reactor discontinuo de vapor, compuesto de dos cuerpos, el superior (que es el reactor propiamente dicho) y el inferior que hace de cámara de expansión. Ambos cuerpos se separan por una válvula neumática.
El material vegetal es introducido al reactor, después de ser troceado, a través de una válvula de bola. La cantidad introducida en cada tanda es de unos 800 gramos. Una vez cerrada la válvula superior se inyecta el vapor de agua procedente de una caldera eléctrica de 82 KW de potencia y de 42 bares de presión hasta alcanzar la temperatura estipulada para el pretratamiento. Esta temperatura se mantendrá durante el tiempo de reacción establecido. En este ensayo la temperatura de reacción ha sido de 200 ºC y se ha mantenido durante 9,5 minutos. Transcurrido el tiempo se abre la válvula neumática y se descarga el material en la cámara de expansión. Se obtiene un material disgregado con fibras recubiertas por lignina muy reactiva. Las condiciones del pretratamiento las hemos estipulado analizando los resultados de estudios realizados para otros materiales lignocelulósicos [10], [3] y ensayos preliminares propios. Teniendo en cuenta que, las condiciones de pretratamiento no afectan por igual a las distintas características de los tableros, las condiciones impuestas son aquellas que suponen un compromiso entre la característica más difícil de mejorar (IB) y el resto.

2.5. Lavado, secado y molido del material pretratado

El material explosionado es lavado, en un carro de lavado con un tamiz de 170 Mesh de acero inoxidable, inmediatamente después de ser extraído del depósito de expansión. Ello permite eliminar parte de las hemicelulosas degradadas durante la hidrólisis producida en el pretratamiento, y que son solubles en agua. La eliminación de estas hemicelulosas mejora la estabilidad de los tableros. Una vez lavado el material se extiende en un lugar cubierto y se seca hasta equilibrio con el ambiente. Suele estabilizarse con un contenido en humedad del 12 % aproximadamente. El material lavado y seco se puede mantener indefinidamente de esta forma hasta la conformación o prensado en frío, o podemos triturarlo con un molino Restsch SM 100.

El efecto positivo de la trituración del material de partida, sobre los tableros resultantes, ha sido probado por otros autores [10]

2.5. Prensado en frío y estabilización a HR y Tª constantes

En esta fase se realiza la preconformación en frío de los tableros. Para ello, el material ya triturado según lo expuesto en el apartado anterior, es introducido en un molde de 150 x 50 mm y prensado en frío a 16 N/mm2.
La distribución en el molde se ha realizado de dos formas. En la Serie 1 el material triturado y seco se introduce y distribuye directamente en el molde. En la Serie 2, con el objetivo de mejorar la distribución de las fibras, el material triturado es mezclado con agua hasta convertirlo en un fluido, y éste es introducido en el molde. En este caso se incorpora una malla metálica en el molde para que, durante el prensado, se permita la evacuación del agua sobrante.
Industrialmente existen procesos de producción en húmedo con una distribución del material similar a la planteada por nosotros. Por tanto, también nos interesa obtener información de las posibles diferencias entre un proceso de producción con el prensado en frío seco y un proceso de producción en húmedo.
En ambas series, los tableros preconformados son mantenidos en una cámara climática a 20 ºC y 65 % de HR, donde se mantienen hasta el momento de la conformación en caliente o definitiva. Como mínimo se mantendrán el tiempo necesario hasta mantener peso constante.

2.6. Prensado en caliente

La conformación definitiva de los tableros se consigue prensando los tableros preconformados en frío, en una prensa de platos calientes. La prensa utilizada es una "Polystat 300 S" con platos calefactados de 300 x 300 mm de área de trabajo. La presión de trabajo alcanza los 500 N/Cm2.
El proceso consiste en introducir el tablero preconformado en el molde, sobre el que se coloca un prisma superior que hará de émbolo, sobre el que presiona la prensa. Todos los elementos estarán a la temperatura de consigna. Los parámetros a controlar serán la temperatura de prensado (Tp), la presión de prensado (Pp) y el tiempo de prensado (tp). En nuestro caso se han fijado la temperatura (205 ºC) y el tiempo de prensado (7,5 minutos en dos fases iguales con un minuto de descompresión entre ellas). La presión de prensado ha sido una variable de estudio.
Las probetas conformadas en caliente se han introducido en la cámara climática a 20 ºC y 65 % HR hasta alcanzar masa constante, y se mantendrán en ella hasta el momento de la caracterización física y mecánica de las mismas. Se considera masa constante cuando los resultados de dos pesadas consecutivas, realizadas en un intervalo de 24 h, se diferencian en menos del 0,1 % de la masa de la probeta.

2.7. Caracterización de los tableros

Las características ensayadas en los tableros son aquellas que la norma EN 622-5 [11] estipula como necesarias para la determinación del uso permitido para los "tableros de fibras realizados por proceso seco" (MDF), con densidades superiores a 800 kg/m3 (HDF). La clasificación de los tableros se ha realizado según la Norma EN 316:1999 [12].
La caracterización de los tableros se realiza con los tableros recién sacados de la cámara climática, por la influencia que la humedad de los tableros puede tener en los resultados de los ensayos.
Para el cálculo del MOE, MOR e IB se ha utilizado una máquina de ensayos universal HOUNSFIELD H10KS. La metodología utilizada es la establecida por las EN310:1993 [13], EN317:1993 [14],1994 y EN 319:1993,1994 [15].
Para el cálculo del TS y WA se han medido y pesado las probetas y posteriormente se han sumergido en agua a 20 ± 1 ºC y pH 7 ± 1, donde se han mantenido durante 24 h. Trascurrido este tiempo se han vuelto a medir y pesar. Se ha utilizado una balanza HM-120

3. Resultados y discusión

3.1 DENSIDAD

Tabla 1: Análisis estadístico de la Densidad

Separación de medias por LSD al 95 %					Resumen estadísticos		
Serie	**Media**	**Contraste**	**Diferencia**	**+/- Límites**	**Mín.**	**Máx.**	**Rango**
1	1150.08				859,9	1295,27	435,37
2	1203.93	1-2	*-53,845	52,2728	1042,92	1277,15	234,23

Atendiendo a estos resultados, vemos que existen diferencias entre los dos procesos, arrojando mayores densidades el proceso húmedo que el seco. La diferencia de medias es pequeña aunque estadísticamente significativa. Los valores extremos de la densidad son mayores en el proceso seco que en el húmedo (entre 859 y 1295 para la serie 1 y entre 1043 y 1277 para la serie 2). El mayor rango de variación de la respuesta, para el mismo rango de Pp, tiene como implicación una mayor amplitud de densidades que podemos obtener. Es decir, con un proceso seco se puede conseguir un mayor abanico de densidades, lo que puede ser interesante desde el punto de vista industrial ya que, la producción, se puede adaptar mejor a las necesidades del cliente.

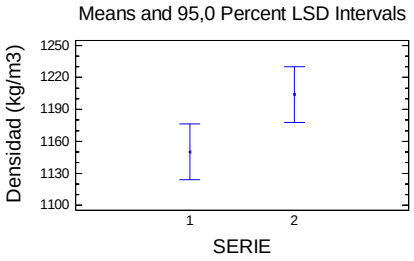


Figura 1: Series 1 y 2/ Densidad. Separación de medias por LSD al 95 %

3.2. MOE

Tabla 2: Análisis estadístico del MOE

Separación de medias por LSD al 95 %					Resumen estadísticos		
Serie	**Media**	**Contraste**	**Diferencia**	**+/- Límites**	**Mín.**	**Máx.**	**Rango**
1	6589,17				2239,0	9552,0	7313,0
2	6480,5	1-2	108,667	911,242	2955,0	7498,0	4543,0

El análisis estadístico deja claro que, para el rango de presiones aplicado, no existen diferencias significativas entre los MOE obtenidos en los dos procesos (con prensado en frío seco y con prensado en frío húmedo) y que, en ambos casos, estamos muy por encima de los requerimientos de la EN para tableros de uso estructural.

Sí se puede destacar que el rango de MOE obtenido es mayor para el prensado en frío seco y que se obtienen valores máximos mayores. Ambos aspectos son positivos, ya que nos puede facilitar la obtención de un valor objetivo de MOE (al tener un mayor rango de variación del MOE para la misma variación de Pp). Además los valores máximos obtenidos en el proceso seco son superiores en la Serie 1 que en la 2 (9552 Mpa frente a 7498 Mpa).

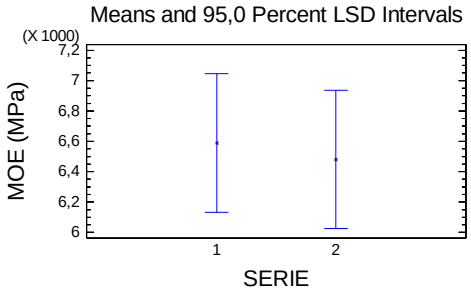


Figura 2: Series 1 y 2/ MOE. Separación de medias por LSD al 95 %

3.3. MOR

Tabla 3: Análisis estadístico del MOR

Separación de medias por LSD al 95 %					Resumen estadísticos		
Serie	**Media**	**Contraste**	**Diferencia**	**+/- Límites**	**Mín.**	**Máx.**	**Rango**
1	40,8711				11,16	53,3	42,14
2	37,7794	1-2	3,09167	5,86649	13,93	48,35	34,42

El MOR, al igual que el MOE, no presenta diferencias significativas entre las dos series; aunque los valores máximos obtenidos son ligeramente mejores en la serie 1 que en la 2 (53,3 Mpa frente a 48.35 Mpa respectivamente). También presenta un mayor rango de variación del MOR para la misma variación de la Pp aplicada.

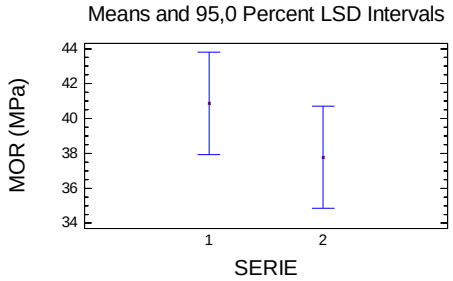


Figura 3: Series 1 y 2/ MOR. Separación de medias por LSD al 95 %

3.4. IB

Tabla 4: Análisis estadístico del IB

Separación de medias por LSD al 95 %					Resumen estadísticos		
Serie	**Media**	**Contraste**	**Diferencia**	**+/- Límites**	**Mín.**	**Máx.**	**Rango**
1	1,34778				0,83	2,16	1,33
2	1,13944	1-2	0,208333	0,277507	0,55	1,81	1,26

Aunque se aprecia un IB mayor en la serie 1 que en la 2, las diferencias no son estadísticamene significativas entre los dos procesos. Los valores máximos obtenidos para la serie 1 también son ligeramente superiores a los de la serie 2 (2,16 Mpa frente a 1,81 Mpa respectivamente). También se cumple que el rango de variación es mayor en la serie 1. En conjunto, el proceso seco de prensado en frío presenta cierta ventaja para el IB.

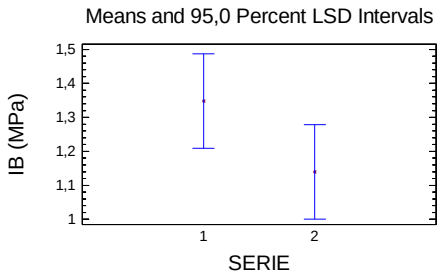


Figura 4: Series 1 y 2/ IB. Separación de medias por LSD al 95 %

3.5. TS

Tabla 5: Análisis estadístico del TS

Separación de medias por LSD al 95 %					Resumen estadísticos		
Serie	**Media**	**Contraste**	**Diferencia**	**+/- Límites**	**Mín.**	**Máx.**	**Rango**
1	11,3267				8,06	18,46	10,4
2	14,1272	1-2	*-2,80056	2,00568	10,26	22,5	12,24

El hinchamiento de los tableros prensados en seco tiene un valor inferior, estadísticamente significativo. Los valores extremos (mínimos) presentan diferencias: 8.06 % en la Serie 1 y 10,26 % para la serie 2. Por tanto, presentan mejores prestaciones los tableros realizados en seco (Serie 1), ya que nos interesan valores mínimos de TS. De todas formas, los valores de las dos series son muy inferiores a los establecidos como máximos para el TS en tableros de uso estructural (35 %).

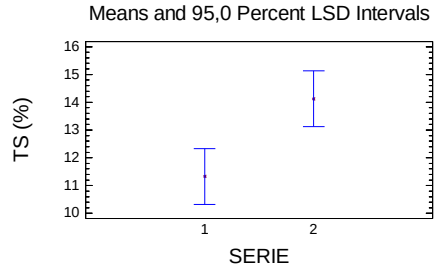


Figura 5: Series 1 y 2/ TS. Separación de medias por LSD al 95 %

3.6. WA

Tabla 6: Análisis estadístico del WA

Separación de medias por LSD al 95 %					Resumen estadísticos		
Serie	**Media**	**Contraste**	**Diferencia**	**+/- Límites**	**Mín.**	**Máx.**	**Rango**
1	20,3017				14,44	58,24	43,8
2	20,8083	1-2	0,506667	5,65282	13,95	44,09	30,14

Entre el proceso seco y húmedo, no existen diferencias estadísticamente significativas en cuanto a WA. En este caso, los valores mínimos son casi los mismos en las dos series (14.44 % para la serie 1 y 13.95 % para la serie 2). Al igual que en la mayor parte de las características, el rango de variación del WA es mayor para el prensado en frío seco (serie 1) que para el prensado en frío húmedo (serie 2).

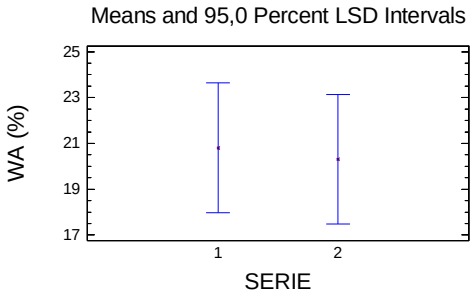


Figura 6: Series 1 y 2/ WA. Separación de medias por LSD al 95 %

3.7. Conclusiones

El proceso de prensado en frío húmedo permite la obtención de valores más elevados de densidad para los mismos valores de presión de prensado aplicados en la conformación del tablero. La variabilidad de las características físicas y mecánicas de los tableros es menor que en el prensado en frío seco.
El proceso de prensado en frio seco permite una mayor variación de las características físicas y mecánicas para la misma variación de las condiciones de prensado. A su vez pueden obtenerse con este proceso los mayores valores de IB, MOE y MOR y el mínimo de TS, dando los tableros de mayor calidad.
La elección de uno u otro proceso vendrà determinada por la facilidad de implantación industrial dado que se ha confirmado experimentalmente que ambos procesos de producción estudiados permiten la obtención de tableros que superan ampliamente los requerimientos de las normas EN para usos estructural.

3.8. Agradecimientos

A la Agència de Gestió d'Ajuts Universitaris i de Recerca (AGAUR), por el soporte financiero otorgado a través del programa de ayudas para potenciar los grupos de investigación de calidad.
A la Agencia Catalana del Agua (ACA) por su apoyo institucional y concesión de permisos para la obtención de Arundo donax L. en el T.M de Riudecanyes.

4. Referencias

[1] B. Meyer i C. Boehme, «Wood and its formaldehyde content,» *Holz als Roh- und Werkstoff, 53,* p. 135, 1995.

[2] B. Meyer i C. Boehme, «Formaldehyde emission from solid wood,» *Forest Products Journal, 47,* pp. 45-48, 1997.

[3] C. Mancera, F. Ferrando i J. Salvadó, «Cynara cardunculus as raw material for the production of binderless fiberboards: Optimization of pretreatment and pressing conditions,» *Journal of Wood Chemistry and Technology, 28(3),* pp. 207-226, 2008.

[4] N. Okuda i M. Sato , «Manufacture and mechanical properties of binderless boards from kenaf core,» *Journal of Wood Science, 50(1),* pp. 53-61, 2004.

[5] R. Boehm, «The Masonite process,» *Industrial and Engineering Chemistry, 22,* pp. 493-497, 1930.

[6] M. Anglés, F. Ferrando, X. Farriol i J. Salvadó, «Suitabillity of steam exploded residual sofwood for the production of binderless panels. Effect of the pre-treatment severity and lignin addition,» *Biomass & Bioenergy 21,* p. 211, 2001.

[7] C. Mancera, F. Ferrando i J. Salvadó, «The suitability of steam exploted Vitis vinifera and alkaline lignin for the manufacture of fiberboard,» *BioResources, 6(4),* pp. 4439-4453, 2011.

[8] H. Brownell, E. Yu i J. Saddler, «Steam- explosion pretreatment of wood: effect of chip size, acid, moisture content and pressure drop,» *Biotechnol. Bioeng.,28,* pp. 792-801, 1986.

[9] R. Overend i E. Chornet, «Fractionation of lignocellulosis by steam-aqueous pre-treatment,» *Phil. Trans. Royal Soc. London, A321,* pp. 523-536, 1987.

[10] J. A. Velásquez, F. Ferrando i J. Salvadó, «Binderless fiberboard from steam exploted miscanthus sinensis: The effect of a grinding process,» *Holz Als Roh-Und werkstoff, 60(4),* pp. 297-302, 2002b.

[11] EN 622-5: 2006, «Requisitos de los tableros de fibras fabricadas por proceso seco (MDF),» *AENOR* , 2007.

[12] EN 316:1999 , « Tableros de fibras. Definición, clasificación y símbolos,» *AENOR* , 2000.

[13] EN 310:1993, « Tableros derivados de la madera. Determinación del módulo de elasticidad en flexión y de la resistencia a la flexión,» *AENOR,* 1994.

[14] EN 317: 1993, « Tableros de partículas y tableros de fibras. Determinación de la hinchazón en espesor después de inmersión en agua.,» *AENOR ,* 1994.

[15] EN 319: 1993, « Tableros de partículas y tableros de fibras. Determinación de la resistencia a la tracción perpendicular a las caras del tablero,» *AENOR ,* 1994.

Utilización de materiales alternativos en los procesos de fundición de metales ferrosos y no ferrosos

R.P Sánchez Figueredo[1], A. B. García Domínguez[2], R. Pérez Rodríguez[3], F. H. Oviedo Fierro[4], Z. E. Navarro Leyva[5]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad de Holguín. "Oscar Lucero Moya" rigo@facing.uho.edu.cu*

[2]*Universidad de Camagüey "Ignacio Agramontés." asdrubal.garcia@reduc.edu.cu ,*

[3]*Centro de Estudios CAD CAM. Universidad de Holguín "Oscar Lucero Moya". roberto.perez@facing.uho.edu.cu*

[4]*Departamento de Materiales. Laboratorio de Fundición Escuela Politécnica Nacional "Rubén Orellana". fausto.oviedo@epn.edu.ec*

[5]*Universidad de Camagüey "Ignacio Agramontés". elayme.navarro@reduc.edu.cu,*

El Presente artículo versa sobre un sistema de cálculo basado en el Rendimiento Tecnológico General como regulador de los costos y precios de los fundidos de metales ferrosos y no ferrosos. Teniendo como novedad que "El Rendimiento Tecnológico General" nos permite hacer medibles la eficacia y la eficiencia, por separado de todos los factores que determinan el costo de la producción del fundido, como son la calidad de las materias primas y materiales auxiliares, combustibles, aditivos, etc. Además de las dependencias determinantes como la Pericia, habilidad, profesionalidad y disciplina del hombre y el factor de gestión de dirección que influye en estos elementos de costos que se reflejan en el precio de venta del producto terminado, lográndose determinar costos y precios competitivos.

1. Introducción

El método de producción de piezas fundidas en moldes de arena mantiene, sobre los demás, ventajas tan importantes como ser la forma más rápida y económica de obtener la cavidad del molde (en especial con el empleo de máquinas de moldear); obtener piezas de una calidad adecuada para la mayoría de los usos corrientes en construcción de maquinarias; ser el único método conocido hasta el momento para obtener piezas fundidas grandes y otras. La producción de piezas fundidas en moldes de arena del total elaborado en un país desarrollado aún es superior al 80-85% y a veces más [2].

La mezcla de moldeo utilizada por la industria metalúrgica cubana, es preparada tomando como base la miel final de la caña, las arcillas y arenas refractarias producidas por las Empresas Geomineras de Oriente, Centro y Occidente.

El redimensionamiento de la industria azucarera trajo como consecuencia el déficit de la miel final de la caña y el cierre de las fundiciones del MINAZ, SIME, etc. que tenían como mercado, la producción de piezas de repuesto para la industria azucarera, derivando paralelamente la disminución de los volúmenes de demanda de arenas y arcillas refractarias que implicaron la no factibilidad de producción de las mismas por parte de las Empresas Geomineras.

Produciéndose el paro de las fundiciones del país, con este trabajo se logró utilizar como sustituto de la miel final de la caña a el aceite quemado generado por los grupos electrógenos, que es un producto de desecho con un costo mínimo y un efecto muy positivo para el medio ambiente y la utilización de la arena y polvos de vidrio en calidad de arenas y polvos refractarios. Logrando una mezcla de moldeo más competitiva, sostenible y sustentable [2].

2. Desarrollo

Una mezcla de moldeo, en su forma más simple, es la unión de materiales capaces de producir un material de construcción con el cual se pueda laborar el molde, o sea, la cavidad en la que se ha de verter la aleación para obtener la pieza fundida. Los ingredientes básicos de la mezcla son:

1. La arena refractaria de moldeo o material básico de la mezcla.
2. La bentonita como arcilla refractaria.
3. Como aglutinante la melaza encargada de unir fuertemente los granos de la arena entre sí.
4. Agente activante de la aglutinación, que en la mayoría de las mezclas es el agua.

Evidentemente que para realizar estas funciones los materiales de moldeo deben de poseer una serie de propiedades y características como resistencia mecánica, plasticidad, refractariedad, fluidez, permeabilidad a los gases etc. Muchas de estas propiedades dependen, en mayor o menor grado de los ingredientes básicos de la mezcla y todas influyen de una forma u otra sobre la calidad del producto final. Por lo tanto, para el estudio de las mezclas de moldeo se parte del conocimiento de los materiales que forman dichas mezclas [3].

Tabla 1: Composicion de la mezcla de moldeo en verde utilizada en la FAH.

Designación	Componentes	Contenido %	Aplicación
Mezcla de Cara	Arena Sílice Utilizada.	89	Moldeo manual de piezas con paredes finas de hierro gris y aluminio para producciones artísticas.
	Bentonita.	6	
	Melaza.	4.2	
	Agua.	0.8	

Las propiedades de las mezclas de moldeo en verde deben corresponderse con:

- Humedad: (4,5 a 5,5) %
- Permeabilidad: Mayor de 70 U.
- Resistencia en verde: Mayor de 0,5 Kg. /cm2.

Partiendo que el vidrio se obtiene por la fusión de la arena y que las mezclas de moldeo obtienen su mayor eficiencia y rendimiento, luego de ser utilizadas en varias coladas es decir cuando se han quemado al entrar en contacto con el metal caliente. Trituramos los residuos de vidrios con molinos de martillo obteniendo una arena con una granulometría adecuada y con molinos de bolas obtuvimos un polvo de vidrio que sustituye la bentonita.

Para esta investigación aplicamos la mezcla de cara debido a la alta calidad que debe tener esta mezcla para lograr alta calidad superficial, pero es aplicable a todo tipo de mezcla de moldeo de fundidos de metales ferrosos y no ferrosos. En la tabla 2 incorporamos los resultados obtenidos.

Tabla 2: Composición de la mezcla alternativa.

Designación	Componentes	Contenido %	Aplicación
Mezcla de Cara	Arena de Vidrio.	88	Moldeo manual de piezas con paredes finas de hierro gris y aluminio para producciones artísticas.
	Polvo de vidrio	6	
	Aceite Usado	6	
	Agua.	0	

Obteniéndose las propiedades acorde a las normas que rigen estos procesos:

- Humedad: (4,5 a 5,5) %
- Permeabilidad: Mayor de 70 U.
- Resistencia en verde: Mayor de 0,5 Kg. /cm2.

Con esta tecnología eliminamos la utilización de agua porque el aceite quemado por ser más fluido que la melaza, realiza las funciones de la miel final y el agua,

Esta tecnología es más eficaz tecnológicamente debido a que durante el vertido el aceite usado se combustiona completamente permitiendo la salida de los gases, lo que disminuye la formación de poros y sopladuras en las piezas fundidas y aumenta el periodo de enfriamiento de los moldes lográndose

Una pieza más normalizada y producto que al tener los mismos índices de dilatación y contracción el polvo y la arena de vidrio, disminuye el rechazo por concepto de moldes rotos.

Valoración socioeconómica:

Por primera vez se establece en el País una tecnología con basamento científico adecuado a las condiciones de la industria cubana capaz de permitir la elaboración de mezclas de moldeo con las propiedades tecnológicas acorde a las normas que rigen este proceso.

La valoración económica se hace teniendo en cuenta los costos de producción antes y después de aplicada la innovación.

Ee = [(Ga – Gp) x e [Q

Dónde:

Ee-Efecto económico anual,

Ga-Costo de producción anterior. $ 2 051,64

Gp- Gasto de producción posterior, $ 1589,86

e-coeficiente normativa de efectividad = 0,15 (para la rama metalúrgica).

Q-Volumen de mezcla 140 ton.

Sustituyendo:

Ee = [($ 2 051,64– $ 1589,86) x 0,15 [140 ton.

Ee = ($ 461,78) x 0,15} 140 ton.

Ee = $ 64 470,20

Con la aplicación de esta tecnología se genera un ahorro $ 64 470,20.

La utilización de la arena de vidrio ha permitido llegar a índices de eficiencia competitivos que han favorecido la producción a escala industrial en el proceso de fundición de metales ferrosos y no ferrosos bajo las condiciones de la industria siderúrgica cubana actual, como lo son la disminución del costo de producción y precio del fundido.

Esto permitirá desarrollar de forma real los planes de utilización de mezcla alternativa de fundición, como por ejemplo: sustituyendo las mezclas convencionales de la EFAH, las piezas fundidas se obtienen más limpias, disminuyendo el tiempo de producción al necesitarse menos pasos tecnológicos y menos energía, lo que trae como consecuencia menores costos de producción.

Tomando como base comparativa el comportamiento del Rendimiento Tecnológico General (RTG) con la utilización de la mezcla alternativa y los resultados obtenidos en los laboratorios de ensayos de mezclas, nos permite hacer medibles la eficacia y la eficiencia por separado de los factores que determinan el costo de la producción, la productividad y competitividad del producto a través del proceso de fundición como son el Rendimiento Metálico (Rm), Índice de Rechazo (Ir) y la Pérdida Metálica (Pm) los cuales se incorporan a la Tabla 3.

Tabla 3: Comparación de los factores que influyen en el RTG antes y después de la utilización de mezcla alternativa.

No	Parámetros	Tipos de Arenas		Eficiencia	
		Cromitas	Mezcla Alternativa	Unidades	%
1	Rendimiento Metálico (%)	85	85	-	-
2	Índice de Rechazo (%)	3	3	-	-
3	Perdida Metálica (%)	5.8	5.8	-	-
4	Rendimiento Tecnológico Genera l (%)	77,67	77,67	-	-
5	Productividad (Kg. /C.)	850	850	-	-
6	Costo ($/Ton)	1997,88	1589,86	408,02	20,43
7	Precio ($/Ton)	2200,60	1732,59	468,01	21,30

El comportamiento del rendimiento metálico o la relación entre el metal neto y el metal bruto medido en por ciento es de 85%, el índice de rechazo de las piezas modificadas se mantiene en 3 y la Pérdida Metálica hasta 5.8%, obteniéndose un Rendimiento Tecnológico General de 77.67 %, que unido a una productividad de 850 Kg de metal ,disminuyendo el costo de producción hasta 1589,86 ($/Ton) y comercializado al precio de 1732,59 ($/Ton), esta variación positiva del Rendimiento Tecnológico General genera ganancias económicas y disminuye los costos de producción de fundidos que posibilitan su producción a escala industrial por el proceso de fundición de una forma competitiva, sostenible y sustentable.

Aumenta la factibilidad de producción en 20,30 %.

Aumenta la competitividad en 21,30 %.

3. Conclusiones.

A partir de los resultados obtenidos se arriba a las siguientes conclusiones:

Con la aplicación de este trabajo se establece una tecnología capaz de influir positivamente en el medioambiente dándole utilización al aceite quemado generado por los grupos electrógenos, y las 17 000 toneladas de fragmentos de vidrios acumuladas en las Bases de la UERMP, logrando sustituir la miel final y emplear el polvo y arena obtenida de los desechos de vidrios en la elaboración de las mezclas de moldeo de metales ferrosos y no ferrosos.

Aumenta la factibilidad de producción en 20,30 %.

Aumenta la competitividad en 21,30 %.

El impacto medioambiental radica en dar utilización a residuos de difícil evacuación y biodegradación, lo que constituía un problema para el medioambiente en Cuba.

La metodología expuesta permite el aumento de la competitividad y sustentabilidad, así como la disminución de los costos de producción para la obtención de fundidos de hierro y acero por el proceso de fundición, para las condiciones cubanas.

El desarrollo de la metodología manual, no permite el establecimiento de una línea de producción a escala industrial en el proceso de fundición de metales ferrosos y no ferrosos por el costo elevado del proceso, en las condiciones de la EFAH. El desarrollo de la metodología manual, no permite el establecimiento de una línea de producción a escala industrial en el proceso de fundición de metales ferrosos y no ferrosos por el costo elevado del proceso, en las condiciones de la EFAH.

La utilización de arena de vidrio facilita la producción a escala industrial de fundidos de hierro y acero a través del proceso de fundición al disminuir los costos de producción asociados a un nivel competitivo.

4. Recomendaciones

A partir de los resultados obtenidos, se arriba a las siguientes recomendaciones:

Realizar estudios e investigaciones aún más profundas acerca de la utilización de arenas alternativas para la manufactura de moldes en piezas fundidas de metales ferrosos y no ferrosos que permitan la explotación de estas y la integración directa a la producción.

Generalizar esta metodología en el resto de las fundiciones del país, con el objetivo de acometer a escala industrial, la producción de fundidos con mezclas alternativas, como sustituto de las mezclas convencionales en la producción de productos fundidos.

5. Referencias

[1] R.P. Sánchez Figueredo. Ahorro de portadores energéticos en la obtención de fundidos no ferrosos bajo las condiciones específicas de la industria metalúrgica cubana. Memorias del 6to. Taller Internacional de Energía y Medio Ambiente. 2010 CD – ROOM-ISBN: 978- 959- 257- 231- 7.

[2] R.P. Sánchez Figueredo. Tecnología de impacto medioambiental en procesos de fundición de metales. CD – ROOM-ISBN: 1607-6281. 2012. UPADI 2012. XXXIII. Convención Panamericana de Ingenierías. VI Conferencia Internacional de las Ingenierías Mecánicas, Eléctricas e Industrial. “Tecnología para la obtención de fundidos de cuproaleaciones sanos de poros y sopladuras”. Editorial Obras. CD-ROOM-ISBN 978-959-247-094-1

[3] Navas E. Tecnología de fundición de metales ferrosos y no ferrosos. 2015.

Estudio mediante CFD de la influencia de parámetros característicos en la eficiencia de la etapa de preenfriamiento en aerorefrigeradores

J. López-Núñez[1], A.S. Káiser[1], B. Zamora[1], A, Viedma[1], M. Lucas[2], J. Ruíz[2], P. Martínez[2], P.J. Martínez[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Térmica y de Fluidos. Universidad Politécnica de Cartagena. blas.zamora@upct.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández, Elche. mlucas@umh.es*

Los paneles de enfriamiento adiabático son ampliamente usados como paso previo a los sistemas de enfriamiento debido a que incrementan la eficiencia global de dicho sistema. El presente estudio está enfocado en el análisis, tanto numérico como experimental, de estos rellenos al variar su compacidad y su longitud. El principal objetivo de este trabajo es el desarrollo y la validación experimental de un modelo numérico de panel adiabático; para ello se han realizado numerosas simulaciones mediante el modelo de fase discreta (DPM) del software ANSYS Fluent. En estas simulaciones se puede observar la interacción entre las gotas de agua y la corriente de aire, siendo la segunda enfriada antes de su llegada al aero-refrigerador. Los resultados de este estudio muestran cómo afecta a la corriente de aire del problema, las variaciones de la compacidad del relleno y de su longitud.

1. Introducción

El consumo energético derivado de la climatización representa el 50% del consumo total en Europa [1]. Además, a causa del cambio climático, los inviernos son cada vez más fríos, y los veranos, cada vez más calurosos, lo que supondrá mayores necesidades de climatización en el futuro próximo. El presente estudio es una consecuencia de este problema, de modo que se busca la mejora de la eficiencia energética de los equipos para reducir el consumo eléctrico [2] y [3].

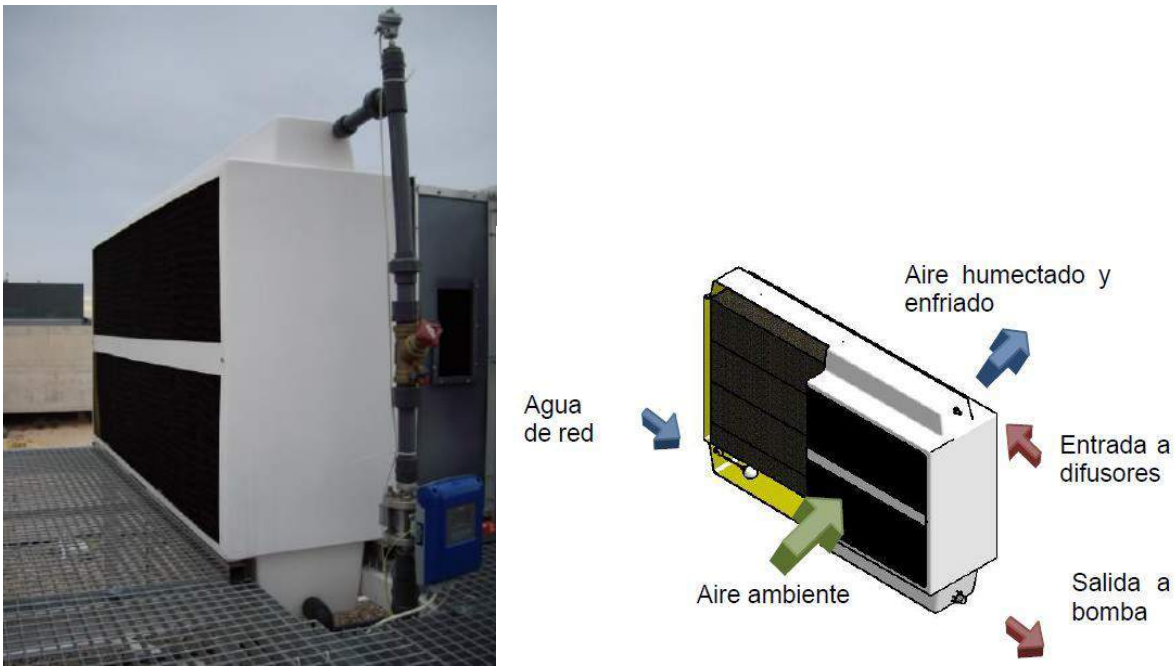
El empleo de agua pulverizada y el enfriamiento evaporativo son frecuentemente empleados debido a su eficiencia y respeto medioambiental. En el caso en estudio, un flujo de agua es pulverizado sobre diversos tipos de relleno plástico, de tal manera que este relleno se empapa mientras una corriente de aire lo atraviesa. Esta corriente de aire evapora una pequeña parte del agua, lo que conlleva un enfriamiento y humectación del aire. Este sistema se encuentra en la primera etapa de un conjunto formado por el propio panel evaporativo y un posterior aero-refrigerador (véase la Figura 1a).

El aero-refrigerador es el principal elemento de este sistema; su objetivo es el de enfriar un flujo de agua proveniente de una máquina frigorífica. Se trata de un aero-refrigerador seco en el cual, una corriente de aire es forzada a través de un conjunto de tubos aleteados por los que circula el agua. Por otro lado, la instalación, aguas arriba, del panel evaporativo garantiza una mejora en la eficiencia global del proceso, esto es debido al pre-enfriamiento del aire, consiguiendo una mayor capacidad de enfriamiento posterior sin añadir ningún consumo energético importante.

Estudios previos sobre esta misma instalación han analizado experimentalmente el enfriamiento del aire que conlleva el panel evaporativo, estableciendo, sobre una comparación de tres tipos de relleno, un valor óptimo de compacidad de relleno y longitud del mismo [2]. También se han realizado estudios analíticos sobre paneles de enfriamiento evaporativo [4] y [5], en los que se establecen modelos semi-empíricos para la caracterización del intercambio de calor y de los flujos de aire y agua; con estos métodos somos capaces de calcular la eficiencia de enfriamiento del relleno y el descenso de temperatura a partir del NTU (Number of Transfer Units), que depende del tipo de relleno y de las condiciones del aire. Por otra parte, en [6] se realizó una revisión sobre paneles evaporativos en la que se analizan diferentes tipos de rellenos y modelos matemáticos, además de introducir algunos criterios de selección como es el parámetro 'Benefit Efficiency'.

El presente estudio está enfocado en la modelización y simulación, mediante Mecánica de Fluidos Computacional, del panel evaporativo. La complejidad de la geometría hace impensable la simulación de todo el bloque de relleno, por lo tanto, se toma una pequeña parte representativa del mismo. Al ser un problema

estacionario, y debido a la repetitividad del relleno, es asumible extrapolar los resultados de la porción al total del dominio.



a) b)

Figura 1: a) Instalación experimental del panel evaporativo. b) Esquema básico de funcionamiento.

En un primer momento, se intentó modelar exactamente la forma de dicho relleno, lo que resultó en un coste computacional demasiado grande para obtener resultados imprecisos debido a la mala calidad de la malla. Como consecuencia se optó por la simplificación de la geometría del problema, para ello se realizaron simulaciones con distintos tipos de geometría, conservando siempre el valor de compacidad del relleno, hasta encontrar una geometría óptima, teniendo en cuenta la interacción de las gotas de agua con el relleno, la caída de presión generada por el mismo, el enfriamiento del aire y la eficiencia de enfriamiento del panel.

A lo largo de los siguientes puntos se llevará a cabo la descripción de la instalación experimental, de los diferentes ensayos experimentales, los modelos analíticos y computacionales, para finalizar con la presentación de los resultados sobre la validación experimental del modelo numérico y conclusiones sobre estos resultados.

2. Instalación experimental

El prototipo, diseñado y desarrollado en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía de la Universidad Miguel Hernández, consiste en un aero-refrigerador con pre-enfriamiento adiabático (Figura 1a). Un esquema básico de funcionamiento se muestra en la Figura 1b. En primer lugar, nos encontramos con el panel evaporativo, encargado del pre-enfriamiento. Este elemento es en el que se centra el presente estudio. Su objetivo es el de enfriar el aire mediante la interacción de esta corriente con las gotas de agua que se inyectan desde la parte superior en forma de spray. El relleno interior, en forma de malla plástica, tiene como meta aumentar el tiempo de contacto entre aire y agua, además de aumentar también la superficie de intercambio de calor, de manera que se incrementa el descenso de temperatura de la corriente de aire. Por otra parte, el relleno sirve también como separador de gotas, evitando que gotas grandes de agua se incorporen a la corriente de aire y pasen a la etapa del aero-refrigerador, lo que puede conllevar un perjuicio medioambiental.

Las gotas de agua se inyectan a través de una serie de aspersores situados en la parte superior de la estructura y, tras el paso por el relleno, se recogen en un depósito situado en la parte inferior y conectado a una bomba que recircula el agua, con un pequeño aporte adicional exterior, de tal manera que el caudal de agua se mantenga constante durante los ensayos.

El panel evaporativo tiene un área frontal de 1000 x 2000 mm, mientras que la longitud varía entre 80, 160 y 250 mm al ser una de las variables de estudio. Otra de las variables a estudiar relativas al panel es su compacidad, para ello se emplean tres tipos de panel, con compacidades de 117,2, 140,6 y 234,4 m^2/m^3.

A la hora de realizar las mediciones necesarias para la caracterización del sistema, la instalación experimental cuenta con sensores para determinar temperatura antes y después del panel, caudal de agua, velocidad de aire y humedad relativa del aire a la entrada. La Tabla 1 recoge los datos de los diferentes sensores empleados en los ensayos:

Tabla 1: Características de la instrumentación utilizada en la instalación experimental.

Variable a medir	Marca	Sensor	Rango de medida	Precisión	Tipo de Salida
Temp. del aire	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	-20 °C a 80°C	±0.3 °C	4 – 20 mA
Humedad del aire	E+E (EE20-FT6B51)	Sonda Capacitiva	0% a 100%	±2%	4 – 20 mA
Velocidad de aire	Testo (0635 9449)	Anemómetro de molinete	0.5 a 20 m/s	0.1 m/s ±1.5% lectura	5 – 10 mV
Caudal panel adiabático	Krohne (Optiflux 1100)	Caudalímetro electromagnético	0.5 a 21 m^3/h	±0.3%	5 – 10 mV

3. Modelo matemático

El modelo desarrollado por Wu et al. [5], permite calcular la eficiencia energética y la temperatura de salida del aire para un panel dado, teniendo que hallar, experimentalmente, el valor de dos parámetros que intervienen en el cálculo de la eficiencia energética y que dependen del tipo de relleno, de su geometría y de las variables de los flujos de aire y agua. Por otra parte, Liao y Chiu [4] desarrolló otro modelo similar al de Wu et al. [5], que también consistía en el empleo de los dos parámetros experimentales; sin embargo, este último método es algo menos preciso, ya que los parámetros sólo son función de las características del relleno, y no de los flujos [7].

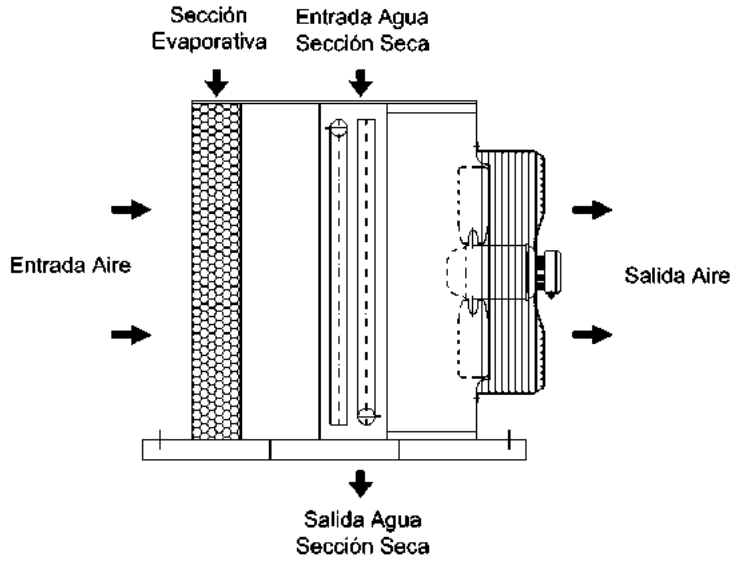


Figura 2: Diagrama esquemático de un acondicionador evaporativo con agua reciclada.

Considérese el esquema de la Figura 2. Planteando la ecuación de conservación de la energía, el calor cedido por convección del agua al aire debe igualarse con el calor latente que absorbe el agua al evaporarse

$$h_C A_V dV(T - T_w) = h_D A_V dV(W_{s,w} - W) h_{fg,w}, \quad (1)$$

donde donde h_C es el coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m^2 K); A_V es la superficie de intercambio por unidad de volumen de la torre (m^2/m^3); V es el volumen contacto (m^3); T es la temperatura seca del aire (K) y T_w es la temperatura del agua (K); h_D es el coeficiente de transferencia de masa (kg/s m^2); W la humedad específica del aire húmedo (kg_w/kg_a); $W_{s,w}$ es la humedad específica del aire húmedo saturado a T_w (kg_w/kg_a) y $h_{fg,w}$, la entalpía de cambio de fase del agua ($h_{fg,w} = h_{g,w} - h_{f,w}$) (J/$kg_w$). Si se define el número de unidades de transferencia (NTU) como:

$$NTU = \frac{h_D A_V dV}{\dot{m}_a}, \quad (2)$$

y la eficiencia de enfriamiento del panel evaporativo como

$$\eta_w = \frac{W_2 - W_1}{W_S^* - W_1}, \tag{3}$$

se llega a la conclusión de que la eficiencia de enfriamiento se puede expresar por

$$\eta_w = 1 - e^{-NTU}, \tag{4}$$

y asumiendo el calor específico c_{pa} constante, se define la eficiencia como:

$$\eta_w = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{bh}}, \tag{5}$$

siendo T_{bh} la temperatura de bulbo húmedo. Finalmente, puede verse en la referencia de Wu et al. [5] que se llega a la expresión de la eficiencia energética en función de los parámetros experimentales α y β:

$$\eta_w = 1 - e^{\frac{-\beta\delta}{V^\alpha}}. \tag{6}$$

Una vez que la eficiencia de enfriamiento se ha calculado, se puede determinar la temperatura del aire a la salida del panel mediante la ecuación (5).

4. Modelo numérico

4.1. Dominio computacional y mallado

Se llevaron a cabo tres diferentes tipos de dominio computacional: en primer lugar, se optó por obtener la mejor representación geométrica de la malla, con una geometría igual a la real (Figura 3), el segundo tipo consistía en no reproducir la geometría, sino sólo el valor de porosidad y resistencia viscosa del relleno, introduciendo estos valores en el relleno poroso de Fluent; y como tercer tipo de geometría se empleó un modelo simplificado de la geometría real. Tanto el modelo real, como el simplificado consisten en la reducción del dominio completo hasta un dominio prismático de medidas 50 x 50 x ξ (mm), donde ξ es la longitud del panel.

El modelo real, como puede verse en la Figura 3, acarrea una gran complejidad, lo cual resulta muy problemático a la hora de mallarlo apropiadamente. El gran número de elementos necesario para que el problema converja a una solución conlleva un coste computacional excesivo, aún con la reducción del dominio computacional.

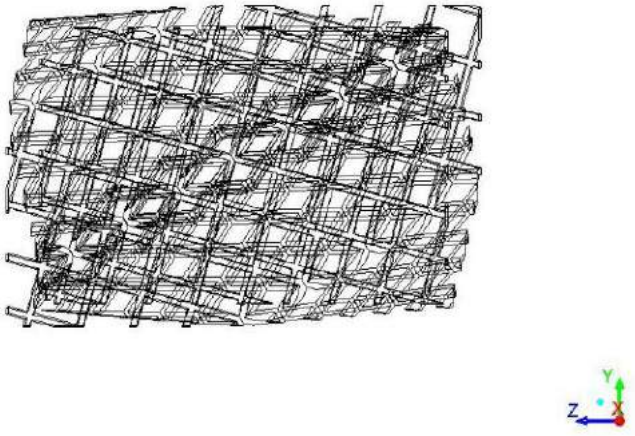


Figura 3: Modelo de la geometría real del relleno.

Por este motivo se consideró realizar las simulaciones sólo con el relleno poroso de Fluent, este modelo consigue reproducir el salto de presión entre la entrada y la salida del panel, además de permitir simular todo el dominio del problema y de mallarlo sin ningún problema y sin un gran coste computacional. Para reproducir el valor de resistencia viscosa del relleno, se llevaron a cabo diferentes simulaciones hasta igualar el valor de caída de presión, lo cual se daba para una resistencia viscosa de $3{,}77 \times 10^6$ m^{-2}. Sin embargo, este tipo de relleno tiene la desventaja de no interactuar con las gotas de agua que se inyectan por la parte superior, provocando que todas las gotas sean arrastradas por la corriente de aire hasta el aero-refrigerador situado aguas abajo del panel evaporativo (Figura 4).

Finalmente se realizó una simplificación de la geometría, consistente en secciones de tubos paralelos y perpendiculares (Figura 5) emplazados en el dominio de tal forma que se conservara el valor de compacidad del tipo de relleno en cuestión. Con este tipo de geometría se permite tanto reproducir la caída de presión, como la interacción entre aire y gotas de agua. Además, esta geometría permite el mallado con hexaedros alrededor de los tubos, lo que reduce considerablemente el número de elementos necesarios.

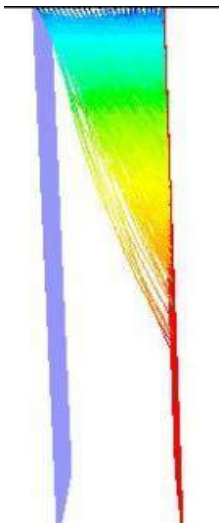
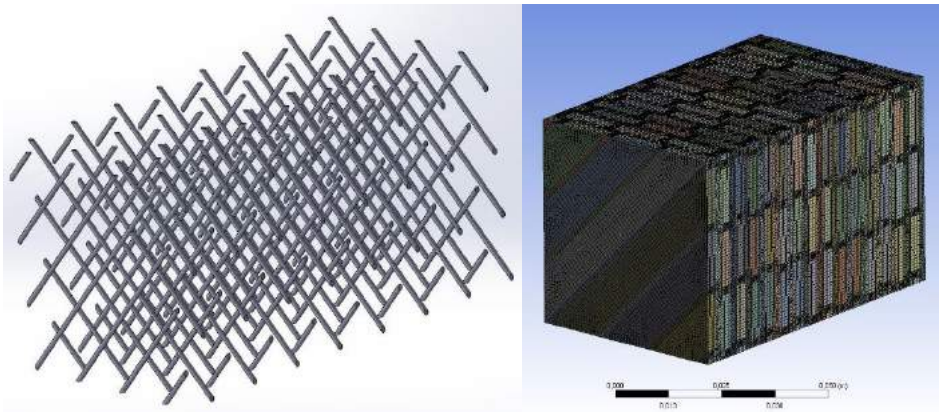


Figura 4: Gotas escapando del dominio de la simulación por la falta de interacción con tubos.



(a) (b)

Figura 5: (a) Modelo de la geometría simplificada. (b) Malla empleada en el problema.

4.2. Características del modelo numérico

En este apartado se describen las opciones seleccionadas para llevar a cabo las simulaciones numéricas. En primer lugar, se realizaron simulaciones para validar la caída de presión en el relleno: en estas simulaciones se simulaba sólo el flujo de aire mediante el modelo de turbulencia 'standard k-ξ'. Una vez validado el flujo de aire se procedió a simular la inyección de agua y el intercambio de calor entre agua y aire. En estas nuevas simulaciones se activó la ecuación de energía, así como el modelo de transporte de especies y el modelo DPM ('Discrete Phase Modelling') para evaluar la fase discreta [8].

En las simulaciones se inyectan las gotas de agua desde la parte superior del dominio de manera similar a la inyección real en la instalación experimental. Estas gotas de agua interactúan con los tubos y con la fase continua, lo que lleva al enfriamiento y humidificación del aire.

4.3. Condiciones de contorno

Para la entrada de aire se empleó la condición de contorno 'velocity inlet' en la sección de entrada del dominio, esta opción permite fijar la temperatura del aire y la humedad. La condición de contorno 'wall' se emplea tanto en los tubos -con la opción de 'wall film' para la fase discreta- como en las secciones superior e inferior del

dominio -con la opción 'escape' para la fase discreta'. En las paredes laterales del dominio se emplea la condición de simetría; y por último se fija la condición de 'outflow' para la salida.

La condición 'wall' en los tubos nos permitió fijar la temperatura, así como establecer una humedad relativa del 100% alrededor de los mismos, de esta manera se simuló el hecho de que los tubos permanecen mojados durante el ensayo.

5. Resultados y validación del modelo

Se simularon numerosos casos para determinar la validez del modelo numérico y caracterizar el comportamiento del panel evaporativo. En estos casos variaba la velocidad de aire en la entrada, la longitud de relleno y su compacidad para determinar la influencia de cada variable sobre la eficiencia de enfriamiento.

En primer lugar, para la validación de la caída de presión, se simularon tres tipos de relleno: R1, R2 y R3, con compacidades de 117,2, 140,6 y 234,4 m^2/m^3 respectivamente, con longitudes de 80, 160 y 250 mm y para las velocidades de aire dadas a partir de los ensayos experimentales. En la Figura 6 se recogen algunos ejemplos de los resultados obtenidos, se muestran las curvas de variación de presión frente a la velocidad de aire a la entrada, para diferentes rellenos.

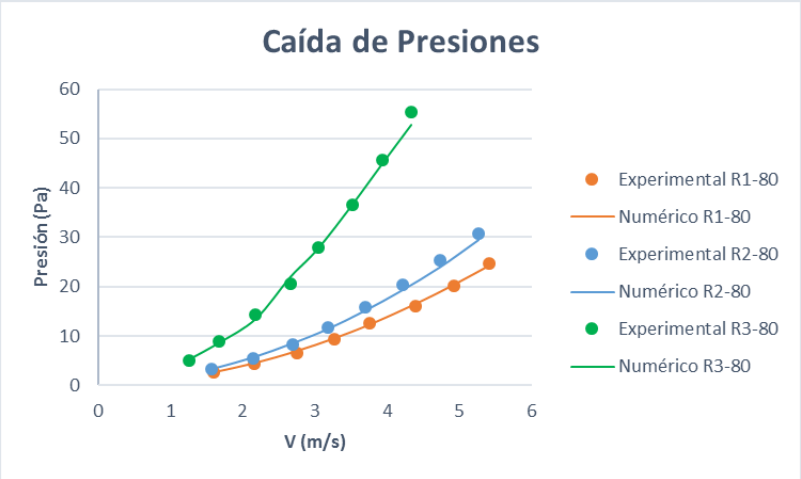
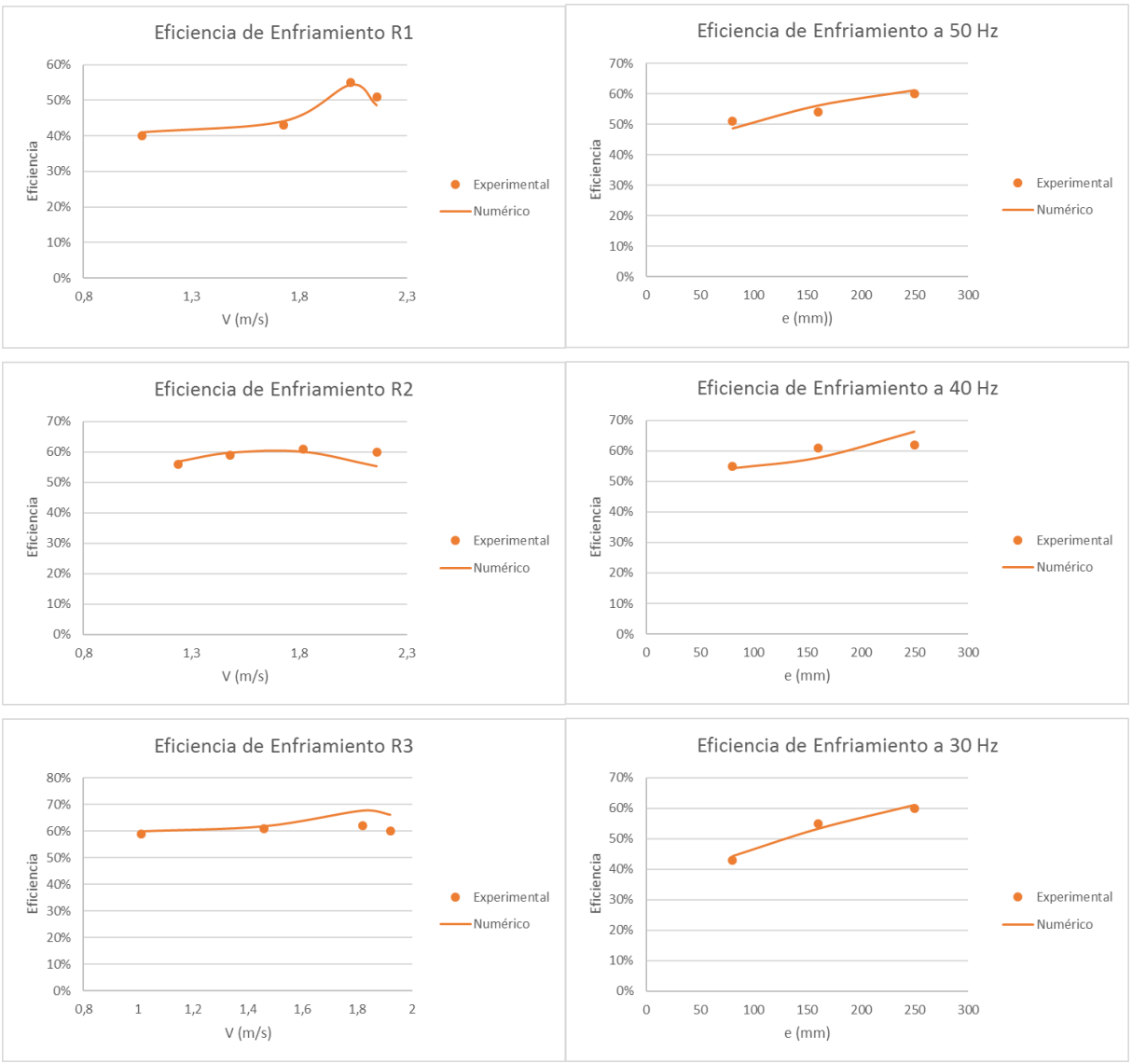


Figura 6: Evolución de la caída de presión en cada tipo de relleno frente a la velocidad de aire en la entrada.

Por otra parte, se simularon los casos ya realizados experimentalmente con el fin de validar también el descenso de temperatura del aire y la eficiencia de enfriamiento del panel. Todos estos casos numéricos se resolvieron sobre la geometría simplificada para evitar el problema del coste computacional creado con la geometría real. Con los resultados obtenidos de estas simulaciones para temperatura de aire a la salida, se calcula la eficiencia energética del panel mediante la ecuación (5), dado que son conocidas tanto la temperatura de entrada del aire, como la temperatura de bulbo húmedo. Se realiza entonces la comparación de la eficiencia de enfriamiento entre los casos experimentales y numéricos, que se muestra en las gráficas de la Figura 7.

El modelo numérico muestra un buen comportamiento, tanto en las tendencias como en los valores de eficiencia, con un error medio menor del 8 %. Si nos fijamos en las tendencias (Figura 7a), se observa que la eficiencia crece con la velocidad de aire hasta alcanzar un máximo, desde el que empieza a decrecer. Este óptimo se explica con el balance entre la transferencia de calor por convección y el tiempo de residencia del aire en el panel, es decir, una mayor velocidad de aire implica un mayor enfriamiento del aire debido a la convección, sin embargo, se reduce el tiempo de contacto entre el aire y el agua, lo que finalmente provoca un descenso del enfriamiento. Además, altas velocidades de aire pueden ocasionar el desprendimiento de gotas, un fenómeno indeseable en este tipo de instalación.

La Figura 7b muestra la evolución de la eficiencia de enfriamiento frente a la longitud del relleno. Como puede observarse en las mismas, la eficiencia crece con la longitud, hasta alcanzar el límite de enfriamiento establecido por la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada. Sin embargo, una mayor longitud del relleno también causa una mayor pérdida de presión, lo que conlleva un mayor consumo del ventilador. Sanchís [9] determinó en su trabajo un valor óptimo de longitud de relleno para optimizar el rendimiento global del sistema completo, incluyendo el aero-refrigerador situado aguas abajo del panel evaporativo.



(a) (b)

Figura 7: (a) Gráficas de eficiencia de enfriamiento frente a velocidad de aire. (b) Eficiencia de enfriamiento frente a longitud del relleno.

6. Conclusiones

En el presente trabajo se desarrolló un modelo numérico de panel evaporativo y, posteriormente, se validó dicho modelo mediante datos experimentales previamente obtenidos. Las variables consideradas en el problema fueron: la velocidad de entrada de aire al panel, la compacidad del relleno y la longitud del mismo; realizando ensayos experimentales y numéricos para tres tipos de relleno, tres longitudes y cuatro velocidades de aire.

El modelo fue apropiadamente validado en cuanto a la caída de presión provocada por el relleno, representada en la gráfica de la Figura 6. En esta gráfica se observa como la caída de presión aumenta al subir la velocidad de aire y también al subir la compacidad del relleno.

Por otra parte, se validaron también los datos de eficiencia de enfriamiento (Figura 7), observándose un crecimiento de la eficiencia con la longitud del relleno, y también con la velocidad de aire, en este caso hasta alcanzar un máximo cuando el tiempo de residencia del aire se compensa con el intercambio de calor por convección.

El modelo numérico simplificado del panel ha mostrado ser de gran utilidad al dar la posibilidad de resolver numerosos casos de un problema complejo como es el de la interacción de una corriente de aire con una ducha de gotas de agua, lo cual no se podría conseguir debido al enorme coste computacional de representar la

compleja geometría real del panel evaporativo. Este tipo de modelos simplificados pueden ser útiles a la hora de optimizar un sistema, que incluya un relleno evaporativo, sin tener que hacer complejas pruebas experimentales, probando numerosas configuraciones hasta determinar las condiciones de salida óptimas según el problema planteado.

Una posible desventaja del modelo es el tamaño del dominio, que puede plantearse pequeño frente al dominio completo del problema. Sin embargo, los resultados de la validación de la eficiencia de enfriamiento, con un error medio de un 8 %, muestran que el modelo representa de manera apropiada el problema en cuestión.

7. Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo financiero recibido por parte del Gobierno Español, a través del Proyecto ENE2013-48696-C2-1-R y C2-2-R, así como por el FEDER (Fondo Europeo de Desarrollo Regional).

8. Referencias

[1] Comisión Europea. An EU strategy on Heating and Cooling. (2016).

[2] M. Lucas, P. J. Martínez, J. Ruiz, A. S. Káiser, A. Viedma, B. Zamora. The Dry and Adiabatic Fluid Cooler as an Alternative to Cooling Towers: An Experimental View, Cooling tower and air-cooled heat exchanger, Pekín, China, (2011).

[3] M. D. Pugh. Benefits of Water-Cooled Systems vs Air-Cooled Systems for Air-Conditioning Applications, ASHRAE Expo, Orlando, EEUU, (2005).

[4] C. Liao, K. Chiu. Wind Tunnel Modelling the System Performance of Alternative Evaporative Cooling Pads in Taiwan Region, Building and Environment, 37, (2002), 177-187.

[5] J. M. Wu, X. Huang, H. Zhang. Theoretical Analysis on Heat and Mass Transfer in a Direct Evaporative Cooler, Applied Thermal Engineering, 29, (2009), 980-984.

[6] S. He, Z. Guan, H. Gurgenci, I. Jahn, Y. Lu. Influence of Ambient Conditions and Water Flow on the Performance of Pre-Cooled Natural Draft Dry Cooling Towers, Applied Thermal Engineering, 66, (2004), 621-631.

[7] A. Igual. Optimización Experimental del Comportamiento Térmico de un Aero-Refrigerador con Pre-Enfriamiento Adiabático con diferentes Espesores de Relleno Evaporativo, Trabajo Fin de Grado, UMH, Elche, (2014).

[8] ANSYS Fluent. Fluent 15 Theory Guide, (2014).

[9] J. Sanchís. Diseño y Construcción de un Prototipo de Sistema de Climatización Doméstico con un Condensador Híbrido Empleando un Pre-Enfriamiento Adiabático, Trabajo Fin de Grado, UMH, Elche, (2015).

Diseño y Construcción de una unidad de biodigestión experimental para aplicaciones en bioenergía

E. Delgado Plaza, J. Peralta Jaramillo , A. Cabrera Salame , G. Durazno Palacio.

[1]*Centro de Desarrollo Tecnologico Sustentable CDTS, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción. Escuela Superior Politecnica del Litoral ESPOL. eadelgad@espol.edu.ec*

El articulo plantea el diseño de un biodigestor de operación tipo batch con un agitado anaeróbico que opere bajo condiciones de régimen termofílico para producción de biogás, con fines experimentales en laboratorio.Para alcanzar este objetivo fue necesario evaluar varias alternativas de diseños, determinar los parámetros principales de la biomasa, realizar un análisis a través de modelado teórico y empleando Modelamiento a través de programas de mecánica de fluidos computacionales CFDs. Adicionalmente, se determinó la diferencia de la estimación del modelo simulado y el experimental, además del análisis de costo del modelo diseñado. Durante el proceso construccional se realizaron pruebas como ensayos no destructivos e hidrostática con la finalidad de verificar su hermeticidad.. Para poder alcanzar el régimen térmico de operación del biodigestor fue necesario la adecuación de un sistema de calentamiento complementario en forma de serpentín y la construcción e implementación de un conjunto agitador que permita homogenizar la mezcla de agua y biomasa . Durante la simulación del sistema térmico se logra alcanzar una temperatura media de 48°C en el interior del tanque , cuyo valor se encuentra dentro del régimen termofílico. Por otra parte, se estimo un Bias de 6°C en relación a los cálculos teóricos y simulados.

1. Introducción.

En la actualidad el incremento de la población a nivel mundial, ha generado un aumento progresivo de los desechos urbanos, agrícolas, ganaderos e industriales, por motivo que se busca mejorar el bienestar a nivel general de una comunidad, para ello es necesario aumentar la producción de alimentos, adecuación de vivienda, entre otros factores involucrados. Por este motivo , se busca alternativas de solución en el contexto de energía limpia con la finalidad de aprovechar la biomasa en forma de residuos agrícolas, ganaderos, residuos orgánicos que sirven para la generación de calor y electricidad.

El aprovechamiento de la biomasa como fuente energética en comparación con otras fuentes de energía renovables en ciertas zonas geográfica del Ecuador puede ser considerada como una opción económicamente viable y sostenible para contrarrestar la denominada “pobreza energética”, derivada a la falta de vectores energéticos como los son electricidad, gas combustible, entre otros.

A partir de la premisa anterior, se realiza el diseño y construcción de una unidad de biodigestión de operación tipo Batch y el diseño de los equipos complementarios para la obtención de biogás, el cual será almacenado y posteriormente empleado en aplicaciones térmicas. Por otro lado , se pretende abaratar los costos de materiales de construccion , para ello se utilizaran materiales reutilizados.

1.1. Biodigestores

Un biorreactor es un contenedor biológico que proporciona un medio ambiente interno controlado, el cual garantiza el crecimiento y desarrollo de microorganismos que realizan funciones metabólicas. Por consiguinete , se debe mantener un nivel optimo de presión, temperatura, acidez y oxígeno, para convertir la materia prima en un producto específico. [1]

Para ello , se debe llevar a cabo un proceso de digestión anaerobica , siendo un proceso biologico que se produce cuando la materia orgánica se descompone por ciertos grupos de microorganismos en ausencia de oxígeno. Los organismos al degradar la materia organica a traves del proceso oxido reducción , el biogas o biometano es liberado (CH_4, CO_2 , N_2, H_2S, H_2, H_2O) y capturado en contenedores o utilizado directamente. Otro de los compuestos utilizados es el subproducto conocido como, biol, siendo de bajo olor y rico en nutrientes como son; nitrógeno y el potasio. [2]

Existen dos tipos procesos básicos de digestión anaerobia, que tienen lugar en diferentes rangos de temperatura de trabajo:

Tabla 1: Procesos de digestión anaerobica

Proceso	Temperatura de trabajo	Comentarios
Mesofilica	20 - 45 °C	Tiempo de generación de biogas entre uno o dos meses. Requiere saneamiento adicional. Baja producción de gas. Menor eficiencia en el proceso. La temperatura es variante durante el proceso.
Termofilica	45 -60 °C	Tiempo de generación de biogas en un mes. Genera un aumento en la producción del gas. Mayor eficiencia en el proceso. Mantiene una temperatura estable.

Entre los difrentes tipos de biodigestores o bioreactores, se pueden clasificar según su forma , tipo de operación (agitación) o por su forma de alimentación .

Tabla 2: Clasificación por tipo de alimentación.

Tipo	Comentarios
Continuo	La alimentacion del biodigestor es continua para que la producción del gas sea uniforme. Util para grandes volumenes de producción. Diseñado especificamente para un solo producto.
Semi continuo	La alimentacion del biodigestor se ingresa por intervalo , que dependerá de la materia consumida a traves del tiempo.Este proceso permite un buen control de la temperatura. Alto costo de operación.
Discontinuo o batch	La alimentacion del biodigestor se realiza en una sola carga, dejando fermentar la biomasa hasta que el rendimiento de producción decae. Es conveniente para operaciones de multiproducto. Requiere de bajo costo de construcion y operación.

2. Diseño del biodigestor.

Antes de iniciar la etapa del diseño del biodigestor es necesario realizar un analisis de las consideraciones generales del diseño que debe responder al grado de aplicación y la finalidad de la tecnología en función del material de carga que se dispone o por otro lado, las necesidades de producción, que conllevan a varias decisiones críticas en el diseño, teniendo un efecto considerable sobre el rendimiento del proceso.

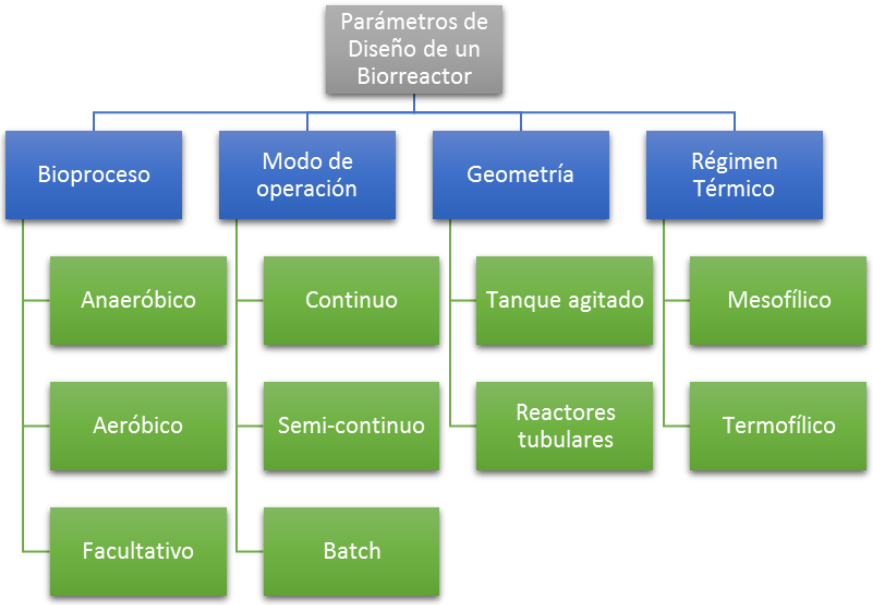


Figura 1: Parámetros de diseño de un biorrecator

Adicionalmente, se describen las condiciones de uso del prototipo que servirán como referencia para seleccionar la mejor alternativa a partir de los parámetros expuestos con anterioridad. Las variables impuestas para este proyecto son los siguientes;

- El biorreactor se utilizará para pruebas de laboratorio, por lo que debe seleccionar la forma de operación más convenientes para este propósito.
- El proceso de biodigestión debe realizarse en un régimen de temperatura de 50ºC.
- Carga de operación 40 kg.
- Biomasa a utilizar ; estiercol.

2.1. Alternativa de diseño.

Analizando las ventajas y desventajas de los parámetros de diseño de un biodigestor, se procederá a seleccionar la disposición del sistema a traves del uso de una matriz de decisión, donde se evalúa el modo de operación , geometria, régimen térmico y el sistema de agitación considerando las variables de tiempo de retención del producto, costo de mantenimiento y el tiempo de fabricación.

En relación a la selección del tipo de agitador, siendo el mecanismo que movera el fluido inmerso cuya función principal es de homogenizar la mezcla. Por lo tanto, para su evaluación se determina el mecanismo de movimiento y la forma del rodete.

Finalmemte, se analiza el mecanismo de intercambio de calor y el aislamiento adecuado para evitar pérdidas de calor en el tanque contener (biodigestor).

Tabla 3: Parametros de diseño seleccionados

Modelo de operación	Tipo Batch
Geometria	Tanque agitador
Rigemen termico	Termofilico
Agitación	Sistema mecanico
Mecanismo de impulso del agitador	Sistema de manivela
Forma del rodete	Paleta
Intercambiador de calor	Serpentin
Aislante termico	Poliuretano

2.2. Modelo teórico.

El diseño inicia con el análisis del intercambiador de calor , para ello se desarrolla el modelo de un intercambiador de tubo y coraza con flujo cruzado, en condiciones de estado estable. La forma del diseño es de tipo serpentín, por lo tanto, se requiere determinar la longitud total de la tubería para mantener una buena transferencia de calor al sistema termofílico dentro del biorreactor.

Se hace necesario indicar que se requiere calentar una mezcla de biomasa con agua, cuyas proporciones son de; 10% de sólidos y 90% de agua. Por lo tanto, el cultivo es modelado como agua para facilitar los cálculos.

Para obtener la longitud de la tubería es necesario determinar el calor requerido para calentar la biomasa, para ello se obtiene la correlación del número de Nusselt relacionada con la relación geométrica entre la altura y diámetro de mezcla.

$$Nu = [{Nu_t}^m + {Nu_\ell}^m]^{\frac{1}{m}} \quad (1)$$

Una vez determinado el valor del Nusselt , se calcula el coeficiente convectivo de la mezcla, además, se realiza el balance de energía del sistema para determinar el calor total requerido para el calentamiento de la biomasa.

$$Q_{requerido} + Q_{in} = Q_{out} + Q_{generado} + Q_{perdidas} \quad (2)$$

Como la configuración del sistema implementado es de alimentación discontinua , por lo tanto, el calor que entra Q_{in} y el calor que sale Q_{out} son despreciables en el análisis. El calor generado $Q_{generado}$, es el calor que requiere el cultivo para alcanzar la temperatura del régimen termofílico en un tiempo determinado, a una temperatura de trabajo de 55°C a una temperatura ambiente de 25°C, en un tiempo de calentamiento de 24 horas. El calor de pérdidas $Q_{perdidas}$, es el calor que se pierde por toda la geometría del tanque el cual se calcula considerando que un 70% de las paredes del tanque y la base se encuentran aisladas, y el restante se encuentra sin aislante térmico.

$$Q_{gen} = \dot{m}Cp\Delta T \quad (3)$$

$$Q_{perdidas} = Q_{perdidas1} + Q_{perdidas2} \quad (4)$$

El calor requerido $Q_{requerido}$, es igual al calor que debe suministrar el agua caliente que se utiliza para llevar el cultivo a la temperatura de diseño. El fluido caloportador utilizado para el intercambiador de calor es el agua , que pasara por una tubería de polietileno de alta densidad (la selección del material se da por motivo que el cobre no se puede utilizar en estos sistemas debido a que es un bactericida, generando la muerte de las bacterias que descomponen la biomasa). El diámetro seleccionado para el diseño será de ½ pulgada

$$Q_{requerido} = UA\overline{\Delta T} \quad (5)$$

Donde $\overline{\Delta T}$ es el producto de la diferencia del promedio efectivo de temperaturas y un factor de corrección que depende de las temperaturas de entrada y salida del serpentín y del biorreactor. U, coeficiente global de transferencia de calor. A, área de transferencia requerida para la tubería. Obtenido el valor del área se determina la longitud total de la tubería a traves de la siguiente ecuación.

$$L = \frac{A}{\pi D_O} \quad (6)$$

Para el diseño del agitador, se calcula el diámetro del eje , la potencia que se requiere para girar el mecanismo a una velocidad crítica con el fin de poder mantener una mezcla homogénia entre la biomasa y el agua. Por consiguiente, para determinar el diámetro del eje se necesita la velocidad de rotación, que depende de las propiedades de los componentes de la mezcla.

Para sólidos en suspensión en un fluido se utiliza la siguinete correlación:

$$n_c Da^{0.85} = Sv^{0.1} Dp^{0.2} \left(g\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)^{0.45} B^{0.13} \quad (7)$$

De esta correlación se despeja la velocidad crítica de rotación, las demás variables mantienen valores conocidos que dependerán de los componentes de la mezcla.

$$n_c = \frac{Sv^{0.1} Dp^{0.2} \left(g\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)^{0.45} B^{0.13}}{Da^{0.85}} \quad (8)$$

Una vez determinada la velocidad crítica se puede calcular la potencia, la cual está definida por la siguiente ecuación;

$$P = n^3 . Da^5 . \rho . Np \quad (9)$$

Donde Np se define como factor de poder y se obtiene a partir del número de Reynolds

$$Re = \frac{Da^2 . n . \rho}{\mu} \quad (10)$$

Con la potencia y la velocidad rotacional se determina el torque, siendo necesario para calcular el diámetro del eje del agitador. Se establece que el eje del agitador se encuentra solamente sometido a torsión y este caso el esfuerzo cortante por torsión es casi uniforme.

$$T = P/n \quad (11)$$

Como en el eje del agitador no existen fuerzas transversales aplicadas que causen flexión, por efecto el diámetro del eje se determina a través de la siguiente ecuación:

$$De = \left[\frac{32\eta}{\pi}\sqrt{\frac{3}{4}\left[\frac{T}{Sy}\right]^2}\right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Tabla 4: Resultados obtendios del dimensionamiento teorico de las partes del biodigestor

Dimensiones del serpentin	
Coeficiente convectivo de la mezcla hm	8.46 W/m2 K
Calor requerido en el sistema $Q_{requerido}$	640.39 W
Coeficiente convectivo del agua del serpentin h	184.53 W/m2 K
Coeficeinte global de transferencia del serpentin Us	7.86 W/m2 K
Longitud de la tuberia L	73 m
Dimensiones del agitador	
Diámetro del agitador Da	0.26 m
Longitud de cada paleta L	0.065 m
Espesor de las aspas W	0.052 m
Distancia entre la base del tanque y la paleta E	0.195 m
Velocidad crítica	3.37 rad/s
Potencia	264 W
Diámetro del eje	18 mm
Selección de accesorios	
Serpentin	PE de alta densidad
Neplos	hierro galvanizado, ½ pulgada
Válvulas	4 válvulas , ½ pulgada. V{alvula de bolas y compuerta.
Manómetro	Rango entre 0-30 Psi
Termómetro	Rango 0- 120 °C
Sello mecánico	Grafito (parte móvil), sello de caucho y grafito (parte fija)

3. Modelamiento del digestor usando Modelos de dinámica de fluidos computacionales CFDs.

Antes de la construcción del biodigestor se desarrollo el análisis de transferencia de calor del biodigestor a través del calentamiento del serpentín hacia la biomasa (propiedades del agua), este análisis de realizó utilizando un software de elementos finitos (SolidWorks –Fluid Simulator) , con la finalidad de validar los resultados obtenidos en los cálculos. El análisis computacional permite examinar el comportamiento de la distribución de temperatura en el sistema a través del tiempo, es decir, en estado transiente; obteniendo un análisis mas acertado a la realidad.

Para la simulación se consideró las siguientes condiciones:

Sólidos:

- Biomasa modelada como agua
- Tanque de acero ASTM A36
- Aislante térmico de Poliuretano
- Serpentín de PE Alta densidad

Fluidos:

- Fluido de trabajo agua
- Medio circundante aire

Condiciones de frontera:

- Flujo de entrada de agua de serpentín de 0.00866 m3/s a 70°C
- Salida de agua del serpentín a presión atmosférica.
- Temperatura ambiente de 25°C.

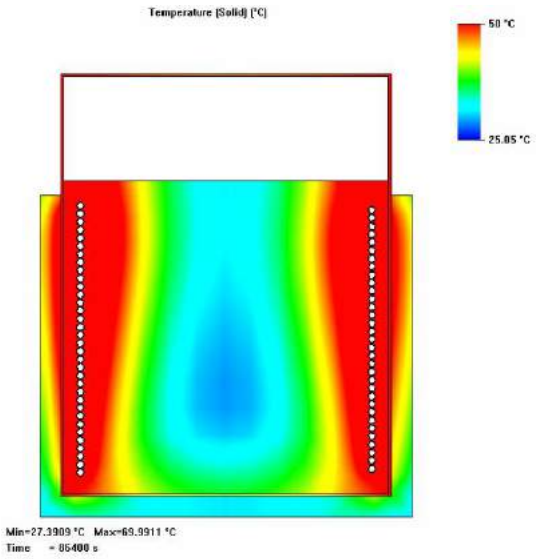


Figura 2: Distribución de temperatura en el biorreactor simulado para 24 horas de operación.

En la figura 2, se observa de forma gráfica la distribución de la temperatura en el tanque, siendo las zonas de color rojo donde se encuentran las zonas mayor temperatura y las de color azul la menor temperatura. Es asi , que temperatura media dentro del tanque se encuentra alrededor de 48°C.

Para una mejor visualización del calentamiento de la biomasa a través del tiempo se muestra en la figura 3, la variación de la temperatura en el interior del tanque, dentro de un tiempo de 24 horas, finalizando con una temperatura promedio de 46°C por lo que el diseño alcanza el régimen termofílico deseado para la operación del biorreactor.

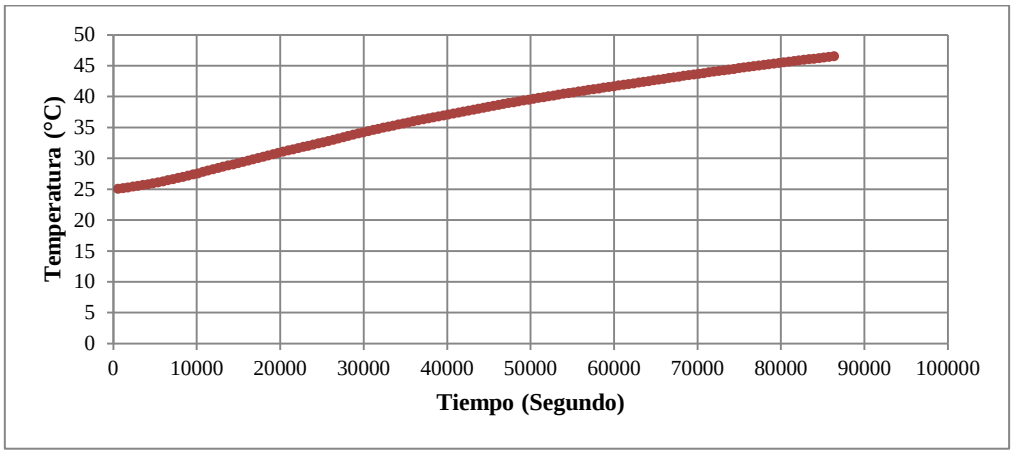


Figura 3: Variación de temperatura del agua dentro del tanque analizada durante 24 horas.

4. Etapa de construcción.

Durante la fase de construcción del birreactor, al utilizar materiales reutilizados (tanque de un antigua autoclave) fue necesario realizar pruebas de hermeticidad y estanqueidad al tanque de almacenamiento, mangueras, conexiones y uniones soldadas, utilizando las normas API 650 (American Petrolium Institute), ASTM A36 (American Standard for Testing Materials) y UL-98 (Underwriters Laboratories). El objetivo de las pruebas es verificar la integridad del recipiente y sus componentes para el almacenamiento a presión atmosférica en tanques.

Las pruebas se inician con ensayos no destructivos a las soldaduras del cuerpo del tanque, estos ensayos pueden realizarse con tintas penetrantes o pruebas radiográficas. Para nuestro caso se utilizó el ensayo de tintas penetrantes en el couplin de la termocupla y la unión de la tubería de descarga del tanque de acuerdo a la sección V del código ASME.

Posteriormente se llena el tanque con agua, donde se verifica la estanqueidad tanto de las juntas soldadas, como los elementos y partes que lo componen. Por otra parte , el agua no debe de exceder el 90% del volumen del tanque, cuyas pruebas se deben realizar durante 24 horas. Se realizaron pruebas hidráulicas al serpentin , que consiste en inyectar agua a través de la línea a una presión máxima de 15 PSI para detectar posibles fugas, mientas el tranque se encuentra lleno.



Figura 4: Estapa de adecuación del prototipo experimental

4.1. Costos.

Un factor importante dentro del diseño de un biodigestor será analizar el costo del equipo, para ello se ha determinado los costos directos e indirectos. Los costos directos comprenden varios rubros como materiales, instrumentación, accesorios, operaciones horas/hombre y construcción. Los costos indirectos comprende dos parte de la producción aunque no relacionados directamente a la construcción. Entre estos valores se encuentran los costos de ingeniería, impuestos y utilidades.

Por lo tanto sumado estos rubros el costo la recostrucción de un biodigestor utilizando un tanque de acero inoxidavle con sus respectivos implementos será de 2390 dolares . Costo que corresponde a un 50% menos si se parte de la construcción de un tanque nuevo.

5. Conclusiones.

- Se diseñó un equipo de biodigestión termofílico a partir de la estructura de un autoclave, que contempla un sistema de calentamiento por medio de un intercambiador de calor, aislamiento térmico, agitador y un sistema de control de temperatura y presión.
- El biodigestor y sus componentes cumplen con las normas estructurales de tanques (API650, ASTM A36 , ASME) . A través de la prueba hidrostática se determinó la hermeticidad del biodigestor, de este modo el equipo queda listo para operar con diferentes cultivos bajo condiciones controladas en laboratorio.
- El sistema de calentamiento (intercambiador de calor) fue elaborado con manguera de PE de alta densidad, de forma tipo serpentín. Se ha seleccionado aquel material por sus propiedades térmicas, costo y debido que evitara disminuir las propiedades bactericidas de la biomasa. Por este motivo, no han sido seleccionados el acero inoxidable (costo elevado la fabricación de un serpentín) y el cobre (descartado debido a que elimina las bacterias de la biomasa)
- Durante la simulación del sistema térmico se comprobó que el sistema seleccionado alcanzó una temperatura media de 48°C en el interior del tanque, siendo la temperatura optima requerido en el

proceso establecido en el régimen termofílico. Además, se determinó un Bias de 6°C de diferencia entre los valores teóricos obtenidos y los valores simulados.

- El agitador instalado además de homogenizar la mezcla permite la redistribución de la temperatura dentro del biorreactor y el movimiento del fluido genera a su vez cierto incremento de temperatura adicional.
- Adicionalmente, una de las ventajas de utilizar materiales reutilizables se da por el ahorro en costos de fabricación, disminuyen el poryotipo aproximadamente un 50% con respecto a la construcción de una unidad nueva con la misma capacidad (0.45 m^3).
- Finalmente, el desarrollo de este proyecto planteado cubre la necesidad de contar con un sistema adecuado para la realización del estudio con diferentes tipos de biomasa, cuyos resultados permitirán desarrollar proyectos en el sector industrial a mediana y mayor escala.

6. Referencias

[1] Fidel Cunill Monserrat Iborra, Javier Tejero. Reactores Químicos. Universidad de Barcelona. (2010).

[2] F. Nachwachsende Rohstoffe. Guía sobre el biogás desde la producción hasta el uso. BiogasPortal, Volumen 1. Editorial FNR, Abt. Öffentlichkeitsarbeit, Alemania.(2010), 21-29.

[3] W. Rohsenow, J. Harnett, Young I. (Eds). Handbook of Heat Transfer. McGraw-Hill 3era Ed. ISBN: 9780070535558

[4] M. Varnero Moreno. Manual de Biogás. Edición Proyecto Chile, Ministerio de Energía de Chile. (2011)

[5] X. Herrero. Biodigestores Familiares: Guía de Diseño y Manual de Instalación. Editorial GTZ, Bolivia. (2008).

[6] API 650 Diseño, Montaje y Construcción de Tanques Soldados de Acero.

[7] ASTM A36 Standard Specification for Carbon Structural Steel.

[8] UL-98 Enclosed and Dead-Front Switches.

[9] McCabe, W. and Smith, J. Unit operations of chemical engineering. McGraw-Hill. Séptima edición, New York , (1976). ISBN: 0-97-100871-3

Análisis y evaluación de la información meteorológica disponible para la prospección del recurso eólico en el perfil costero Ecuatoriano

J. Peralta[1], E. Delgado[1], I. Sosa[2]

[1]*Escuela Superior Politécnica del Litoral, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción,Centro de Desarrollo Tecnolo0gico Sustentable Ecuador jperal@espol.edu.ec, eadelgad@espol.edu.ec*

[2]*Instituto Tecnológico de Sonora, México, erroba@gmail.com*

Los factores o variables meteorológicas tales como la velocidad promedio anual y mensual del viento, direcciones predominantes y los patrones de viento influyen en la decisión de seleccionar una zona para un proyecto eólico. Basado en esta premisa, el presenta articulo presenta los resultados obtenidos de la revisión de la situación actual de las fuentes de información meteorológica en el Ecuador, incluyendo un análisis estadístico de las variables o parámetros de interés para el fomento y desarrollo de la energía eólica en función de la disponibilidad y la densidad de los datos en las series de tiempo.

Dentro de este contexto, se ha estimado el potencial eólico a lo largo del perfil costero del Ecuador, a través del procesamiento estadístico de los datos históricos de magnitud y dirección del viento de las estaciones meteorológicas representativas con series de tiempo y densidad de datos de regímenes de viento de al menos 20 años de continuidad. Adicionalmente, se elaboraron los polígonos de frecuencia y los patrones de dirección del viento. La caracterización del comportamiento del viento se lo realizo por medio de la construcción de la distribución de frecuencias de los datos registrados y su ajuste al modelo de probabilidad Weibull. Finalmente por medio de las funciones de distribución obtenidas se estima la densidad de potencia eólica (W/m2) existente en cada punto de estudio.

Los resultados obtenidos contribuirán a identificar, reestructurar y priorizar estaciones referenciales dentro de la red monitoreo, las mismas, se podrán emplear como una primera guía para la validación de los estudios de prospección computacional o proyectos de factibilidad a nivel del perfil costero ecuatoriano.

1. Introducción

En los últimos años el Ecuador, ha establecido una serie de lineamientos enmarcados en lograr diversificación de la matriz energética nacional que se basa en fuentes tradicionales, por una que pueda sustentarse por medio de recursos renovables autóctonos (hídrica, solar, eólica biomasa y geotermia.

Dentro de este contexto es fundamental conocer el potencial geoespacial y temporal de recursos existentes en el territorio continental. No obstante, el Ecuador todavía no cuenta con una red de estaciones meteorológicas lo suficientemente densa y equipada que permita la evaluación exhaustiva de los recursos renovables, Asimismo, la complejidad topográfica y la diversidad de condiciones climáticas que presenta nuestro territorio dificulta la implantación y puesta en marcha de sistemas de monitoreo locales.

El presente artículo presenta una revisión, identificación y recopilación de las fuentes principales de información local relacionada al recurso eólico continental, con el fin de generar datos a futuros sirvan para valorar el potencial de recursos y contribuyan como herramienta de decisión energética.

En líneas generales, el Ecuador se encuentra localizado en la Zona de Interconvergencia Tropical (ZCIT) en el noroeste de Sudamérica entre los meridianos 75°11'E y 81°02'E y entre los paralelos 1°21' N y 5°S. El relieve continental depende de la Cordillera de los Andes, la cual atraviesa el territorio continental de Norte a

Sur, dividendo al país en tres regiones con características climatológicas diferentes. Estas regiones son llamadas: Costa, Sierra y Oriente.

En la práctica, los principales factores que condicionan el comportamiento y caracterización de las masas de aire que circulan en el Ecuador continental y por ende las condiciones climáticas son:

- Relieve y Altitud producto de la cordillera de los Andes.
- La ubicación Geográfica (Latitud) en referencia al sistema de circulación de la atmosfera
- Presencia e interacción de las corrientes marinas del Océano Pacifico

La Costa es denominada Región Litoral y corresponde al 25% del territorio continental, es una zona con elevaciones inferiores a los 500 metros limitada con el Océano Pacifica al Oeste y con la cordillera Occidental al Este con un ancho aproximado de 100 Km, con valores extremos de 180 Km. en la latitud de Guayaquil y 40 Km. en la parte Sur. En la parte Norte y Occidental se extiende la cordillera costanera con una altura máxima de 800 metros. En la zona central, cambia su dirección al Este para desaparecer en Guayaquil. Al Sur, la provincia de Santa Elena y la isla Puna se caracterizan por zonas elevaciones entre 100 y 200 metros y planicies bajas cerca al mar. Colindante a la cordillera de los Andes, existe la Llanura del rio Guayas de aproximadamente 80 Km de ancho. El clima de la zona depende del comportamiento del océano (corrientes del Niño y Humboldt) en la práctica la región es de clima tropical húmedo y pequeñas zonas bosque tropical seco al sur.

En lo que respecta, al régimen de vientos existente a lo largo del perfil costero, es notoria la fuerte influencia de los "vientos alisios" procedentes del Sur, que presenta un patrón de comportamiento derivado de las formaciones de alta presión que se generan frente a las costas ecuatorianas con un flujo predominante del sur con un componente oeste, además de la presencia de microclimas u orografía local que afecta la magnitud y dirección del viento; ocasionalmente este patrón se ve afectado por la presencia de flujo desde la Amazonia. [1] [2] [3]

El área de estudio está comprendida solamente la franja costera ecuatoriana, donde la dirección General de Aviación Civil (DGAC) y el Instituto Oceanográfico de la Armada (INOCAR) mantiene su red de Estaciones Costeras: Guayaquil, Puna, La Libertad, Manta, Puerto Bolívar, Esmeraldas y San Lorenzo. [4] [5]

La dirección General de Aviación Civil del Ecuador (DGAC), es la entidad encargada s el organismo técnico que controla la actividad aeronáutica civil, ademas de la operación de las estaciones aeronáuticas en los aeropuertos del Ecuador. [4] [5]

El INOCAR fue creado en el año 1932 inicialmente como servicio Hidrográfico, en el año 1972 es elevada a la calidad de Instituto y desde entonces se encarga de monitorear y evaluar los fenómenos relacionados con los factores océano-atmosféricos que marcan el clima del país y el espacio marítimo, estos factores se relacionan con la circulación atmosférica general, factores oceanográficos y corrientes marinas. [4] [5].

Aunque existe otras estaciones del Servicio Meteorológico e Hidrológico Nacional del Ecuador, no han sido considera en cuenta ya que reportan la información empleando la distancia recorrida del viento cada 24 horas, a uan altura promedio 1.5m.

En la Tabla 1 se detallan la información más relevante a las estaciones ubicados en el perfil costero del Ecuador:

Tabla 1: Localización de la Estaciones en el Perfil Costero

Estación	Longitud	Latitud	Altura (m)	Provincia	Institución
Bahia de Caraquez	-80,42	-0,58	3	Manabi	DGAC
Tachina	-79,62	0,98	7	Esmeraldas	DGAC
Guayaquil	-79,88	-2,15	5	Guayas	DGAC
Machala	-79,96	-3,26	4	El Oro	DGAC
Manta	-80,68	-0,95	12	Manabi	DGAC
Esmeraldas	-79,64	0,99	6	Esmeraldas	INOCAR
Guayaquil	-79,90	-2,27	4	Guayas	INOCAR
Libertad	-80,93	-2,23	5	Santa Elena	INOCAR
Manta	-80,73	-0,93	3	Manabi	INOCAR
Puna	-79,79	-2,73	45	Guayas	INOCAR
San Lorenzo	-78,84	1,27	5	Esmeraldas	INOCAR

Puerto Bolívar	-80,00	-3,26	4	El Oro	INOCAR

2. Análisis de Velocidad y Dirección del Viento

En caso particular de la DGAC la información corresponde a las medias mensuales de velocidad del viento en diferentes periodos de tiempo de registro. Los datos fueron tomados del estudio del campo de vientos en el Ecuador que realizo la Corporación para la Investigación Energética. Los datos disponibles no permiten cuantificar el potencial eolico pero permiten tener una descripción cualitativa de las magnitudes de vientos de la zona de interes.

Tabla 2: Velocidad Media (m/s), Estaciones de la DGAC

Estación	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Bahía de Caraquez	4.20	3.90	3.90	4.00	4.00	4.10	4.20	4.30	4.30	4.30	4.40	4.30
Tachina	3.10	2.50	2.70	2.80	2.90	2.70	2.90	3.10	3.30	3.20	3.30	3.10
Guayaquil	2.80	2.30	2.60	2.70	3.20	3.60	3.90	4.10	4.10	4.10	3.90	3.60
Machala	2.90	2.90	3.00	2.80	2.90	2.70	2.80	2.80	2.60	2.80	2.80	2.90
Manta	3.80	3.50	3.40	3.70	3.70	3.50	3.70	3.80	4.00	3.90	3.80	4.10

En la tabla 3 se puede observar la velocidad mensual de la estaciones del INOCAR, en promedio la veloicdad se encuentra por debajo de los 2 m/s a excepción de Manta y Esmeraldas que tienen un valor superior a 2 m/s en sus registro.[6]

Tabla 3: Velocidad Media (m/s), Estaciones de INOCAR

Estación	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Esmeraldas	2,36	2,16	2,12	2,23	2,41	2,40	2,63	2,69	2,82	2,78	2,76	2,66
Guayaquil	1,99	1,83	1,79	1,81	1,96	2,03	2,07	2,02	2,01	2,10	2,15	2,07
Libertad	2,63	2,49	2,52	2,58	2,78	2,86	2,93	2,91	2,87	2,92	2,88	2,78
Manta	1,41	1,38	1,37	1,41	1,48	1,53	1,52	1,53	1,49	1,50	1,48	1,45
Puna	1,64	1,63	1,57	1,58	1,64	1,65	1,66	1,73	1,72	1,71	1,71	1,69
San Lorenzo	1,17	1,16	1,20	1,18	1,12	1,10	1,12	1,16	1,16	1,14	1,19	1,15
Puerto Bolívar	1,11	1,07	1,03	1,05	1,08	1,16	1,19	1,28	1,34	1,41	1,30	1,21

La dirección predominante del régimen desde donde viene viento en la mayoría de las estaciones se encuentran en el cuadrante Sur-Oeste, observándose un influencia considerable de los vientos provenientes del mar (en nuestro caso particular derivado de los vientos alisios del sur), a excepción de las estaciones de San Lorenzo y Puerto Bolívar que presenta una dirección predominantes en el cuadrante Oeste-Norte debido a su ubicación geográfica y climatológica local (**¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** 4).

Tabla 4: Direcciones Predominantes de Viento, Estaciones del INOCAR

Estación	1° Dirección		2° Dirección	
San Lorenzo	315	ONO	270	OSO
Esmeraldas	270	OSO	180	SSE
Manta	225	SSO	270	OSO
Libertad	225	SSO	270	OSO
Guayaquil	225	SSO	270	OSO

Puna	270	OSO	180	SSE
P. Bolívar	315	ONO	225	SSO

En la figura 1, se presenta las rosas de vientos de las estaciones correspondiente al Inocar. Las fluctuaciones mensuales son asociadas a las ubicaciones geográficas o climáticas de las estaciones. Para el caso de Guayaquil, Puna y Puerto Bolívar ubicados en el área de influencia del Golfo de Guayaquil por lo cual presentan mayores oscilaciones por la interacción del viento marino y terrestre, además de efectos locales, como es el caso de Puna. En cambio Manta y Libertad al estar ubicada costa central presentan una influencia marcada de los vientos provenientes del mar. Finalmente Esmeraldas presenta una mayor influencia del viento marino y San Lorenzo por ubicarse cercano a un estuario es influenciada por las características geográficas de la zona.

3. Caracterización del régimen de Viento

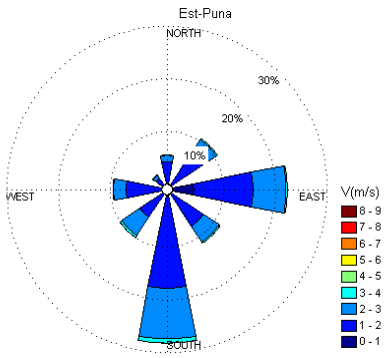
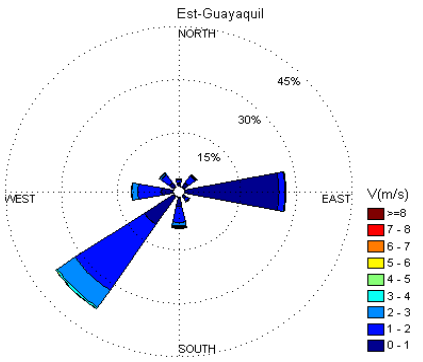
Como ya se ha coemntado la magnitud y el perfil del viento puede ser influencia o modificado por diferentes variables , como lo son:

- Factores Naturales: Temperatura, vegetación natural, estaciones del año, cultivos. Orografía del terreno.
- Factores Artificiales: Obstáculos permanentes y temporales de construcciones, tales como edificios, cercas, casas, entre otros.

3.1. Perfil de Velocidad y Potencial del Viento

Existen un conjunto de expresiones teóricas que permiten determinar los perfiles de temperatura de velocidad de viento según la altura de análisis [7]. La más común de las expresiones es la ley de potencial de Hellman (1), que es utilizada para relacionar la velocidad del viento en alturas distintas al contar con la velocidad para cierto nivel de referencia: Esta ley se expresa como [8]:

$$\frac{V}{V_0} = \left(\frac{H}{H_o}\right)^{\alpha} \quad (1)$$

Puna	Guayaquil
	
Puerto Bolivar	Libertad

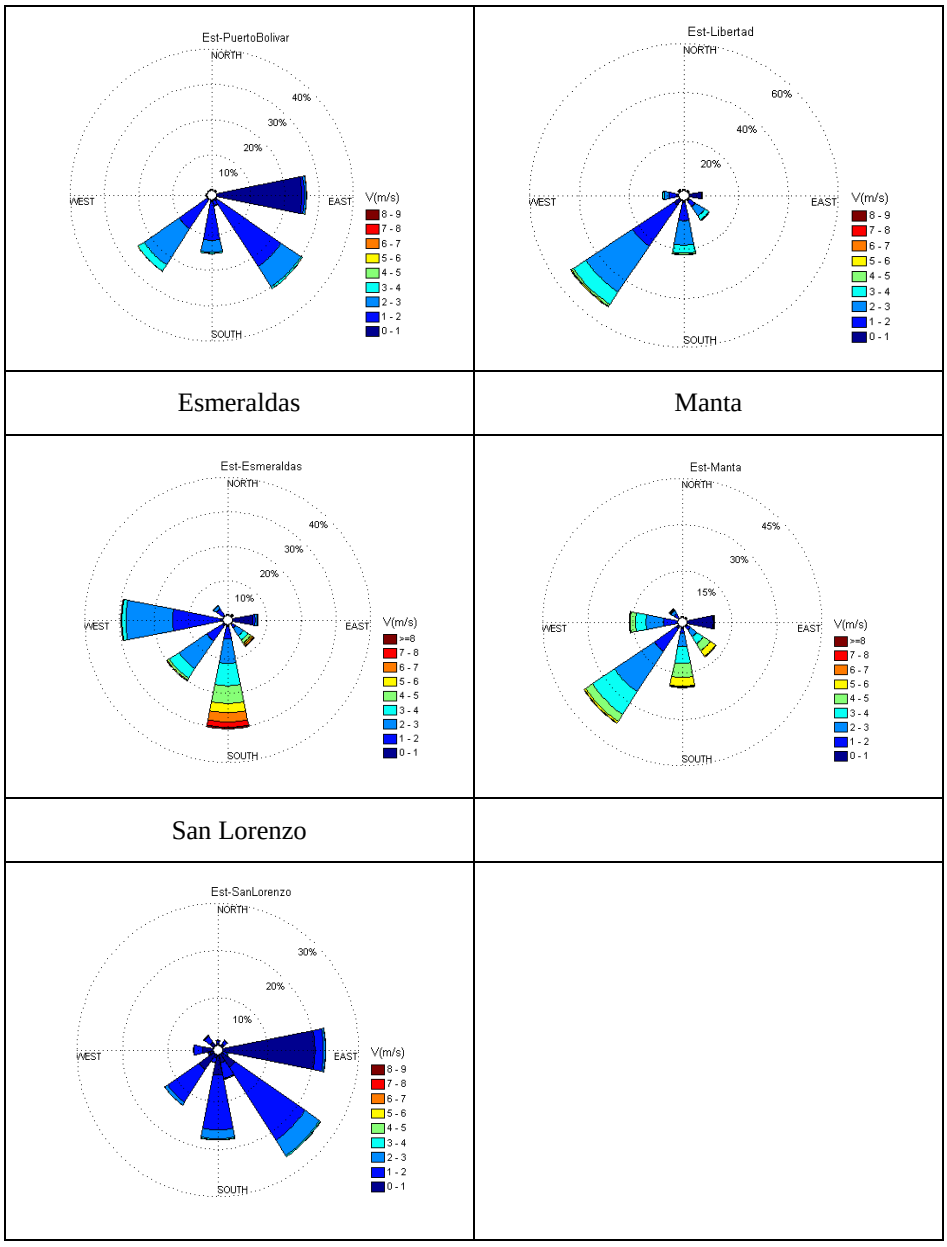


Figura 1 Rosas de Viento del INOCAR

Donde V es la velocidad a la altura H, V_0 es la velocidad a la altura referencial, nuestro caso será de 10 metros y α es el coeficiente de fricción (2) que está en función del coeficiente de rugosidad [6] del terreno donde se esté midiendo el viento.[7] [8]

Tabla 5: Valores Aproximados de Z_0

Tipo de Superficie	Valor de Zo
Superficie del agua	0.0002
Áreas abiertas con muy poca protección contra el viento	0.03
Terreno agrícola con algo protección contra el viento de más de1 km de distancia de separación	0.1
Distritos urbanos y terreno agrícola con mucha protección contra el viento	0.4

En nuestro caso utilizaremos el valor para Zo de 0.025. En su mayoría las estaciones se encuentran cercanas al océano o vías fluviales, alejadas a zonas urbanas. Ahora procedemos a calcular el valor aproximado de α a partir de la ecuación:

$$\alpha = 0.24 + 0.04\ \ln z_0 + 0.003(\ln z_0)^2 \quad (2)$$

En la bibliografía se presenta α con un valor entre 0.13-0.14 para lugares llanos (mar, costa). [7] El valor estimado α se encuentra dentro de este rango siendo su valor de 0.1325. Con este valor procedemos a estimar la magnitud de la velocidad de viento a 30 y 50 metros respectivamente

3.2. Distribución de Weibull

Los datos de la velocidad de viento se comportan como una variable aleatoria que se puede describir por medio de una distribución de probabilidades del viento para su mejor análisis e interpretación.

En la practica, aunque el comportamiento de los datos, pueden ser ajustado a diferentes tipos de curvas, la expresión analítica más usada en estudios de energía eólica para representar la probabilidad de distribuciones de viento, P(V), es la distribución Weibull. (3), se trata de una distribución de dos parámetros, cuya expresión es[9] [10][11]:

$$P_{(V)} = \left(\frac{k}{c}\right)\left(\frac{V}{c}\right)^{k-1} c.\exp\left(\frac{-V}{c}\right)^k \quad (3)$$

$P_{(V)}$: representa la probabilidad estadística de que ocurra una determinada velocidad de viento

C: es el denominado factor de escala, cuyo valor es cercano a la velocidad media en el emplazamiento

k: es el denominado factor de forma.

Para el siguiente artículo se han estimado los parámetros de la función de Weibull usando Microsoft Office, Excel aplicando el método grafico, Tabla 6; por las características propias del litoral costero se ha definido como calma las velocidades menores a 1 m/s, la construcción de los intervalos de clases de velocidad se lo realizado usando el valor de 1 m/s [9][10] [11]

Tabla 6: Parámetros de la función Weibull a diferentes alturas

Estaciones	10 metros		30 metros		50 metros	
	k	c (m/s)	k	c (m/s)	k	c (m/s)
Guayaquil	0.95	0.82	0.86	1.31	0.82	1.69
Puna	1.72	1.59	1.55	2.38	1.47	2.95
Libertad	1.94	2.35	1.75	3.36	1.66	4.08
Manta	2.02	3.35	1.82	4.62	1.73	5.50
Puerto Bolivar	2.11	1.84	1.90	2.70	1.81	3.33
Esmeraldas	2.10	3.16	1.90	4.38	1.80	5.23
San Lorenzo	1.11	0.83	1.01	1.33	1.33	1.71

4. Evaluación del Potencial de Energía Eólica

Una variable de interés estadístico y de descripción preliminar del recurso es la velocidad media (4) estimada para un punto a partir de la distribución de Weibull construida, este valor se lo puede obtener a partir de la siguiente ecuación [11][12]:

$$Vm = c\Gamma\left(1 + \frac{1}{k}\right) \quad (4)$$

Es importante estimar el potencial eólico disponible de un lugar como la potencia media eólica por unidad de superficie (5) para un tiempo suficientemente largo (al menos un año), en nuestra caso existen registros de al menos 30 años para la estaciones, excepto Libertad que cuenta con 20 años. [11][12]

$$Dp = \frac{1}{2}\rho c^3 \Gamma\left(1 + \frac{3}{k}\right) \quad (5)$$

5. Resultados Obtenidos

Se ha construido la distribución de Weibull característica para cada estación a partir de las series temporales del INOCAR de datos existentes determinando el histograma de frecuencia, y la densidad de potencia media y mensual para las diferentes alturas analizadas a partir de los parámetros de la distribución En la Tabla 7 se muestra los valores obtenidos tanto para la velocidad media (Vm) y la densidad de potencia (Dp), a las alturas de estudio de 10, 30 y 50 metros respectivamente.

Tabla 7: Velocidad media de la Distribución y Densidad de Potencia Estimada

Estaciones	10 metros		20 metros		30 metros	
	Vm (m/s)	Dp (W/m^2)	Vm (m/s)	Dp (W/m^2)	Vm (m/s)	Dp (W/m^2)
Guayaquil	0.84	0.38	1.42	1.92	1.89	4.56
Puna	1.42	0.67	2.14	2.98	2.67	6.53
Libertad	2.08	1.45	2.99	5.93	3.65	12.35
Manta	2.97	3.65	4.11	13.58	4.90	26.76
Puerto Bolívar	1.63	0.51	2.40	2.35	2.96	5.19
Esmeraldas	2.80	2.60	3.89	10.09	4.65	20.26
San Lorenzo	0.80	0.28	1.33	1.45	1.58	1.65

Resulta interesante que las zonas identificadas con valores importantes de densidad energertica guardan relación con la información cualitativa del Atlas Eólico del Ecuador con fines de generación eléctrica desarrollado por la empresa AWS TruePower empleando el sistema MesoMap en conjunto a la simulación de física de la atmósfera y bases de datos internacionales. Los resultados obtenidos del atlas son referenciales ya que no se encuentran validados o contrastados con información local a la fecha.

6. Conclusiones

A partir de la estimación de las velocidades medias y el potencial de energía del viento se puede determinar qu el perfil costero presenta una baja densida de potencia aprovechable . Si embargo. se identifica puntos de posible interés donde existe valores de velocidad cercano a 3m/s a una altura de 10 metros, como es el caso de las estaciones Manta y Esmeraldas para lo cual será necesario realizar un estudio más profundo para determinar el potencial real de cada zona.

La información proporcionada por la DGAC guarda relación con los puntos de maxima densidad energertica, es recomendable considerar la zona de Bahía de Caraquez con un punto de interes de investigación a futuro debido a que es colidante a Manta y presente promedios de velocidad mensual de viento de mayor magnitud

La dirección de viento en perfil costero mantiene correspondencia con la influencia del Anticiclón del Pacifico y la interacción ocasional de la Vaguada del Sur, ya que ambas generan un flujo de viento predominante proveniente del sur con una componente oeste . Sin embargo en la zona Norte el patron de dirección de viento presenta componentes mas predominantes del Norte y del Este. Esta varación puede originarse por las perturbaciones puedede la Amazonía y el Caribe. No obbstante el mantener un dirección predominante del viento puede facilitar la instlación de sistemas eolicos de baja Potencia.

Finalmente, los resultados y estimaciones de la velocidad a diferentes alturas y sus valores de densidad energética obtenidos deben considerarse referenciales y ser utilizados como una primera guía para la evaluación del recurso.

7. Agradecimientos

Agradezco al Instituto Oceanográfico de la Armada (INOCAR) por el apoyo brindado en la obtención de los datos históricos de las estaciones.

8. Referencias

[1] Henry Gálvez, Juan Regalado Características de las Precipitaciones, la Temperatura del Aire y los Vientos en La Costa Ecuatoriana, Acta Oceanográfica del Pacífico. Vol. 14, #1, 2007.

[2] Rodríguez Nelson y Defines Gérard Zonas y patrones Climáticos en la región Andina .Colombia Universidad de los Andes, Grupo de Análisis de Datos y Estadística Multidimensional.

[3] INE Instituto Nacional de Energía. (1982).Geografía Energética del Ecuador, Bases para la Caracterización energética de las Regiones Ecuatorianas. Quito

[4] Pierre Pourrut, Oscar Rdvere, Ivan Romo, Homero Villacrés. (1995). CLIMA DEL ECUADOR. *EL AGUA ENEL ECUADOR, Clima, precipitaciones, escorrentía*, 13 -26.

[5] Peralta Juan, O. C. (2012). IDENTIFICACION Y EVALUACION DEL POTENCIAL DE RECURSOS RENOVABLES EN EL ECUADOR Y SU VIABILIDAD DE DESARROLLO LOCAL. Buenos Aires, Argentina: Tercer Congreso Argentino de Ingenieria Mecánica.

[6] INOCAR Anuarios Meteorológicos y Bases de Datos. - Guayaquil: [s.n.], 2011

[7] Mathur, H.-J. W. Introduction to Wind Energy Systems. Springer . (2009)

[8] Bañuelos F., Angeles C., Serrano J. y Muciño D. "Análisis y Validación de Metodología Usada para la Obtención de Perfiles de Velocidad de Viento". Reunión del Capítulo de Potencia IEEE, Mexico, 2008.

[9] IDEA, Manuales de Energías Renovables-Energía Eólica, Madrid, 2006

[10] M. Cellura, G. Cirrincioneb, A. Marvugliaa,, A. Miraouic, Wind speed spatial estimation for energy planning in Sicily: Introduction and statistical analysis, Renewable Energy 33 (2008) 1237–1250

[11] Ali Naci Celik, A statistical analysis of wind power density based on the Weibull and Rayleigh models at the southern region of Turkey, Renewable Energy 29 (2003) 593–604

[12] Seyit A. Akdag, Ali Dinler b,A new method to estimate Weibull parameters for wind energy applications, Energy Conversion and Management 50 (2009) 1761–1766

Definición del contexto en diseño de máquinas. Metodología para máquinas apropiadas

E. Blanco-Romero[1,2], L. Ferrer-Martí[2], C. Riba-Romeva[1,2]

[1]*Centro de Diseño de Equipos Industriales, CDEI-UPC. blanco@cdei.upc.edu, riba@cdei.upc.edu*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Catalunya. laia.ferrer@cdei.upc.edu*

En este trabajo se muestra cómo los proyectos de diseño de máquinas apropiadas para comunidades en desarrollo requieren de una metodología que contemple de manera adecuada las características del contexto al que va dirigida dicha máquina. Se estudian las metodologías de diseño clásicas en Ingeniería de Máquinas y se demuestra cómo éstas no contemplan de manera explícita un análisis detallado del contexto y consideran implícitamente que el contexto en el que se desarrollará y se usará la máquina es el de los países desarrollados. Así pues, se propone una metodología para máquinas apropiadas contemplando el análisis del entorno de los usuarios en el inicio del proyecto y la observación de una serie de aspectos clave para asegurar la sostenibilidad social, económica, técnica y ambiental del proyecto en el tiempo.

1. Tecnologías apropiadas y diseño de máquinas

Los proyectos de diseño de equipos y máquinas para comunidades en desarrollo pueden considerarse proyectos enmarcados dentro del ámbito de las llamadas tecnologías apropiadas (AT, por sus siglas en inglés, Appropriate Technologies). En este trabajo se usa el término "máquinas apropiadas" para hacer referencia a las máquinas o equipos dirigidos a comunidades en desarrollo y en cuyo proceso de diseño se han considerado los aspectos de apropiación de la tecnología por parte de la comunidad y a su contexto. En la literatura relacionada con desarrollo, ingeniería, tecnología o sostenibilidad se encuentran múltiples definiciones del término tecnologías apropiadas y se aprecia cómo éste se ha transformado en numerosas ocasiones desde su nacimiento en los años 60 [1]-[6]. La definición propuesta por H. M. Murphy se ha considerado la más adecuada en este trabajo [7]:

"Las tecnologías apropiadas son una estrategia que permite a hombres y mujeres salir de la pobreza y mejorar su situación económica, satisfaciendo sus necesidades básicas, mediante el desarrollo de sus propias habilidades y capacidades y haciendo uso de los recursos disponibles de una manera ambientalmente sostenible. El concepto de AT incorpora (…) no sólo las herramientas físicas, sino también los mecanismos de transferencia de conocimientos, el desarrollo de capacidades y métodos de comunicación, así como las implicaciones sociales, culturales y de género de la implementación de la tecnología."

Atendiendo a esta definición y a experiencias prácticas, se puede afirmar que el desarrollo de un proyecto de máquinas apropiadas conlleva poner especial atención a dos grandes grupos de aspectos:

1. Aspectos técnicos: definir y explicitar las especificaciones técnicas que la máquina ha de cumplir: función, dimensiones, movimientos, accionamiento, fuerzas, resistencia, etc.

2. Aspectos del contexto: definir y explicitar las especificaciones del entorno que afectan al proyecto de diseño y desarrollo de la máquina. Tal como apunta la definición de Murphy, se deberían analizar los aspectos sociales, culturales, económicos, tecnológicos, de género, recursos materiales, capacidades, infraestructuras, etc.

En este artículo se analizan las metodologías más destacadas en el diseño de máquinas y cómo éstas abordan estos aspectos técnicos y de contexto para su aplicación en los proyectos de máquinas apropiadas.

2. Metodologías clásicas de diseño en ingeniería mecánica

La ejecución de proyectos "clásicos" de diseño (entendiendo como proyectos clásicos aquellos que se llevan a cabo en países desarrollados y cuyo resultado –producto- va dirigido también a estos países) y los pasos para su desarrollo han sido ampliamente estudiados y definidos por las metodologías de diseño. En los años 50 y 60 del siglo pasado, a raíz del incremento de producción de las empresas y de la complejidad de los productos desarrollados, las tareas de diseño ganaron especial atención y exigieron mayores y más específicos conocimientos técnicos. Esto hizo que se desarrollasen metodologías generales que definiesen las tareas concretas del proceso de diseño en cualquier ámbito o disciplina.

Según Pahl & Beitz [8], las metodologías de diseño en ingeniería son una secuencia concreta de acciones para el diseño de sistemas técnicos que derivan su conocimiento de la ciencia del diseño, de la psicología cognitiva y de la experiencia práctica en diferentes campos. Según estos autores, una metodología de diseño, entre otras características, debe:

- ser aplicable a todo tipo de actividad de diseño, no importa de qué especialidad se trate,
- facilitar la búsqueda de soluciones óptimas,
- ser compatible con los conceptos, métodos y resultados de otras disciplinas,
- no confiar en la búsqueda de soluciones por casualidad,
- ser sencilla,

Los diferentes enfoques dados a los métodos empleados en el diseño de máquinas han dado lugar a diferentes tipos de metodologías [9]: metodologías prescriptivas, de artefacto y de fases. Los modelos de fases estructuran el proceso de diseño en etapas y definen la secuencia recomendada para llevarlas a cabo. Estas metodologías son ampliamente utilizadas en la práctica diaria por los ingenieros e ingenieras de diseño de máquinas y se consideran de probada validez en la Ingeniería de Máquinas [10]. Son metodologías simples y muy sistematizadas pero que permiten a los diseñadores un amplio margen para la intuición, la creatividad y la originalidad. Las fronteras de cada etapa no son rígidas pudiéndose desarrollar tareas de diferentes fases simultáneamente, siempre con cierto orden.

A continuación se analizan las metodologías más destacadas de los métodos de fases desde el punto de vista de las tecnologías apropiadas, es decir, estudiando la idoneidad de estas metodologías para los proyectos de diseño de máquinas apropiadas. Es conveniente puntualizar que, aunque todas las metodologías hablan de diseño de *producto* y se conserva aquí esa terminología, este trabajo se centra en el diseño de máquinas, entendiendo *máquina* como concreción del término producto orientado especialmente a bienes de equipo. Del mismo modo se diferencia el ternimo *diseño* del de *desarrollo*. Se considera que *desarrollo* incluye una amplia variedad de actividades dirigidas a articular un negocio alrededor de un producto o un servicio: además del diseño propiamente dicho, estarían incluidos en este término la planificación, estudios de mercado, organización de actividades financieras, productivas y comerciales [11].

2.1. Análisis de las metodologías de fases

Tal como se ha descrito, estos modelos establecen las etapas del problema a resolver para facilitar su entendimiento y la secuencia más recomendable para llevarlas a término. Dentro del ámbito del diseño de máquinas se encuentran diversas metodologías de este tipo. En este trabajo se han analizado las siguientes metodologías:

- M. Asimow (1962): plantea una metodología que contempla tres etapas propiamente de diseño y cuatro de producción y uso. Las tres fases de diseño corresponden a: análisis de factibilidad, diseño preliminar y diseño de detalle [12].
- Pahl & Beitz (1977): proponen una metodología simple basada en cuatro fases principales: clarificación de la tarea y generación de especificaciones, diseño conceptual, diseño de materialización y diseño de detalle [8].
- VDI 2222 (1977) y VDI 2221 (1986): norma de la Asociación de Ingenieros Alemana. Propone una metodología de cuatro fases basadas en siete pasos: definición y clarificación de la tarea, estructura funcional, principios de solución, estructura modular, diseño preliminar, diseño definitivo y diseño de detalle [13].
- M. J. French (1985): presenta el proceso de diseño dividido en cuatro fases: análisis del problema, diseño conceptual, diseño de materialización y diseño de detalle [14][13].
- D. G. Ullman (1989): establece un método basado en seis etapas: establecimiento de la necesidad, planificación, clarificación de la tarea, diseño conceptual, desarrollo del producto, producción, servicio y retirada [15].
- S. Pugh (1991): basada en una visión transversal del diseño, donde los ingenieros de diseño participan en todas las etapas del desarrollo del producto, está dividida en seis fases: análisis de la necesidad del usuario y del mercado, especificación de producto, diseño conceptual, diseño de detalle, fabricación y venta [16].

- V. Hubka & W. E. Eder (1996): propone una metodología dividida en seis pasos que son: establecimiento de las especificaciones de diseño, elaboración de la estructura funcional, diseño conceptual, diseño preliminar y dimensional y diseño de detalle [17].
- C. Riba (2002): basándose en la metodología de la VDI y de Pahl & Beitz, sintetiza las etapas centrales del diseño en cuatro etapas, que se han tomado aquí como etapas básicas de diseño: definición, diseño conceptual, diseño de materialización y diseño de detalle.

La Figura 1 muestra una comparativa entre las fases de estos métodos clásicos. Como puede observarse, las etapas iniciales y finales de algunas de estas metodologías (que se enmarcarían dentro del proceso general de desarrollo de producto, más que en el diseño propiamente dicho) contemplan la detección de la necesidad, el análisis de mercado y la planificación, o la fabricación, las ventas, el servicio post-venta y la retirada. Sin embargo, estas tareas se enfocan desde una perspectiva productiva, comercial y de beneficio final para las empresas de los países desarrollados. Además, se circunscribe sólo a términos de mercado, competencia, contratos, costes y tiempos.

<table>
<tr><th>Asimow (1962)</th><th>VDI 2221 (1977)</th><th>Pahl & Beitz (1977)</th><th>French (1985)</th><th>Ullman (1989)</th><th>Pugh (1991)</th><th>Hubka, Eder (1996)</th><th>Riba (2002)</th></tr>
<tr><td>Identificación de la necesidad</td><td rowspan="2"></td><td>Mercado, empresa, entorno</td><td>Necesidad</td><td>Establec. de la necesidad</td><td>Análisis de mercado</td><td>Contrato de desarrollo</td><td rowspan="2"></td></tr>
<tr><td></td><td>Planificación</td><td></td><td>Planificación</td><td></td><td></td></tr>
<tr><td rowspan="2">Análisis de factibilidad</td><td>Definición y clarificación</td><td>Definición y clarificación</td><td rowspan="2">Análisis y establmto. del problema</td><td rowspan="2">Definición producto</td><td rowspan="2">Especificación</td><td rowspan="2">Especificaciones de diseño</td><td rowspan="2">ETAPA 1
DEFINICIÓN</td></tr>
<tr><td>Especificación</td><td>Especificación</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Diseño preliminar</td><td>Principios de solución
Funciones estructuras, módulos</td><td>Diseño conceptual</td><td>Diseño conceptual</td><td>Diseño conceptual</td><td>Diseño conceptual</td><td>Estructura funcional / Diseño conceptual</td><td>ETAPA 2
DISEÑO CONCEPTUAL</td></tr>
<tr><td>Diseño definitivo</td><td>Diseño de materialización</td><td>Esquemas de materialización</td><td>Desarrollo del producto</td><td rowspan="2">Diseño detallado</td><td>Materialización
Layout preliminar
Layout dimensional</td><td>ETAPA 3
DISEÑO DE MATERIALIZACIÓN</td></tr>
<tr><td>Diseño de detalle</td><td>Documentación detallada</td><td>Diseño de detalle</td><td>Diseño de detalle</td><td></td><td>Diseño de detalle</td><td>ETAPA 4
DISEÑO DE DETALLE</td></tr>
<tr><td>Construcción</td><td rowspan="4"></td><td rowspan="4"></td><td rowspan="4"></td><td>Producción</td><td>Fabricación</td><td rowspan="4"></td><td rowspan="4"></td></tr>
<tr><td>Distribución</td><td rowspan="2">Servicio</td><td rowspan="2">Ventas</td></tr>
<tr><td>Consumo</td></tr>
<tr><td>Retirada</td><td>Retirada</td><td></td></tr>
</table>

Figura 1: Comparativa entre la etapas de diferentes metodologías para el diseño de máquinas.

Observando las etapas puramente de diseño, todas las metodologías incluyen un núcleo común de fases que pueden estructurarse según las cuatro etapas básicas definidas por C. Riba (indicadas en la última columna) [11]:

- **Etapa 1: Definición**. Se incluyen en esta etapa la clarificación y definición de la tarea y la importante tarea de elaboración de especificaciones de diseño, que prácticamente todas las metodologías contemplan. El resultado ideal de esta etapa sería un documento de especificaciones, un conjunto de determinaciones,

características o prestaciones que ha de fundamentar y guiar el diseño del producto en todas las etapas posteriores [11]. Todos los autores describen procedimientos para la generación y documentación de especificaciones y contemplan aspectos como:

- Funciones y modos de operación del producto, movimientos y fuerzas;
- Entorno de operación, espacio, dimensiones, medioambiente, seguridad, competencia;
- Servicios de entorno, suministro energías, mantenimiento, infraestructuras;
- Aspectos de fabricación, materiales, montaje, unidades, coste;
- Aspectos comerciales, precio, aspecto, vida útil, retirada;
- Aspectos legales, patentes, normas.

- **Etapa 2: Diseño conceptual**. La mayoría de las metodologías hablan de diseño conceptual y contemplan en esta etapa las tareas de buscar principios de solución, elaborar una estructura básica funcional, estructural y/o modular sobre las que basar el diseño final. Asimow incluye esta etapa dentro de una más amplia, que denomina de diseño preliminar e incluye también el diseño de materialización.
- **Etapa 3: Diseño de materialización**. Prácticamente todas las metodologías definen esta etapa de materialización de la solución donde se definen esquemas dimensionales, cálculos y se diseña la máquina de forma global. Pugh incluye esta etapa y la siguiente de detalle en una sola etapa de diseño detallado. La VDI llama a esta etapa diseño definitivo.
- **Etapa 4: Diseño de detalle**. Todas las metodologías, excepto Ullman, definen esta etapa de diseño de detalle en la que se definen materiales, se elaboran los planos de fabricación y se hacen las últimas revisiones antes de la producción del producto.

Analizando en profundidad la etapa de definición se observa que ninguna metodología contempla incluir en las especificaciones de diseño aspectos básicos del contexto global al que va dirigido el producto, claves en los proyectos de máquinas apropiadas. Estas metodologías dan, pues, por supuesto que el contexto del diseñador y del usuario es el mismo, es decir, el de los países en los que se han teorizado estas metodologías, con amplia disponibilidad de recursos, materiales o capacidades y gran carencia de tiempo y mano de obra. Cuando se diseña una máquina para una comunidad en desarrollo es de vital importancia conocer y explicitar de forma adecuada el contexto para obtener una máquina apropiada a aquella comunidad. Aún más necesario resulta cuando los contextos de diseñador y usuario están alejados [18].

2.2. Metodologías de diseño en máquinas apropiadas

Existe una amplia literatura enfocada a las tecnologías para comunidades en desarrollo (ejemplos de máquinas desarrolladas para comunidades concretas, cómo integrar una tecnología en un contexto específico, experiencias detalladas, etc.), pero pocos autores hablan sobre la efectividad del proceso de comprensión cultural en el diseño de máquinas.

Las metodologías de diseño descritas se aplican ampliamente en Ingeniería Mecánica y son totalmente válidas en el diseño de máquinas apropiadas. Es más, debido a su amplia utilización, sencilla aplicación y probada validez sería arriesgado buscar una estructura diferente que pudiese complicar el trabajo de los diseñadores cuando lo que se busca en tecnologías apropiadas es la sencillez. Sin embargo, el panorama radicalmente diferente que presentan en muchos aspectos las comunidades en desarrollo (económico, social, cultural, climático, de recursos, infraestructuras, etc.) hace cuestionable la traducción y aplicación directa de estas metodologías a estos contextos. Así, estas metodologías requieren su adaptación para conseguir un producto apropiado [18] ya que sus principios de diseño van dirigidos en su mayoria a la definición de la solución (e, implícitamente, a un contexto desarrollado) y no a la definición del contexto donde se va a usar.

Existen adaptaciones de estas metodologías a las tecnologías apropiadas pero ninguna para el caso concreto de máquinas apropiadas. Esta adaptación ha de centrarse básicamente en la fase de definición y, en menor medida, en la de diseño conceptual de la màquina. Es difícil que un proyecto de diseño llevado a cabo en comunidades en desarrollo fracase debido a una base mecánica errónea o un concepto teórico de funcionamiento equivocado. Este tipo de proyectos suelen fracasar por una falta de comprensión del contexto y, por ello, es en la fase de definición de la máquina apropiada donde más se han de adaptar las metodologías [19]. El análisis del contexto y el estudio de los requerimientos de los usuarios para una correcta elaboración de las especificaciones se convierten en tareas fundamentales de las metodologías de diseño para máquinas apropiadas. Se propone por tanto una metodología de fases, donde el núcleo del diseño de la máquina apropiada sea el mismo que el de las metodologías clásicas, pero

añadiendo una etapa previa en la que se analizará en profundidad el contexto al que va dirigida la máquina. La Figura 2 muestra la estructura de esta metodología para diseño de máquinas apropiadas con el resultado de cada una de las etapas. En la etapa cero se estudiarán las características del entorno y se generará un documento de contexto, que permitirá la elaboración de unas especificaciones de máquina que tengan en cuenta todo el contexto. De esta manera el proyecto tiene una base más sólida sobre la que desarrollarse y las posibilidades de éxito y sostenibilidad en el tiempo de la solución aumentan considerablemente.

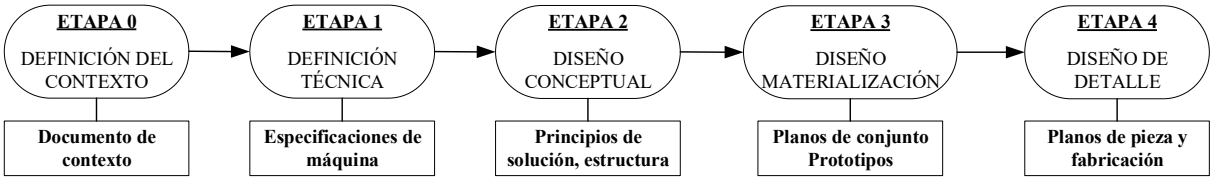


Figura 2: Estructura de metodología de diseño de máquinas apropiadas.

En esta etapa de definición del contexto habrá que considerar y estudiar un amplio abanico de características del entorno. Realizar este trabajo de forma sistemática ayudará a no obviar ningún aspecto importante, sea cual sea el contexto en el que se esté trabajando, ni el tipo de máquina a diseñar.

El análisis de la bibliografía [7][19][21] y la propia experiencia en proyectos de máquinas para comunidades en desarrollo revelan una serie de aspectos básicos iniciales a contemplar, que se muestran en la Figura 3. La clasificación se ha realizado en base a cuatro categorías propuestas por Dunmade [21] cuya consideración garantizaría la sostenibilidad del diseño en el tiempo: aspectos técnicos, económicos, socio-políticos y ambientales. Esta primera propuesta da inicio a un trabajo para incluir más aspectos a tener en cuenta y la metodología necesaria para contemplarlos todos de forma sistemática.

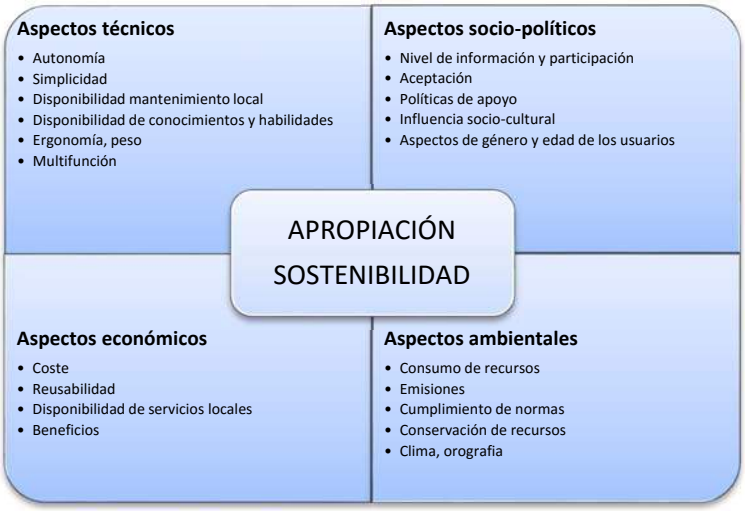


Figura 3: Aspectos básicos a contemplar en el análisis del contexto [21].

3. Conclusiones

El diseño de máquinas apropiadas para comunidades en desarrollo requiere de una metodología a seguir por los ingenieros e ingenieras mecánicos que contemple de manera adecuada las características del contexto al que va dirigida dicha máquina. Las metodologías de diseño clásicas, nacidas en los países desarrollados, consideran implícitamente que el contexto en el que se desarrollará y se usará la máquina es el suyo. Además, el uso de estas metodologías en los países en desarrollo induce a mimetizar comportamientos de los países ricos. Esto, unido a una imitación del modelo de desarrollo de los países desarrollados, hace que las máquinas para comunidades en desarrollo no sean todo lo adecuadas y adaptadas a las necesidades y características de estos usuarios. El problema principal, por tanto, es que no se contempla de manera explícita un análisis detallado del contexto. La metodología para máquinas apropiadas propuesta en este trabajo se basa en las metodologías de fases clásicas de diseño pero contempla el análisis del entorno de los usuarios en el inicio del proyecto. Este análisis conlleva contemplar una serie de aspectos importantes para asegurar la sostenibilidad social, económica, técnica y ambiental en el tiempo del proyecto.

El estudio de las máquinas apropiadas para comunidades en desarrollo lleva a proponer el análisis del contexto como una parte fundamental del diseño de máquinas que las metodologías clásicas de diseño no incluyen. Así pues, más allá del diseño de máquinas apropiadas para países en desarrollo, el análisi del contexto se convierte en esencial para la creación de máquinas apropiadas y sostenibles en cualquier contexto, incluso en los países desarrollados, donde se pueden distinguir distintos contextos.

4. Referencias

[1] E. F. Schumacher. Lo pequeño es hermoso, Blume, (1978). ISBN: 8472141152.

[2] P. D. Dunn. Appropriate technology, Technology with a human face, Schoken Books, (1978). ISBN: 978-0-33324-207-0.

[3] S. Teitel. On the concept of appropriate technology for less industrialized countries, Technological Forecasting and Social Change, 11 (1978), 349-369.

[4] A. Date. Understanding appropriate technology, Appropriate technology in third world development (1984), 163-183.

[5] B. Hazeltine, C. Bull. Field guide to appropriate technology, Academic Press Elsevier, (2003). ISBN: 0-12-335185-5.

[6] C. P. M. Sianipar, G. Yudoko, A. Adhiutama, K. Dowaki. Community empowerment through appropriate technology: sustaining the sustainable development. Procedia Environmental Sciences, 17 (2013), 1007–1016.

[7] H. M. Murphy, E. A. McBean, K. Farahbakhsh. Appropriate technology – A comprehensive approach for water and sanitation in the developing world, Technology in Society, 31(2), (2009) 158–167.

[8] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen, K. Grote. Engineering design: a systematic approach, Springer, (2007). ISBN: 978-1-84628-319-2.

[9] N. Cross. Engineering design methods. Strategies for product design, Wiley, (2000). ISBN: 978-0-471-87250-4.

[10] C. Sianipar, G. Yudoko, K. Dowaki, A. Adhiutama, Design Methodology for Appropriate Technology: Engineering as if People Mattered. Sustainability, 5(8), (2013), 3382–3425.

[11] C. Riba. Diseño concurrente, Edicions UPC, (2002). ISBN: 978-8-48301-598-8.

[12] M. Asimow. Introduction to Design, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N. J., (1962)

[13] VDI. Guideline 2221 - Systematic approach to the design of technical systems and products, VDI-Verlag, (1986).

[14] M. J. French. Conceptual Design for Engineers, Design Council/Springer-Verlag, (1999). ISBN: 978-1-84996-853-9.

[15] D. G. Ullman. The mechanical design process, McGraw-Hill, (2010). ISBN: 978–0–07–297574–1.

[16] S. Pugh. Total design. Integrated methods for successful product engineering, Addison-Wesley (1991). ISBN: 978-0-201-41639-8.

[17] V. Hubka, W.E. Eder. Design Science, Springer-Verlag, (1996). ISBN: 978-3-540-19997-7

[18] R. Kuhr, K. Otto, R. Sosa, N. Raghunath, H. Katja, K. Wood, Design with the developing world: A model with seven challenges for the future International Conference on Engineering Design, 22 (2013) , 1–10.

[19] C. A. Mattson, A. E. Wood, Nine principles for design for the developing world as derived from the engineering literature. Journal of Mechanical Design, 136 (12) (2014), 121403-1-15

[20] A. M. Bauer, A. Brown, Quantitative Assessment of Appropriate Technology. Procedia Engineering, 78, (2014), 345–358.

[21] I. Dunmade, Indicators of sustainability: assessing the suitability of a foreign technology for a developing economy. Technology in Society, 24(4), (2002), 461–471.

BLOQUE XVIII

TRIBOLOGÍA

Cálculo de capacidad de carga estática de rotulas esféricas radiales libres de mantenimiento

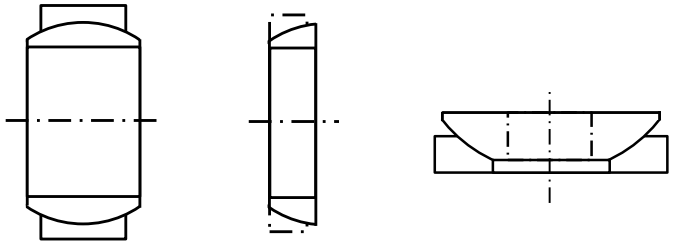
J. Aguirrebeitia Celaya, M. Abasolo Bilbao, J. Vallejo Matilla, I. Coria Martínez, I. Heras Miguel

Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. mikel.abasolo@ehu.es

Este trabajo presenta un modelo que, basado en el estudio del campo de interferencias, permite calcular el valor de la carga equivalente en rotulas esféricas radiales libres de mantenimiento sometidos a cargas combinadas axiales y radiales. Partiendo de este modelo, se ha desarollado un algoritmo para hallar las combinaciones de carga que llevan al fallo de la rótula. Los resultados obtenidos se presentan en forma de curvas, tal y como lo hacen los fabricantes en sus catálogos comerciales, con resultados muy similares. La contribución del trabajo consiste en explicar la base técnica de las curvas, no explicadas en ningún catálogo, norma o publicación, desarrollando más allá una metodología que permite a cualquier fabricante generar sus propias curvas, adaptadas a sus propios diseños.

1. Introducción

Los rótulas esféricas se usan en aplicaciones donde los elementos unidos están sometidos a grandes desalineamientos angulares, abarcando sectores como energía eólica, ferrocarriles, minería, entre otros. La Figura 1 muestra los distintos tipos de rótula esférica: radial, axial y de contacto angular. Las rótulas radiales están diseñadas para soportar carga radiales, pero simultáneamente pueden soportar cargas axiales. Las dimensiones de estas rótulas están estandarizadas [1,2]; incluyendo un juego radial Δr, definido como la distancia que se puede desplazar un anillo con respecto al otro en dirección diametral, cuyos valores mínimos y máximos también están normalizados.



(a) (b) (c)

Figura 1: Tipos de rótula esférica: a) radial b) contacto angular c) axial

Respecto a las cargas, se consideran estáticas si no hay movimiento relativo entre anillos, y en caso contrario serán dinámicas. La capacidad radial estática es la carga radial máxima que puede soportar la rótula sin que aparezcan deformaciones inadmisibles, fractura o daño en las superficies en contacto. Por su parte, la capacidad radial dinámica es la carga radial máxima sin que haya un excesivo desgaste bajo las condiciones de trabajo. Ambos valores vienen dados para cada geometría en los catálogos de fabricantes.

Sin embargo, según se ha comentado, las rótulas radiales soportan cargas combinadas radiales y axiales. Para estos casos F_a-F_r, los fabricantes proponen calcular una carga radial equivalente P que deberá ser menor que la capacidad radial C_r (estática o dinámica) para evitar el fallo:

$$P = Y \cdot F_r < C_r \tag{1}$$

Donde Y es el factor de mayoración de carga, que depende de la relación F_a/F_r. La Figura 2 muestra las curvas con los valores de Y para rótulas radiales libres de mantenimiento del fabricante SKF [3]. Hay dos curvas: una para la serie GEP..FS, y otra para el resto de las series.

En rótulas radiales el fallo se da cuando la presión máxima de contacto llega a un valor límite, pero los fabricantes no explican cómo se calcula la distribución de presiones, y por tanto se desconoce el origen de los valores del factor de mayoración de carga Y.

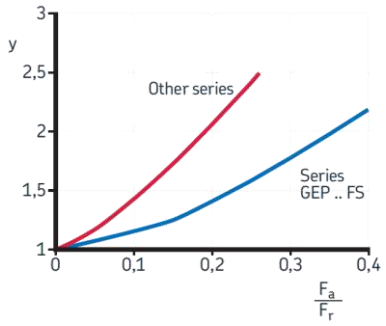


Figura 2: Curvas Fa/Fr-Y del fabricante SKF para rótulas radiales libres de mantenimiento [3]

Laszlofalvi et al. publicaron en la revista Ball Bearing Journal (editada por SKF) un modelo analítico para estimar el campo de interferencias y la distribución de presiones de una forma simplificada, aproximando la superficie esférica real de contacto por otra cilíndrica para el caso de carga radial pura [4]; en un trabajo posterior generalizaron el modelo para casos de carga combinada radial y axial, esta vez aproximando el contacto mediante superficies cónicas [5], siendo el único trabajo que estudia las cargas combinadas en rótulas esféricas. Sin embargo, la aproximación de la superficie de contacto implica una pérdida de precisión. Además, este modelo permite calcular la presión máxima bajo una determinada carga para conocer si se dará el fallo, pero no se explica un procedimiento para obtener los valores del factor de mayoración de carga.

El presente trabajo desarrolla un nuevo modelo para calcular los factores de mayoración de carga en rótulas esféricas radiales libres de mantenimiento. Se mejora el modelo de Laszlofalvi et al. estudiando la superficie real de contacto esférico, de forma que los resultados son más precisos. Como aplicación directa y generalista del modelo, se ha creado además un procedimiento para calcular los factores de mayoración de cargas. Los valores obtenidos han sido comparados con los proporcionados por SKF (ver Figura 2).

2. Nuevo modelo

El nuevo modelo impone un desplazamiento al anillo interior, manteniendo fijo el exterior, lo cual provoca una distribución de presiones en el contacto. Por simplicidad, primero se analizará una carga radial pura, y después se generalizará el procedimiento para cargas combinadas axial y radial

2.1. Carga radial pura

Una vez puestos los anillos en contacto tras superar la holgura Δr/2, se desplaza el anillo interior una distancia δ_0 en dirección radial según se muestra en la Figura 3 (coordenadas esféricas θ=ψ=0). Este desplazamiento se debe a una fuerza radial F_r, cuyo valor se quiere calcular. De la Figura 4 se deduce la extensión de la interferencia (expresada como la fracción ε del diámetro de contacto d) en función de δ_0 y Δr [4]:

$$\left.\begin{aligned} {}^{d}/_{2}\cdot cos\beta &= \left({}^{d}/_{2} - {}^{\Delta r}/_{2}\right)\cdot cos\alpha \\ sin\beta &= \frac{{}^{d}/_{2}-\varepsilon\cdot d}{{}^{d}/_{2}} \\ sin\alpha &= \frac{{}^{d}/_{2}-\varepsilon\cdot d-{}^{\Delta r}/_{2}-\delta_0}{{}^{d}/_{2}-{}^{\Delta r}/_{2}} \end{aligned}\right\} \rightarrow \varepsilon = \frac{\delta_0}{\Delta r+2\cdot\delta_0} \qquad (2)$$

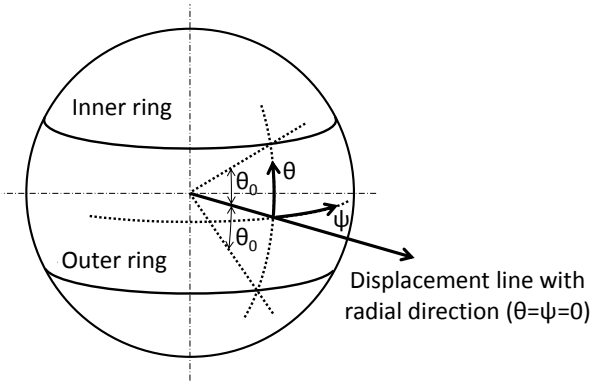


Figura 3: Desplazamiento en dirección radial (θ=ψ=0)

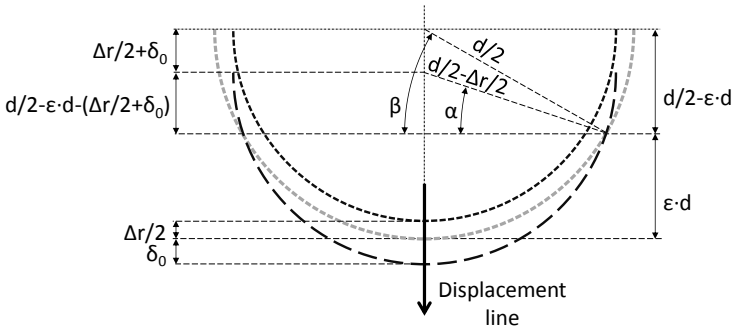


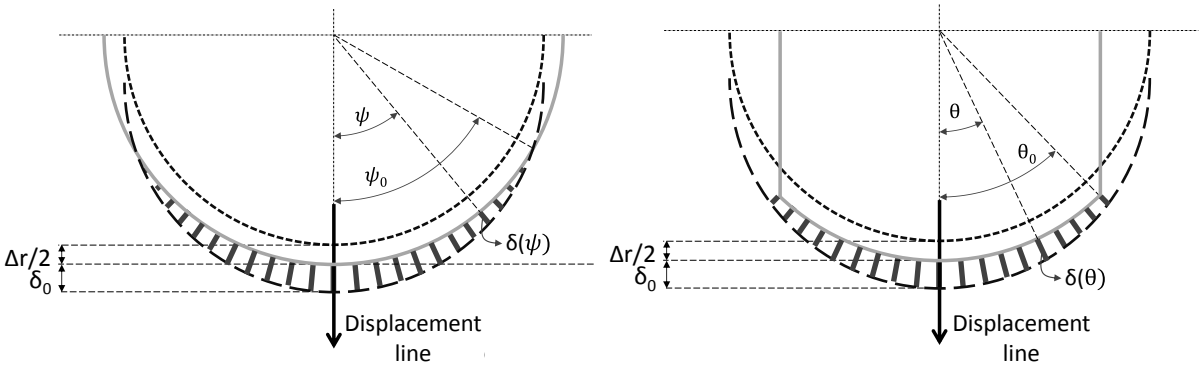
Figura 4: Representación gráfica de la extensión de la interferencia ε·d

Se analiza el campo de interferencias según las coordenadas esféricas circunferencial ψ y azimutal θ de la Figura 3. La interferencia máxima ocurre en el punto ψ=θ=0, es decir en la línea de desplazamiento, con un valor igual al desplazamiento radial impuesto δ_0 (ver Figura 4).La Figura 5a muestra el campo de interferencias a lo largo de la línea circunferencial (θ=0). El contacto ocurre en el rango $-\psi_0<\psi<\psi_0$. Asumiendo pequeñas interferencias en comparación con el diámetro de los anillos, la interferencia tiene la siguiente forma [4]:

$$\delta(\psi) = \delta_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi)\right) \tag{3}$$

En [4] se asumió una interferencia constante en dirección azimutal, aproximando la superficie esférica real mediante una superficie cilíndrica. El presente trabajo utiliza la superficie esférica real, con la Figura 5b mostrando el campo de interferencias en dirección azimutal (ψ=0). El contacto ocurre en el rango $-\theta_0<\theta<\theta_0$ (ver Figura 3) y la interferencia sigue la misma distribución que en dirección circunferencial:

$$\delta(\theta) = \delta_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta)\right) \tag{4}$$



(a) (b)

Figura 5: Interferencia bajo carga radial: a) en dirección circunferencia (θ=0) b) en dirección azimutal (ψ=0)

Combinando las ecuaciones (3) y (4), la interferencia en cualquier punto de contacto (ψ,θ) es:

$$\delta(\psi,\theta) = \delta_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta)\right) \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi)\right) \tag{5}$$

El campo de interferencia δ(ψ,θ) genera una distribución de presiones p(ψ,θ) que, como se postuló en [4], se puede expresar de la siguiente manera:

$$p(\psi,\theta) = C \cdot \left(\delta(\psi,\theta)\right)^e \tag{6}$$

Donde los coeficientes C y e son constantes que deben calcularse mediante Elementos Finitos para cada tipo de rótula, porque sus valores dependen de la geometría y el material. La ecuación (6) se puede reescribir como:

$$p(\psi,\theta) = p_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta)\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi)\right)^e \tag{7}$$

Donde p_0 es la presión en la línea de desplazamiento:

$$p_0 = C \cdot {\delta_0}^e \tag{8}$$

La componente radial del campo de presiones da lugar a una fuerza radial F_r, que según la Figura 3 es:

$$F_r = \int p(\psi,\theta) \cdot cos\psi \cdot cos\theta \cdot dA \tag{9}$$

En coordenadas esféricas, el diferencial de áres dA es:

$$dA = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot cos\theta \cdot d\theta \cdot d\psi \tag{10}$$

Sustituyendo las ecuaciones (7) y (10) en (9):

$$F_r = p_0 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot I \tag{11}$$

Donde:

$$I = \iint \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta)\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi)\right)^e \cdot cos\psi \cdot cos^2\theta \cdot d\theta \cdot d\psi \tag{12}$$

Esta integral se resuelve numéricamente. Por ejemplo, discretizando θ_i y ψ_j de grado en grado (π/180 rad) entre los intervalos -90°< θi<90° y -180°<ψj<180°, la expresión (12) queda:

$$I = \left(\frac{\pi}{180}\right)^2 \cdot \sum\sum \left(\left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta_i)\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi_j)\right)^e \cdot cos\psi_j \cdot cos^2\theta_i\right) \tag{13}$$

Obviamente, no existe interferencia en todos los puntos de la superficie (ver Figura 5). Si la interferencia es negativa en un punto (ψ_j,θ_i), indica que no hay interferencia y por tanto la presión es nula, y el término correspondiente de la ecuación (13) debe ser nula. Esto ocurre cuando el punto (ψ_j,θ_i) cumple cualquiera de las siguientes condiciones (deducidas respectivamente de las expresiones (3) y (4), y de la Figura 5b):

$$1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi_j) < 0 \tag{14a}$$

$$1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta_i) < 0 \tag{14b}$$

$$\text{abs}(\theta_i) > \theta_0 \tag{14c}$$

Así, mediante estas expresiones se calcula la fuerza F_r causado por la interferencia radial δ_0 entre anillos.

2.2. Carga combinada axial y radial

En este caso, con los anillos en contacto tras superar la holgura $\Delta r/2$, se impone un desplazamiento δ_0 según una línea de desplazamiento con ángulo azimutal $\theta=\alpha$ tal y como se muestra en la Figura 6; tomando esta línea como referencia, se definen unas nuevas coordenadas esféricas ψ' y θ'. El desplazamiento δ_0 se debe a una fuerza radial F_r y una fuerza axial F_a, cuyos valores se quieren calcular.

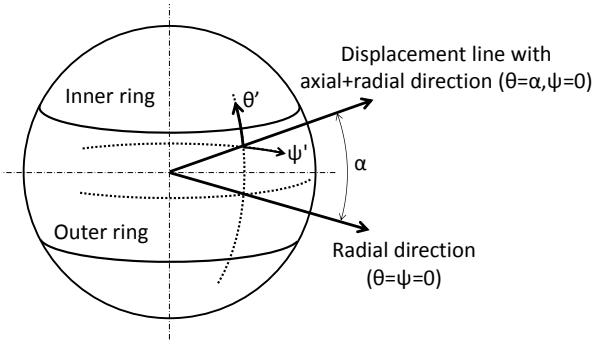


Figura 6: Desplazamiento en dirección radial y axial ($\theta=\alpha$, $\psi=0$).

La distribución de presiones en función de las coordenadas (ψ',θ') es análogo a la presentada en la ecuación (7):

$$p(\psi',\theta') = p_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta')\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi')\right)^e \tag{15}$$

Las fuerzas F_r y F_a se calculan proyectando las presiones en direcciones axial y radial en el sistema de coordenadas original. De la Figura 6:

$$F_r = \int p(\psi',\theta') \cdot cos\psi \cdot cos\theta \cdot dA \tag{16a}$$

$$F_a = \int p(\psi', \theta') \cdot sin\theta \cdot dA \tag{16b}$$

Sustituyendo (15) y (10) en (16a) y (16b):

$$F_r = p_0 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot I_r \tag{17a}$$

$$F_a = p_0 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot I_a \tag{17b}$$

Donde:

$$I_r = \iint \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta')\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi')\right)^e \cdot cos\psi \cdot cos^2\theta \cdot d\theta \cdot d\psi \tag{18a}$$

$$I_a = \iint \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta')\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\psi')\right)^e \cdot cos\theta \cdot sin\theta \cdot d\theta \cdot d\psi \tag{18b}$$

Como en la ecuación (13), las integrales se resuelven numéricamente:

$$I_r = \left(\frac{\pi}{180}\right)^2 \cdot \sum\sum \left(\left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta_i')\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot \left(1 - cos\psi_j'\right)\right)^e \cdot cos\psi_j \cdot cos^2\theta_i\right) \tag{19a}$$

$$I_a = \left(\frac{\pi}{180}\right)^2 \cdot \sum\sum \left(\left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta_i')\right)^e \cdot \left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot \left(1 - cos\psi_j'\right)\right)^e \cdot cos\theta_i \cdot sin\theta_i\right) \tag{19b}$$

Los valores de $cos\theta'_i$ y $cos\psi'_j$ para cada término en las expresiones (19) se calcula con las siguientes ecuaciones, que relacionan las coordenadas ψ' y θ' con ψ y θ:

$$sin\theta_i' = cos\theta_i \cdot cos\psi_j \cdot sin\alpha + sin\theta_i \cdot cos\alpha \quad \rightarrow \quad cos\theta_i' = \sqrt{1 - sin^2\theta_i'} \tag{20a}$$

$$cos\psi_j' = \frac{cos\theta_i \cdot cos\psi_j - sin\theta_i' \cdot sin\alpha}{cos\theta_i' \cdot cos\alpha} \tag{20b}$$

Los puntos (ψ_j,θ_i) con interferencia negativa tendrán presión negativa, y su término en la ecuación (19) debe ser cero. Como en la expresión (14), ésto se da cuando se cumple cualquiera de estas condiciones:

$$1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot \left(1 - cos\psi_j'\right) < 0 \tag{21a}$$

$$1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon} \cdot (1 - cos\theta_i') < 0 \tag{21b}$$

$$\text{abs}(\theta_i) > \theta_0 \tag{21c}$$

3. Cálculo del factor de mayoración de carga

Mediante las ecuaciones de la sección previa, a partir de un desplazamiento δ_0 del anillo interior respecto al exterior, el nuevo modelo calcula las interferencias y presiones, y las fuerzas correspondientes F_a y F_r que las originan. A mayor desplazamiento δ_0, mayores las presiones y las fuerzas. Según se explicó en la Introducción, el fallo ocurre cuando la presión máxima de contacto alcanza un valor límite p_{max}. Esta presión ocurre en el punto de máxima interferencia (δ_{max}), cuyo valor de acuerdo a la ecuación (6) es:

$$\delta_{max} = \left(\frac{p_{max}}{C}\right)^{1/e} \tag{22}$$

El punto con interferencia máxima δ_{max} no siempre es el mismo: si $\alpha<\theta_0$ como en la Figura 7a, δ_{max} ocurre en la línea de desplazamiento con un valor $\delta_{max}=\delta_0$; si $\alpha>\theta_0$ como en la Figura 7b, no existe contacto en la línea de desplazamiento y la interferencia máxima ocurre en el ángulo $\theta=\theta_0$, siendo su valor menor que δ_0. Así:

$$\text{Si } \alpha < \theta_0 \rightarrow \delta_0 = \delta_{max} \tag{23a}$$

$$\text{Si } \alpha > \theta_0 \rightarrow \delta_0 = \frac{\delta_{max}}{\left(1 - \frac{1}{2\cdot\varepsilon}(1 - cos(\theta_0 - \alpha))\right)} \tag{23b}$$

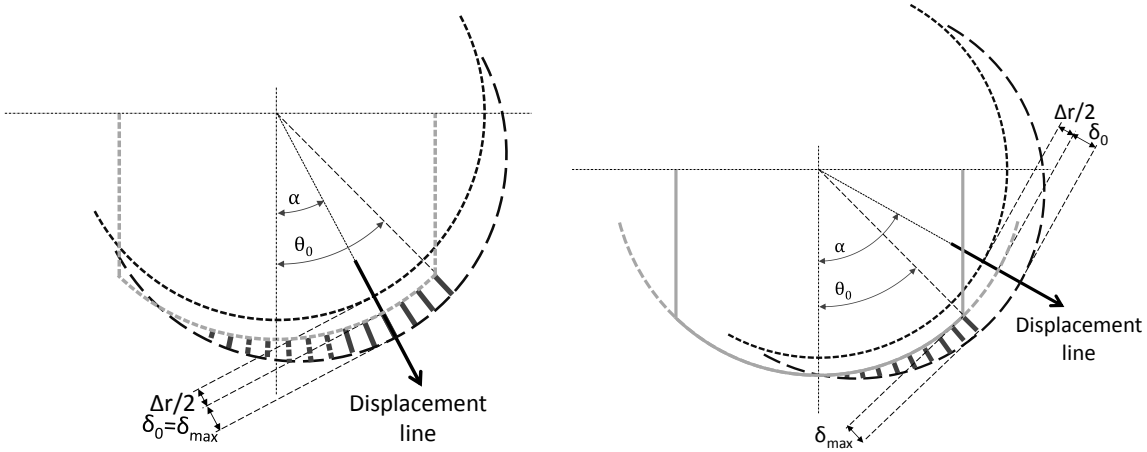
Como δ_0 es diferente para $\alpha<\theta_0$ y $\alpha>\theta_0$, el valor de ε será diferente en cada caso. Sustituyendo las expresiones (23) en (2):

$$\text{Si } \alpha < \theta_0 \rightarrow \varepsilon = \frac{\delta_{max}}{\Delta r + 2\cdot\delta_{max}} \tag{24a}$$

$$\text{Si } \alpha > \theta_0 \rightarrow \varepsilon = \frac{\frac{1}{\left(1-\frac{1}{2\cdot\varepsilon}\cdot(1-cos(\theta_0-\alpha))\right)}}{\frac{\Delta r}{\delta_{max}}+2\cdot\frac{1}{\left(1-\frac{1}{2\cdot\varepsilon}\cdot(1-cos(\theta_0-\alpha))\right)}} \quad (24b)$$

La ecuación (24b) debe ser resuelta iterativamente para calcular ε.

En resumen, de los desplazamientos δ_0 de las expresiones (23a) o (23b) dependiendo del valor de α, el método calcula las fuerzas F_r y F_a que causan la presión límite p_{max} y por tanto el fallo del rodamiento. En este sentido, las curvas F_a/F_r-Y como las de la Figura 2 se obtienen punto a punto para distintos valores de α.



(a) (b)

Figura 7: . Campo de interferencias(a) $\alpha<\theta_0$: $\delta_0=\delta_{max}$ (b) $\alpha>\theta_0$: $\delta_0\neq\delta_{max}$.

4. Resultados y discusión

Como se indicó en la Introducción, la Figura 2 muestra los factores de mayoración de cargas del fabricante SKF para sus rótulas esféricas radiales libres de mantenimiento: una curva para la serie GEP..FS, y otra para el resto de series.

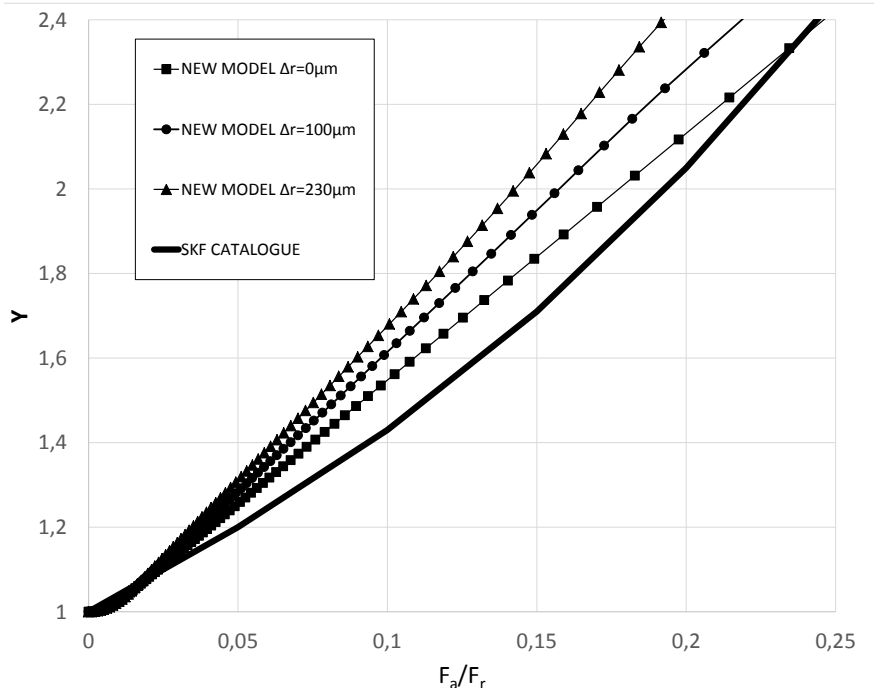
Para obtener las curvas con el modelo, se ha escogido la rótula GEP 320 FS de la serie GEP..FS y la rótula GEC 320 TXA-2RS del resto de series [3]. La Tabla 1 indica el diámetro d, el ángulo límite d contacto azimutal θ_0, las holguras radiales mínima y máxima (Δr min y Δr max) y la presión máxima de fallo p_{max}. Esta última variable es un parámetro de diseño determinado por el fabricante en base a las características de sus productos, y su valor se ha calculado aplicando en el modelo una carga radial igual a la capacidad radial de la rótula.

Por último, los parámetros C y e caracterizan el comportamiento de cada rótula (dependiendo de su rigidez), de acuerdo a la ecuación (8); sus valores se han obtenido de análisis por Elementos Finitos. Para la rótula GEC 320 TXA-2RS, C=4333 y e=1 (con la presión expresada en MPa y la interferencia en mm); estos valores no dependen de la magnitud de la carga ni de la holgura Δr. Para la rótula GEP 320 FS, C=3825 y e=1, pero sólo cuando la holgura es nula (Δr=0); se ha observado que para holgura mínima y máxima no se cumple la ecuación (8), es decir el modelo no se adapata a esta rótula. Se cree que esta limitación se debe a que las rótulas de la serie GEP..FS tienen un ángulo de contacto mucho mayor y una presión de fallo p_{max} mucho menor que las otras series. Pese a ello, el modelo se adapta bien al caso de holgura nula, con lo que la curva se ha obtenido para este caso con los valores de C y e de la Tabla 1.

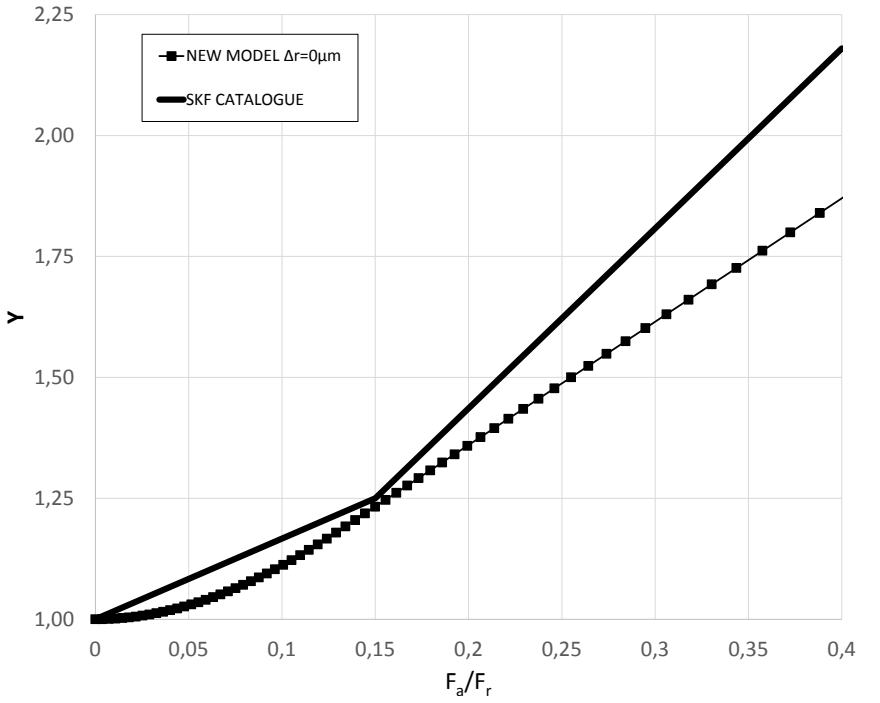
Tabla 1: Rótulas estudiadas [3]. *Valores sólo válidos para el caso de holgura nula.

	GEC 320 TXA-2RS	**GEP 320 FS**
d (mm)	380	414
θ_0 (°)	15.45	31.77
Δr min (μm)	100	135
Δr max (μm)2	230	490
p_{max} (MPa)	1000	300
C	4333	3825*
e	1	1*

La Figura 8 muestra las curvas de SKF junto con las obtenidas del modelo; para la rótula GEP 320 FS sólo se muestran las curvas de holgura nula, tal y como se ha justificado. Los resultados demuestran la validez del modelo presentado en este trabajo. Este modelo puede ser utilizado por cualquier fabricante para desarrollar sus propias curvas, adaptadas a sus productos y parámetros de diseño particulares.



(a)



(b)

Figura 8: . Curvas Fa/Fr-Y del fabricante SKF y del nuevo modelo: a) GEC 320 TXA-2RS b) GEP 320 FS

5. Conclusiones

El cálculo del factor de mayoración de carga para calcular la carga radial equivalente en rótulas radiales libres de mantenimiento sometidas a cargas combinadas axiales y radiales no ha sido publicado en ningún trabajo o

norma. Así, los catálogos de fabricantes proporcionan unas curvas con sus valores, pero sin explicar su origen. En los trabajos clásicos [4, 5], publicados por Laszlofalvi et al. en la revista Ball Bearing Journal del fabricante SKF, se indicaba que el fallo ocurre cuando la presión máxima alcanza un valor límite de diseño, y se desarrolló un modelo para calcular la distribución de presiones para una cierta combinación de carga axial y radial; comparando la presión máxima con el valor límite, el modelo permitía determinar si la rótula falla bajo ese particular caso de carga. Sin embargo, no se explicaba cómo calcular los valores del factor de mayoración de carga de manera automatizada; además, la distribución de presiones se realizaba de manera aproximada, utilizando superficies cilíndricas y cónicas en vez de la superficie esférica real.

El presente trabajo desarrolla un nuevo modelo basado en el modelo de Laszlofalvi et al., que estudia el campo de interferencia y presiones de una manera más rigurosa, considerando la superficie esférica; adicionalmente, se ha creado un algoritmo para calcular los valores del factor de mayoración de cargas. Los resultados son muy similares a los del fabricante SKF, demostrando que el modelo puede ser utilizado por cualquier fabricante para calcular sus propias curvas.

6. Agradecimientos

Los autores quieren agradecer el apoyo financiero del Ministerio de Economía y Competitividad (MINECO, DPI2013-41091-R) y a la Universidad de País Vasco (UPV/EHU, UFI11/29). El trabajo es resultado de una colaboración con el fabricante Iraundi S.A..

7. Referencias

[1] International Standard ISO 12240-1:1998. Spherical plain bearings-Part 1: Radial spherical plain bearings.

[2] American Standard ANSI/ABMA Std. 22.2-1988. Spherical Plain Radial Bearings, Joint-type - Inch Design.

[3] SKF website: http://www.skf.com/mena/products/bearings-units-housings/spherical-plain-bearings-bushings-rod-ends/index.html .

[4] Laszlofalvi Z, Schutz KH. Maximum specific bearing load in maintenance-free plain bearings (Part I). Ball Bearing Journal 1981; 209:1-6.

[5] Laszlofalvi Z, Schutz KH. Maximum specific bearing load in maintenance-free plain bearings (Part II). Ball Bearing Journal 1982; 211:9-16.

Ensayo y fabricación de texturas elípticas para la mejora del coeficiente de fricción lubricado en contactos puntuales

I. Bellón Vallinot[1], J. Echávarri Otero[1], E. de la Guerra Ochoa[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. División de Ingeniería de Máquinas. GI-IM Universidad Politécnica de Madrid. i.bellon@alumnos.upm.es, jechavarri@etsii.upm.es*

[2]*Dpto. de Estructuras. Patentes Talgo. edelaguerra@talgo.com*

El texturizado de superficies se ha mostrado como una herramienta muy útil para la mejora de las condiciones de lubricación en contactos elastohidrodinámicos y, por lo tanto, para la reducción del coeficiente de fricción en condiciones de alta carga y baja velocidad.

En este artículo se va a presentar la fabricación mediante fotolitografía y ataque químico y los ensayos de medida del coeficiente de fricción en texturizados de elipses de diferentes profundidades y excentricidades en probetas de cobre. Para el ensayo se ha utilizado una máquina de contacto puntual MTM y se ha definido un amplio rango de condiciones de funcionamiento (velocidad, deslizamiento, carga) para abarcar desde el régimen de lubricación completa al régimen de lubricación mixto-límite.

Los resultados demuestran una mejora del coeficiente de fricción mayor del 30% y una ampliación del régimen de lubricación completa.

1. Introducción

Muchos sistemas lubricados funcionan en regímenes de lubricación mixto/límite, especialmente bajos condiciones de operación de altas cargas normales y bajas velocidades, como en muchas ocasiones rodamientos y engranajes.

Para lograr reducir la fricción en estas condiciones se plantean, entre otras, las siguientes líneas de actuación: desarrollo de lubricantes de menor viscosidad y mayor duración, desarrollo de materiales de baja fricción y recubrimientos duros, desarrollo de superficies óptimas de ingeniería mediante el empleo de micro-topografías o texturas superficiales [1].

En este último punto es donde se centra el objetivo del trabajo. Mediante el texturizado de superficies que están en contacto lubricado se consiguen modificar las condiciones de lubricación existentes, ver figura1, el cambio del régimen de lubricación con el fin de reducir el desgaste y la fricción [2].

El mecanismo de actuación de las texturas es complejo, pero de manera conceptual, se comportan como reservas de lubricante que facilitan la existencia de una capa del mismo bajo las condiciones de funcionamiento más exigentes. Además, atrapan partículas desprendidas del metal y generan una presión hidrodinámica adicional [3].

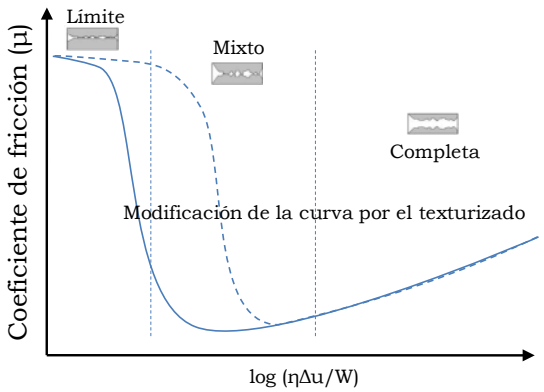


Figura 1: Modificación de la curva de Stribeck por el texturizado.

2. Diseño de las probetas y plan de ensayos

La máquina de ensayo que se va a utilizar para los ensayos tribológicos es una Mini-Traction Machine (MTM) de PCS Instruments que permite la medida del coeficiente de fricción en una gran cantidad de condiciones, materiales o tipos de contacto. El contacto elegido es un contacto puntual entre una bola de acero y un disco de cobre (ver tabla 1 con propiedades y geometría). Las texturas han sido creadas sobre la superificie del disco de cobre.

Tabla 1: Propiedades y geometría de las probetas empleadas.

	Material	E(GPa)	ν	r(mm)
Bola	Acero E-52100	210	0.3	9.525
Disco	Cobre	117	0.34	∞

Los parámetros a definir para el diseño de la probeta son los siguientes: geometría superficial (forma, orientación y tamaño), profundidad y densidad superficial.

Para la geometría superficial se ha seleccionado una forma elíptica con el eje mayor orientado perdicularmente a la velocidad de deslizamiento, en línea con [4, 5]. En cuanto al tamaño se han seleccionado tres relaciones de aspecto entre semieje menor y semieje mayor de: 1x2, 1x4 y 1x6.

Para fijar la dimensión de alguno de los semiejes y con ello definir completamente la elipse, se ha tomado como referencia la anchura del contacto hertziano. Se han seleccionado tamaños de semieje menor en base a la semi-anchura del contacto hertziano puntual (a) [6].

El siguiente paso, ha sido fijar la carga. En base a experiencias previas, [3, 7], se han seleccionado dos cargas normales, 5 y 20N. Con estas cargas, finalmente se fabricaron las siguientes elipses: 150x300µm, 150x600µm y150x900µm que tienen el semieje menor ligeramente superior a la semianchura correspondiente al contacto de 20N, 120µm.

La densidad superficial, entendida como área texturizada sobre área no texturizada, se define en base a [8, 9] seleccionado dos densidades: 5 y 10%.

Para conseguir diferentes profundidades se realizarion diferentes combinaciones de tiempo y temperatura durante el ataque químico, consiguiendo un rango entre 17 y 78µm.

El plan de ensayos tiene los siguientes parámetros y semejante al empleado a [3, 7]:

- Lubricante, PAO6.
- Temperatura del baño fija a 40ºC.
- Cargas de 5 y 20N.
- Velocidades medias (u_m) entre 100 y 3500mm/s.
- Deslamiento (SRR) entre 5 y 100%.

3. Fabricación de las probetas de ensayo

De entre las tecnologías disponibles para la realización del texturizado [10] se ha seleccionado la fotolitografía y el ataque químico. En la figura 2 se ha descrito, de manera esquemática, el procedimiento empleado.

Para conseguir las diferentes profundidades se empleó la siguiente combinación de tiempo y temperatura:

- Temperatura ambiente – 8 minutos – profundidad 17µm
- Temperatura ambiente – 20 minutos – profundidad 35µm
- 40 °C – 20 minutos – profundidad 78µm

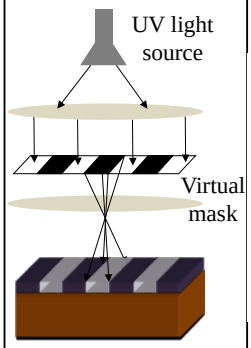
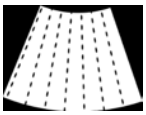
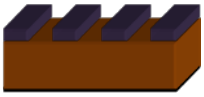
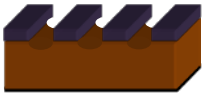
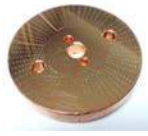
(a)		**Adherir película fotosensible** Película Riston PlateMaster PM100 a T=120ºC	
(b)		**Fotolitografía** - Las partes oscuras de las de la máscara virtual corresponden con las zonas no expuestas de la película fotosensible, no se endurecen - Las partes claras son zonas expuestas y por tanto se endurecen por la acción de la luz UV	 
(c)		**Revelado** Se elimina la película no endurecida usando Na_2CO (al 0,85% en peso)	
(d)		**Ataque químico** Baño de $FeCL_3$ (al 40% en peso) con diferentes temperaturas y tiempos para conseguir diferentes profundidades	
(e)		**Stripping y limpieza** - Eliminación del resto de la película en una solución de KOH (al 3% en peso) - Limpieza con agua y alcohol	

Figura 2: Proceso de texturizado empleado.

Después de la fabricación se realiza una inpsección de la textura realizada mendiente un microscopio opto-digital Olympus DSX 500 de alta resolución, ver figura 3, para verificar la profundidad y la geometría superficial de la textura realizada.

Como se puede ver en la figura 3, la definición de la geometría generada es muy buena no afectando al estado superficial del área circundante.

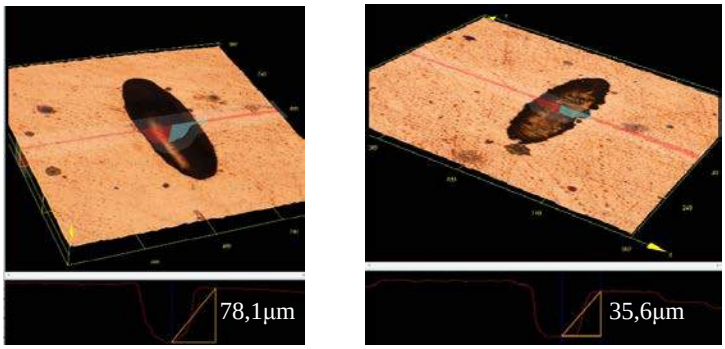


Figura 3: Verificación de la geometría superficial para el mismo tamaño de elipse (150x600 µm) y dos profundidades diferentes.

4. Resultados y discusión

Durante los ensayos en la MTM se obtuvieron más de mil registros en las condiciones de ensayo antes mencionadas. Además se han realizado ensayos con probetas sin texturizar que se utilizarán como patrón de comparación.

En todas las gráficas mostradas (figuras 4 a 8) se va a representar la curva de Stribeck en función de la velocidad media, siendo la zona donde empieza el régimen mixto la de velocidades por debajo de 500mm/s.

4.1. Efecto de la relación de aspecto

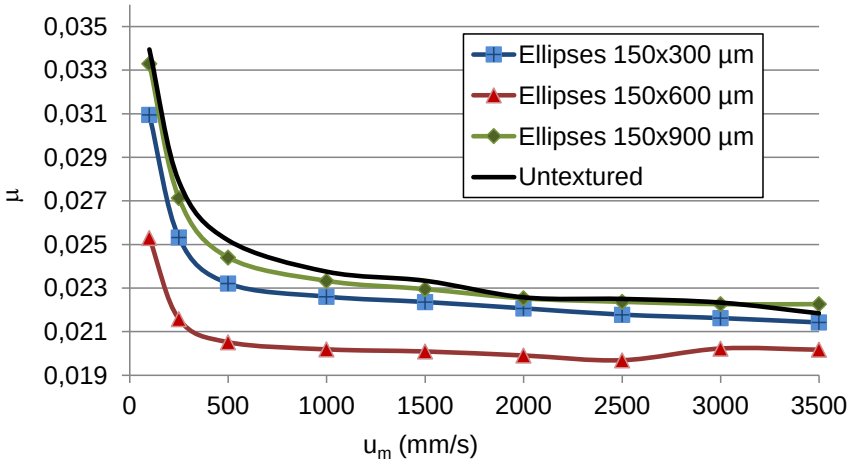


Figura 4: Efecto de la relación de aspecto sobre el coeficiente de fricción (Densidad 5%, profundidad de 78μm, carga de 20N y SRR=50%).

La figura 4 muestra el efecto de la relación de aspecto (de 1x2 a 1x6) sobre el coeficiente de fricción en función de la velocidad media. Como se puede el efecto de la mejora en el coeficiente de fricción es despreciable respecto del caso sin texturizar para la mayor elipticidad. Sin embargo, para el caso intermedio, 150x600μm (ratio de 1x4), se obtienen los mejores resultados en todo el rango de velocidades.

Para este caso a 100mm/s la redución respecto del caso sin texturizar de la elipse de 150x600μm es aproximadamente del 28%.

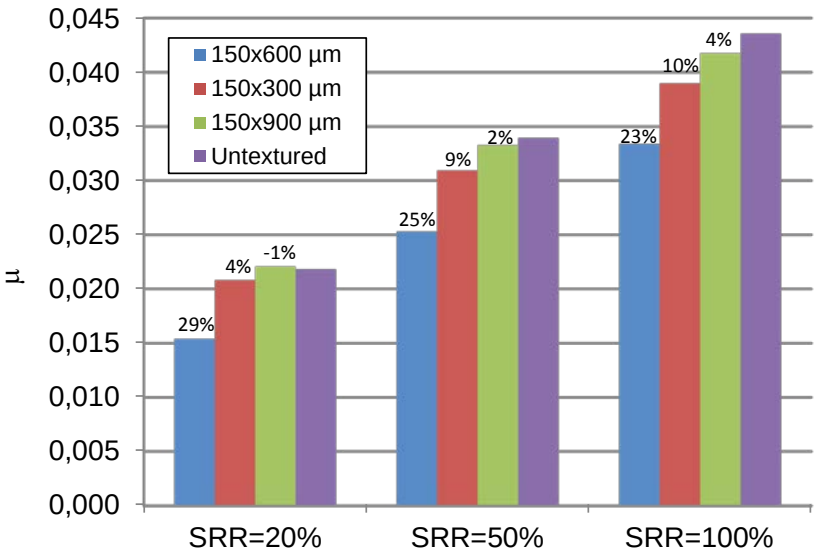


Figura 5: Efecto de la relación de aspecto sobre el coeficiente de fricción para diferentes deslizamientos (Densidad 5%, profundidad de 78μm, carga de 20N).

Del mismo modo, la figura 5 se muestra los resultados para diferentes deslizamientos para 100mm/s de velocidad media, corroborando el resultado obtenido en el caso de la figura 4 para SRR=50%.

Es clara también la ligera variación del porcentaje de reducción del coeficiente de fricción con el deslizamiento, entre el 23% y el 29% para la geometría elíptica de 150x600μm. Como se puede ver esta textura es la que obtiene también los mejores resultados para cualquier condición de deslizamiento.

4.2. Efecto de la carga

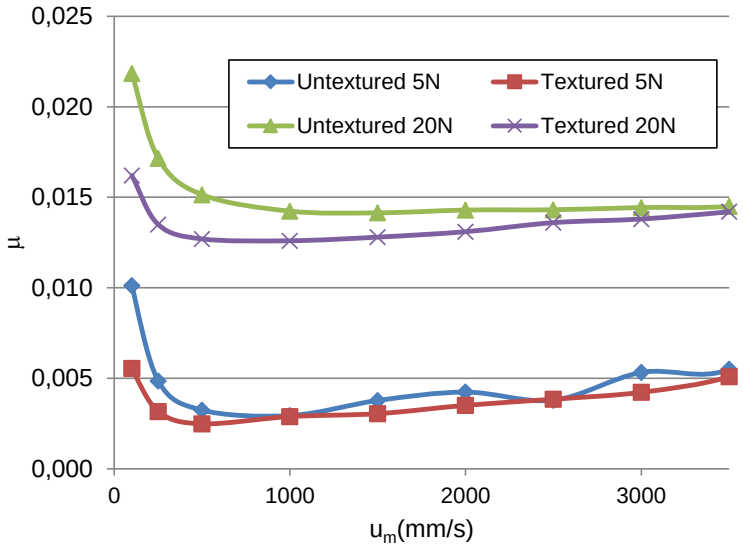


Figura 6: Efecto de la relación de aspecto sobre el coeficiente de fricción (Densidad 5%, profundidad de 78µm, carga de 20N y SRR=50%).

Pasando ahora a anilizar el caso de la influencia de carga, la figura 6 compara los ensayos para las cargas de 5 y 20N con las elipses de 150x600µm elipses, las que obtuvieron mejor resultado en el caso anterior. Como se puede observar, se tiene una reducción del mismo orden para ambas cargas en los regímenes de lubricación mixto/límite. Sin embargo bajo regimen de lubricación completa las curvas de la probeta sin texturizar y la texturizada se aproximan, especialmente para el caso de 5N.

Desde un punto de vista práctico, esto es un ventaja ya que el texturizado se muestra igualmente efectivo para diferentes cargas en régimen mixto/límite independientemente del valor de la carga empleado para el diseño del tamaño de la textura.

4.3. Efecto de la densidad superficial

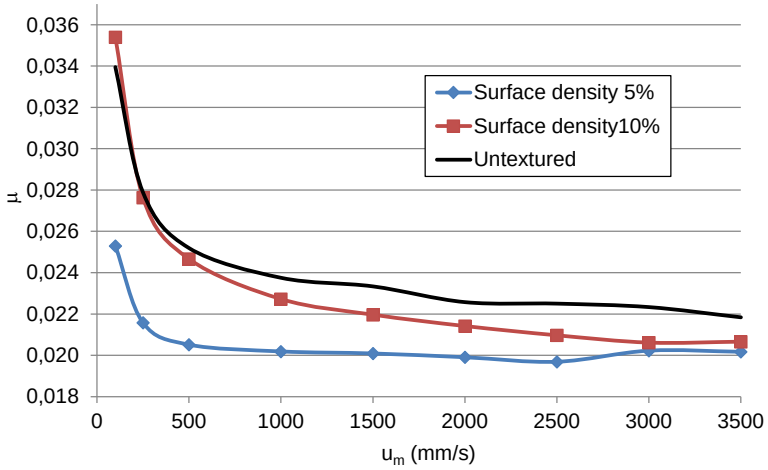


Figura 7: Efecto de la relación de aspecto sobre el coeficiente de fricción (Densidad 5%, profundidad de 78µm, carga de 20N y SRR=50%).

Un mayor densidad aparentenmente conlleva un aumento de la cantidad de reservorios de lubricantes y por tanto, es de espear una mejora del comportamiento a fricción del contacto. Sin embargo, la influencia es mucho más compleja debido a la interacción y modificación de las diferentes líneas de flujo en el contacto [11]. La figura 7, muestra que una densidad muy baja del 5% obtiene mejores resultados que densidades más altas. Esto corrobora las conclusiones obtenidas por otros autores para diferentes geometrías superficiales [3, 8, 11].

4.4. Efecto de la profundidad

En la figura 8 se comparan los resultados en fricción obtenidos para las diferentes profundidades obtenidas durante la fabricación de las texturas. En la figura 8 se muestra que las elipses de mayor profundidad (78µm) consiguen las mayores reducciones de coeficiente de fricción en relación a las probetas sin texturizar. A medida que disminuye la profundidad, el efecto de mejora desaparece. Llegado el caso de la probeta de menor profundidad (17µm) se llega a empeorar en determinados rangos de velocidades los resultados obtenidos por la probeta sin texturizar.

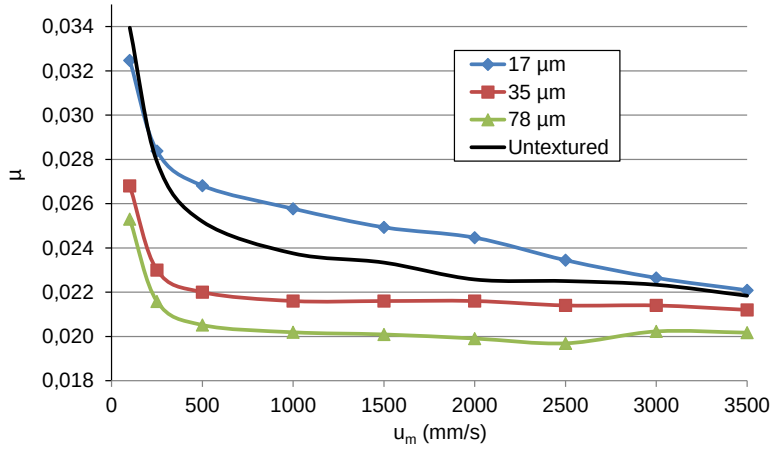


Figura 8: Efecto de la relación de aspecto sobre el coeficiente de fricción (Densidad 5%, profundidad de 78µm, carga de 20N y SRR=50%).

4.5. Efecto de la forma

Finalmente se ha comparado el efecto de la forma de la textura sobre el coeficiente de fricción, se comparan los datos de las elipses con datos de texturas circulates obtenidos de ensayos previos [3].

Como se puede ver en la figura 9, las diferencias en el comportamiento son claras y es clave lo bien que hayan sido diseñadas cada una de ellas. En este caso se ha seleccionado la textura circular que obtuvo uno de los mejores resultados como referencia.

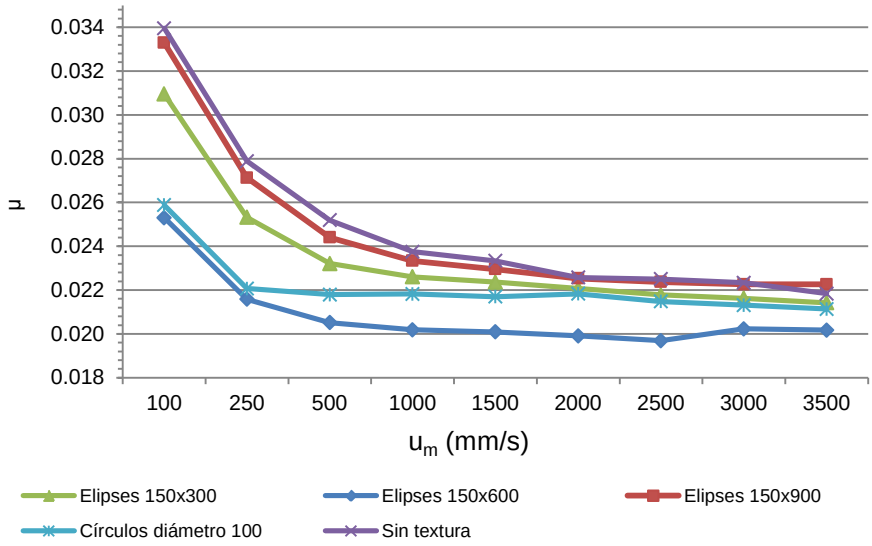


Figura 9: Efecto de la forma sobre el coeficiente de fricción (Densidad 5%, carga de 20N y SRR=50%).

La tabla 2 muestra el porcentaje de reducción del coeficiente de fricción de las probetas texturizadas respecto de las no texturizadas. Los resultados de las elipses están referidos a las que han obtenido los mejores resultados

experimentales, es decir, 150x600µm con una densidad del 5% y una profundidad de 78µm. Para los círculos, la de diámetro 100µm con densidad también del 5% y profundidad de aproximadamente 100µm.

Como se puede ver, se obtienen unos porcentajes de reducción significativos para diferentes SRR, siendo estos mayores para velocidades bajas, como se ha podido ver en las diferentes figuras mostradas. Esto es debido a que a que cuando se alcanza las condiciones de lubricación mixta/límite la textura comienza a funcionar, no modificando el comportamiento general cuando se trabaja en condiciones de película completa.

Si se comparan las dos geometrías (círculos vs. elipses) con el SRR, se puede ver que con SRR bajos el patrón de círculos funciona mejor, sin embargo, a medida que aumenta el SRR las elipses obtienen mejores resultados siendo éste además mucho más estabale con el deslizamiento que en el caso de círculos, es decir, las elipses consiguen mejorar al patrón de 100micras circular para condiciones de medio-alto deslizamiento.

En cuanto al comportamiento global salen mejor las elipses que el patrón circular de 100micras, comparando la media de reducción es más alta 29,4% por 27,3% de los círculos.

Tabla 2: Reducción en el coeficiente de fricción de texturas elípticas y circulares (en %).

	Elipse 150x600µm	**Círculo 100µm**
SRR 5%	39,35	46,35
SRR 20%	29,44	26,65
SRR 50%	25,48	20,39
SRR 100%	23,42	15,81
Media	29,4	27,3

5. Conclusiones

Los resultados demuestran una mejora del coeficiente de fricción próxima del 30% y una ampliación del régimen de lubricación completa.

La geometría que mejores resultados obtiene es una elipse de relación de aspecto 1x4, 150x600µm, con una densidad del 5% y una profundidad de 78µm.

Comparando la forma entre círculos y elipses, estando ambos bien dimensionados, son muy reducidas. Sin embargo, al aumentar el SRR o la velocidad, el comportamiento de las elipses es mucho mejor que los círculos al conseguir una disminución de coeficiente de fricción mucho más estable y mucho más alta con el deslizamiento.

6. Agradecimientos

Este trabajo se ha desarrollado en el marco del Proyecto de Investigación DPI2013-48348-C2-2-R, financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad. Los autores también quieren agraceder la ayuda del Laboratorio de Lubricantes de Repsol.

7. Referencias

[1] COST Action 532. Scientific final report: Triboscience and Tribotechnology. Superior friction and wear control in engines and transmissions. (2007).

[2] A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact. Tribology International, 38 pp. 219–225, (2005)

[3] E. de la Guerra Ochoa, J. Echávarri Otero, E. Chacón Tanarro, P. Lafont Morgado, A. Díaz Lantada, JM. Munoz-Guijosa. JL. Muñoz Sanz. Optimising lubricated friction coefficient by surface texturing. Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science. doi: 10.1177/0954406213476402 (2013).

[4] H. Yu, X. Wang, F. Zhou. Geometric shape effects of surface texture on the generation of hydrodynamic pressure between conformal contacting surfaces. Tribology Letters 2009; 37: 123-130.

[5] S.M. Hsu. Surface texturing: principles and design. Maryland, USA: National Institute of Standards & Technology; November 6, 2006.

[6] G.W. Stachowiak, A.W. Batchelor. Engineering Tribology, Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.

[7] E. de la Guerra Ochoa, E. Chacón Tanarro, J. Echávarri Otero, P. Lafont Morgado, V. Rodríguez de la Cruz, D. Fernández Caballero. Estudio del texturizado de superficies lubricadas para la mejora del

coeficiente de fricción. XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Castellón de la Plana, España, (2012).

[8] M. Wakuda, Y. Yamauchi, S. Kanzaki, Y. Yasuda. Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact. Wear 2002; 254: 356-363.

[9] X. Wang, K. Kato. Improving the anti-seizure ability of SiC seal in water with RIE texturing. Tribology Letters 2002; 14(4): 275-280.

[10] I. Etsion. State of the Art in Laser Surface Texturing. Journal of Tribology 2005; 127: 248-253.

[11] Wang QJ, Zhu D. Virtual texturing: modeling the performance of lubricated contacts of engineered surfaces. Journal of Tribology 2005; 127(4): 722-728.

Resolución de las ecuaciones de Reynolds-Carreau para el cálculo del espesor de película en contactos TEHD lineales

A. Sánchez López[1], E. de la Guerra Ochoa[1], J. Echávarri Otero[1] , E. Chacón Tanarro[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid. jechavarri@etsii.upm.es*

En el presente artículo se muestra la resolución del modelo termoelastohidrodinámico lineal para lubricantes no newtonianos, cuya reología responde a las Ecuaciones de Reynolds generalizadas, obtenidas por S. Bair y por E. de la Guerra. Se emplea un método de resolución simplificado, que permite obtener el espesor de película del lubricante. Se muestran los resultados principales para las condiciones de funcionamiento más habituales.

1. Introducción

Tras aplicar la Ecuación de Reynolds tradicional de la hidrodinámica [1] a contactos sometidos a altas presiones, como el existente entre los dientes de dos ruedas dentadas o en rodamientos, se observa que los resultados proporcionados por la misma no se corresponden con la realidad. Esto implica una revisión de la teoría, buscando su ajuste a la realidad.

A mediados del siglo XX, Grubin publica [2] las nuevas hipótesis revisadas de la Teoría de Reynolds, determinando que la viscosidad del lubricante no puede ser considerada constante debido a las altas presiones que aparecen. Por otro lado, considera que la deformación de las superficies no puede ser considerada nula, de nuevo debido a las altas presiones existentes, por lo tanto, debe ser añadida al modelo. La teoría de la lubricación hidrodinámica es por lo tanto la combinación de la Ecuación de Reynolds, con la ecuación presión-viscosidad del lubricante y con la ecuación de deformación de las superficies.



Figura 1: Teoría EHD

Para resolver este modelo, se ha utilizado un método simplificado que, basado en los estudios de Grubin [2], permite obtener resultados en un tiempo mucho menor que mediante una resolución completa del contacto. Esto es posible puesto que el comportamiento del contacto completo está definido por lo que ocurre a la entrada del mismo.

2. Planteamiento

Con los nuevos lubricantes, de diseño avanzado que incluyen componentes sintéticos, se ha observado que no puede considerarse comportamiento newtoniano en los mismos si las presiones son altas [3]. El modelo más aceptado de comportamiento del lubricante es el desarrollado por Carreau [4], en el cual se obtiene la viscosidad no newtoniana η a partir de la viscosidad newtoniana μ, en función de parámetros como la velocidad de cizalla $\dot{\gamma}$, y dos parámetros como son G y n que se comentan posteriormente.

$$\eta = \mu\left[1 + \left(\frac{\mu\dot{\gamma}}{G}\right)^2\right]^{\frac{n-1}{2}} \tag{1}$$

Los parámetros de la ecuación (1) pueden observarse en la siguiente imagen, siendo G la tensión cortante en el lubricante a partir de la cual comienza a caer la viscosidad con pendiente dependiente del exponente n.

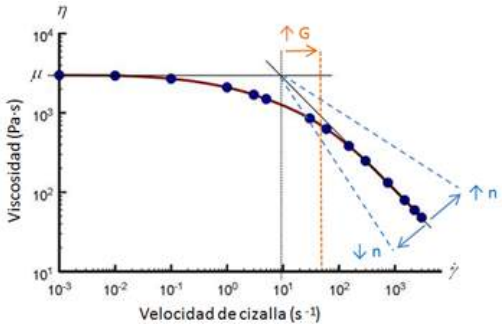


Figura 2: Parámetros de Carreau

Con este modelo, no es posible obtener de forma explícita el gradiente de velocidad en función de la tensión cortante en el seno del lubricante, por lo que no es posible obtener de forma analítica una Ecuación de Reynolds generalizada. Se muestran por lo tanto las dos aproximaciones realizadas que son resueltas y presentadas en el artículo, mostrando en primer lugar la debida a Scott Bair [5].

$$Q = u_m h\left[1 + 0.0047\left(\left|\frac{h}{G}\frac{\partial p}{\partial x}\right|^{2.72}\left|\frac{\tau_m}{G}\right|\right)\right]^{1-\frac{1}{n}} - \left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + 0.57\left(\frac{n-1}{\frac{1}{n}+1}\right)\left(\frac{G^2 h}{\mu\frac{\partial p}{\partial x}}\right)\left|\frac{h}{2G}\frac{\partial p}{\partial x}\right|^{\frac{1}{n}+\frac{4}{3}} \quad (2)$$

Por otro lado, la desarrollada en la División de Ingeniería de Máquinas por Eduardo de la Guerra, parte de una modificación de la Ecuación de Carreau realizada por Bair [6].

$$\begin{aligned} Q = u_1 h &- \frac{h\left(nG^{\frac{n-1}{n}}\right)\left(G^2 + \left(\tau_m - \frac{\partial p}{\partial x}\frac{h}{2}\right)^2\right)^{\frac{1+n}{2n}}}{(1+n)\mu\frac{\partial p}{\partial x}} + \frac{nG^2\left(\tau_m + \frac{\partial p}{\partial x}\frac{h}{2}\right)}{(1+n)\mu\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2} \\ &\times {}_2F_1\left(\frac{1}{2}, -\frac{1+n}{2n}; \frac{3}{2}; -\frac{\left(\tau_m + \frac{\partial p}{\partial x}\frac{h}{2}\right)^2}{G^2}\right) - \frac{nG^2\left(\tau_m - \frac{\partial p}{\partial x}\frac{h}{2}\right)}{(1+n)\mu\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2} \\ &\times {}_2F_1\left(\frac{1}{2}, -\frac{1+n}{2n}; \frac{3}{2}; -\frac{\left(\tau_m - \frac{\partial p}{\partial x}\frac{h}{2}\right)^2}{G^2}\right) \end{aligned} \quad (3)$$

Donde de la tensión cortante en el plano medio del contacto τ_m se obtiene de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} 0 = \frac{(u_1 - u_2)\mu\frac{\partial p}{\partial x}(1+n)}{nG^{1-\frac{1}{n}}} &+ \left(G^2 + \tau_m^2 + \tau_m h\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{4}\left(h\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2\right)^{\frac{1+n}{2n}} \\ &- \left(G^2 + \tau_m^2 - \tau_m h\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{4}\left(h\frac{\partial p}{\partial x}\right)^2\right)^{\frac{1+n}{2n}} \end{aligned} \quad (4)$$

En las ecuaciónes anteriores, el caudal *Q* en el contacto viene dado en función del propio espesor de película *h*, de los parámetros de la Ecuación de Carreau, y siendo ${}_2F_1((a; b; c\ z))$ la función hipergeométrica de Gauss. Ambos modelos son resueltos y comparados en posteriores apartados.

Con el paso de los años, la Teoría Elastohidrodinámica ha continuado evolucionando a la Teoría Termoelastohidrodinámica, con la incorporación de la Ecuación de la Energía a lo anteriormente mostrado [8].

$$\rho_f c_f \left(u_f \frac{\partial T}{\partial x} + v_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k_f \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} - \frac{T}{\rho_f} \frac{\partial \rho_f}{\partial T} \left(u_f \frac{\partial p}{\partial x} + v_f \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial u_f}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_f}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (5)$$

La ecuación anterior, relaciona la temperatura en el seno del fluido T con parámetros característicos del mismo, como son la densidad ρ_f, el calor específico c_f y la conductividad k_f, y de variables de funcionamiento, como la velocidad longitudinal u_f y la transversal v_f.

Sin embargo, en el contacto estudiado, puesto que el flujo es unidireccional y el flujo incompresible, la ecuación anterior puede simplificarse.

$$\rho_f c_f u_f \frac{\partial T}{\partial x} = k_f \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \eta \left(\frac{\partial u_f}{\partial z} \right)^2 \quad (6)$$

Considerando que en la capa de fluido más alejada de la entrada de contacto, la temperatura será la del baño de lubricante, y que en la superficie del sólido debe haber continuidad en el flujo de calor entre la superficie y el lubricante, se tienen las condiciones de contorno para resolver el problema.

El mallado planteado, se extiende hasta 7 veces la semianchura hertziana en el eje X, tomando 600 puntos en el mismo distribuidos con menor espaciado en la entrada del contacto. Para el eje perpendicular a la superficie de contacto, se han tomado 13 puntos con igual distancia entre los mismos.

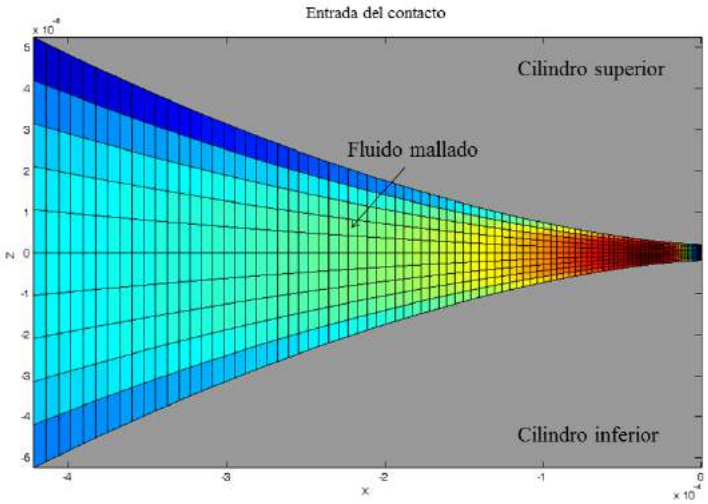


Figura 3: Fluido mallado

Mediante la iteración publicada en [5], se obtendrá un espesor de película isotermo en el contacto y se pasará a resolver la ecuación de energía para obtener la distribución de temperaturas. Con este valor de temperatura en cada nodo, se puede corregir la viscosidad mediante la expresión de Cheng [9].

$$\mu = \mu_0 e^{\left(\alpha p + \beta \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right)} \quad (7)$$

De esta forma, en sucesivas iteraciones se tendrá el espesor de película térmico para fluidos con comportamiento no newtoniano.

3. Resultados y discusión

A continuación se presentan los resultados obtenidos mediante la ejecución del programa desarrollado. En primer lugar, se valida la función isoterma del mismo, en la cual no se resuelve la ecuación de la energía. Posteriormente se incluye el efecto térmico, mostrando las gráficas de distribución de temperaturas que se obtienen en el seno del fluido para distintas condiciones de funcionamiento.

3.1. Caso isotermo

Las siguientes gráficas se han obtenido para las condiciones de funcionamiento que se muestran a continuación, por ser cercanas a los usos habituales en la industria para este tipo de contactos [5]. Siendo R el radio reducido, a el semiancho de Hertz, α el coeficiente viscosidad-presión, $\bar{p}$ la presión media, E' el módulo de Young reducido, u_m la velocidad media y Σ el ratio de la velocidad de deslizamiento frente a la velocidad media.

Tabla 1: Condiciones de funcionamiento

R (cm)	a (mm)	α (GPa^{-1})	$\bar{p}$ (GPa)	E' (GPa)	u_m (m/s)	n	Σ
2	0.39	15	1	211	1	0.75	0

En la figura 4, se puede observar la comparación entre los resultados que se obtienen con ambos modelos al resolverlos con la herramienta desarrollada, mostrando a su vez el espesor de película analítico determinado mediante la ecuación clásica de Hamrock [3] corregida con el factor κ para incluir el efecto de pérdida de comportamiento newtoniano, según se define en [10]. Dicha gráfica se ha obtenido para un valor de n igual a 0.75. En la figura 5, se tienen las mismas condiciones de funcionamiento y un valor de n igual a 0.3.

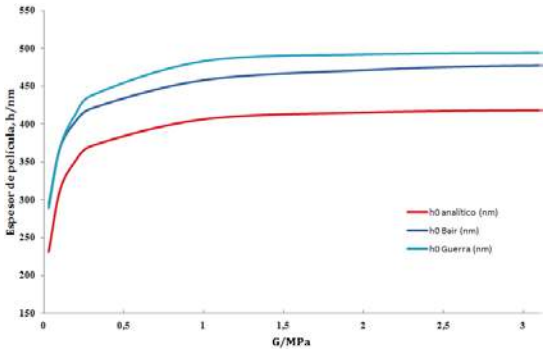


Figura 4: Condiciones de baja n

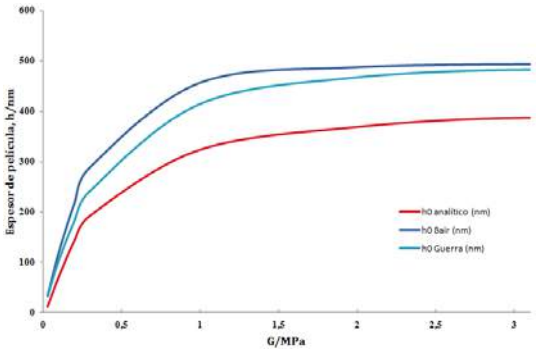


Figura 5: Condiciones de alta n

Se puede observar que la tendencia es similar en ambos modelos, al igual que su comparación con el modelo analítico. La diferencia de resultados entre el modelo de Scott Bair y el de Eduardo de la Guerra es inferior a un 5%, demostrando una mayor variación con el valor de n el obtenido por éste último. En cuanto al punto en el cual puede considerarse que el valor de G no afecta al comportamiento del contacto, es de aproximadamente 0.5 MPa en el caso de n igual a 0.75, y de G igual a 1 MPa para una n de 0.3 en las condiciones de funcionamiento anteriormente descritas.

Se observa por lo tanto un comportamiento razonable de ambos modelos. A continuación se realiza una comparación del presentado por Eduardo de la Guerra con los resultados numéricos de simulaciones más precisas y lentas como son las que resuelven el contacto completo, obtenidos por Scott Bair [10], mostrando el error relativo entre los mismos en el caso isotermo.

Tabla 2: Errores relativos para deslizamiento nulo

R (m)	μ_0 (Pa· s)	G (MPa)	n	Error relativo $u_m = 4$ (m/s)	Error relativo $u_m = 1$ (m/s)	Error relativo $u_m = 0.25$ (m/s)
0.01	**0.1**	**1**	**0.8**	0.13	-0.19	3.71
0.01	**0.1**	**1**	**0.6**	-1.38	-0.18	5.45
0.01	**0.1**	**1**	**0.4**	-2.33	-1.75	5
0.01	**0.1**	**0.1**	**0.8**	-0.89	-3.42	3.06
0.01	**0.1**	**0.1**	**0.6**	-8.01	-22.04	-3.61
0.01	**0.1**	**0.1**	**0.4**	-45.07	-18.73	-15.7
0.01	**0.1**	**3**	**0.3**	-1.21	0.42	4.14
0.01	**0.1**	**0.3**	**0.4**	-4.73	-6.79	-6
0.04	**0.1**	**0.1**	**0.6**	-5.67	-8.87	-9.1
0.01	**0.01**	**0.1**	**0.6**	-7.45	-9.79	-7.56

Tabla 3: Errores relativos para deslizamiento Σ=0.5

R (m)	μ_0 (Pa· s)	G (MPa)	n	Error relativo $u_m = 4$ (m/s)	Error relativo $u_m = 1$ (m/s)	Error relativo $u_m = 0.25$ (m/s)
0.01	**0.1**	**1**	**0.8**	-1.47	-1.58	8.18
0.01	**0.1**	**1**	**0.6**	-3.61	-2.23	5.35
0.01	**0.1**	**1**	**0.4**	-12.68	-12.66	-3.85
0.01	**0.1**	**0.1**	**0.8**	-1.26	-2.21	4.49
0.01	**0.1**	**0.1**	**0.6**	-11.63	-11.38	-6.87
0.01	**0.1**	**0.1**	**0.4**	-	-31.53	-27.27
0.01	**0.1**	**3**	**0.3**	-9.75	-4.42	3.51
0.01	**0.1**	**0.3**	**0.4**	-40.3	-	-
0.04	**0.1**	**0.1**	**0.6**	-11.06	-9.62	-10.49
0.01	**0.01**	**0.1**	**0.6**	-11.52	-10.31	-8.9

Como se puede observar en la tabla 3 y en la tabla 4, para condiciones de funcionamiento en las cuales el valor de *G* o *n* es alto, el error es muy pequeño, llegando a valores más altos cuando la pérdida de comportamiento newtoniano es muy alta.

Por otro lado, se puede ver que no se obtiene convergencia para las condiciones más extremas. Se puede decir por lo tanto, que el modelo aproximado no será adecuado cuando las condiciones de funcionamiento sean extremas, debiendo recurrir en estos casos a los procedimientos numéricos que resuelven el contacto completo.

Si se muestran a continuación resultados de espesor de película en función del deslizamiento, de nuevo para casos isotermos, se podrá observar la importancia que tiene el mismo sobre el espesor de película. En la figura 6, se ha representado el espesor de película obtenido mediante el modelo de Scott Bair para 4 valores de *G* distintos, con las condiciones que se muestran en la tabla 4.

Tabla 4: Condiciones de la Figura 6

R (cm)	α (GPa^{-1})	p_0 (GPa)	E' (GPa)	u_m (m/s)	n	μ_0
2	20	1	211	1	0.625	0.05

De esta forma, en la figura 6 se puede observar que a medida que disminuye el valor de *G*, el espesor de película cae con mayor rapidez al aumentar el deslizamiento. Esto es debido a que la viscosidad disminuye, y por lo tanto la capa de lubricante que es capaz de mantenerse es menor. Los resultados están en la línea de los presentados en [11] por Scott Bair.

Por otro lado, en la figura 7, se puede observar cómo afecta el valor de *n* en la caída del espesor de película del modelo de Eduardo de la Guerra, quedando representado en función de las condiciones de la tabla 5.

Tabla 5: Condiciones de la Figura 7

R (cm)	α (GPa^{-1})	p_0 (GPa)	E' (GPa)	u_m (m/s)	G MPa	μ_0
2	10	1	211	3	5	0.025

Se puede ver en la figura 7 que el espesor de película vuelve a caer con mayor rapidez para menores valores de *n*, pues la pendiente de pérdida de viscosidad con el aumento del gradiente de velocidad en el seno del fluido es mayor, como así queda también representado en la gráfica.

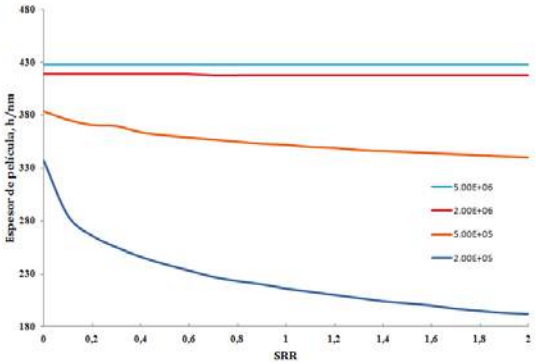


Figura 6: Funcionamiento para distintos valores de *G*

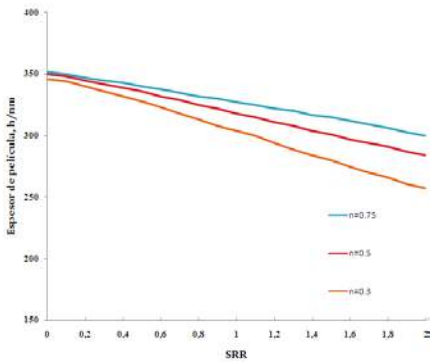


Figura 7: Funcionamiento para distintos valores de *n*

Así pues, se ha mostrado el principal efecto de los parámetros de Carreau en el espesor de película, mostrando un comportamiento similar al de los resultados existentes en la bibliografía.

Se muestra a continuación la incorporación del efecto térmico a los mismos, con la presentación de gráficas de distribución de temperaturas y de espesores de película.

3.2. Modelo térmico

Se pasa a continuación a mostrar los datos que se han obtenido tras resolver el problema considerando calentamiento en el lubricante, y resolviendo la ecuación de la energía conjuntamente con las Ecuaciones de Reynolds generalizadas.

Para unas condiciones de bajo deslizamiento, el cociente entre el espesor de película isotermo y el térmico, representado por $\psi_T = \frac{Espesor\ de\ película\ térmico}{Espesor\ de\ película\ isotermo}$, toma valores superiores a 0.95, pues el calentamiento no es muy alto y por lo tanto la pérdida de viscosidad está controlada.

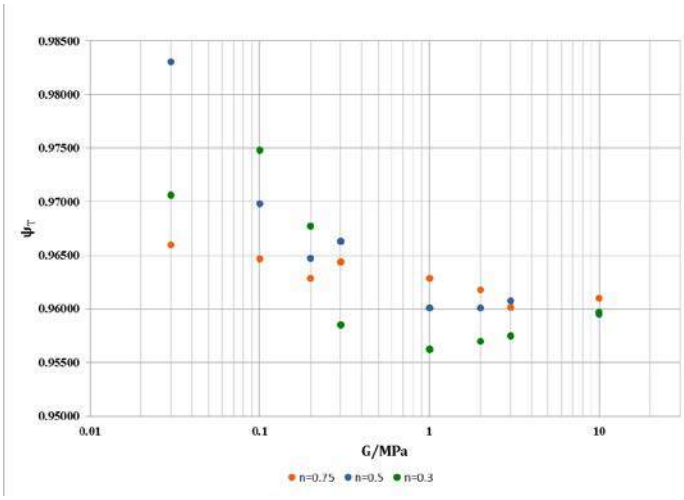


Figura 8: Resultados del factor térmico para bajo deslizamiento.

Ese factor, como se muestra en la gráfica, toma la misma tendencia para diferentes valores de la pendiente del modelo de Carreau, descendiendo a medida que se aumenta el valor de *G*, pues la viscosidad se mantiene más alta y por lo tanto la disipación y calentamiento del lubricante toma mayor importancia, al ser directamente proporcional a la misma.

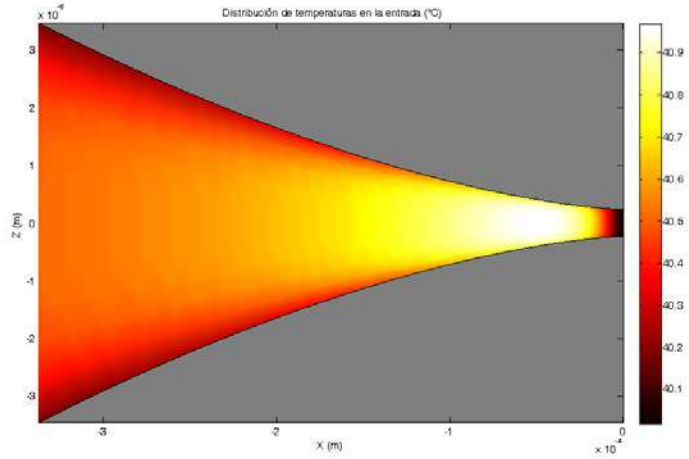


Figura 9: Distribución de temperaturas para bajo deslizamiento

La distribución de temperaturas obtenida es prácticamente simétrica, pues al haber bajo deslizamiento, las dos superficies tienen velocidades similares y las mayores temperaturas se alcanzan en el centro del contacto. Es apreciable el hecho de que el máximo de temperatura se sitúa antes de la entrada del contacto, debido a este hecho de bajo deslizamiento, hay bajos gradientes de velocidad.

En condiciones de alto deslizamiento, los resultados obtenidos se muestran en la figura 10. Los valores del cociente entre los espesores de película térmico e isotermo disminuyen, pues se hace más apreciable esta pérdida de viscosidad comentada anteriormente. En la figura 10 se puede observar de nuevo una tendencia similar para todos los valores de la pendiente, y decreciendo a medida que se aumenta *G* por la razón vista anteriormente.

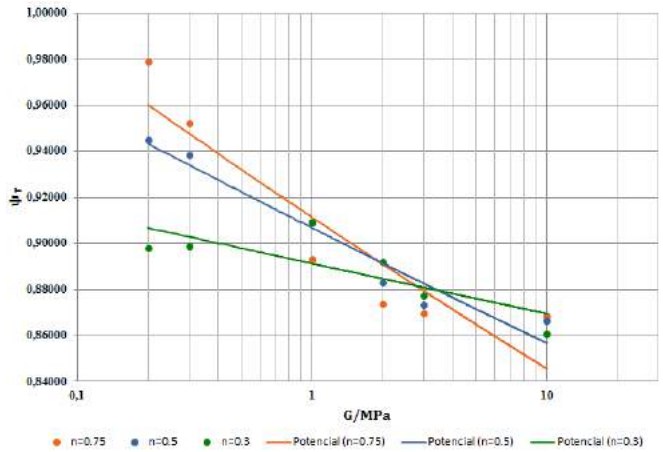


Figura 10: Resultados del factor térmico para alto deslizamiento

En esta ocasión, el máximo se sitúa a la entrada del contacto y desplazada hacia la superficie de mayor velocidad, como es la inferior en este caso, pues ya sí existe deslizamiento entre las superficies y generación de calor. Además, la temperatura es mucho mayor comparada con el anterior caso.

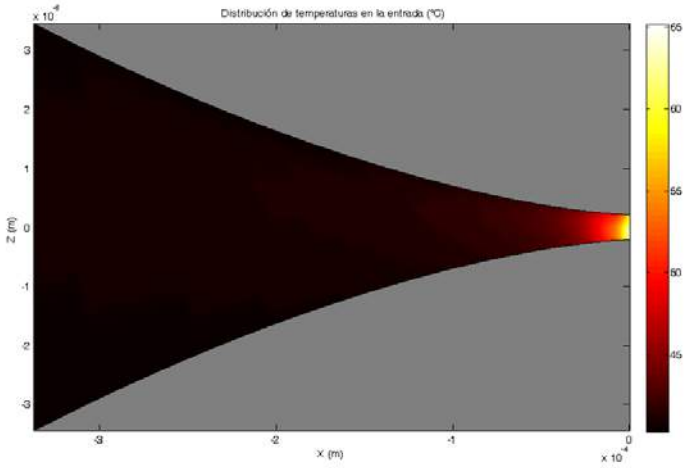


Figura 11: Distribución de temperatura para alto deslizamiento

Para finalizar, se muestra una comparación de los resultados de espesor de película para caso isotermo y para caso térmico, pudiendo observar que las mayores diferencias se encuentran en deslizamientos altos. Las condiciones para las cuales se han obtenido dichos resultados son las mostradas en la tabla.

Tabla 6: Condiciones de la figura 12

R (cm)	α (GPa^{-1})	n	p_0 (GPa)	E' (GPa)	u_m (m/s)	G MPa	μ_0
2	15	0.75	1	211	3.15	10	0.08

Los resultados muestran una tendencia similar para ambos modelos, siendo mayor la diferencia entre los resultados térmicos e isotermos a medida que aumenta el deslizamiento, por la mayor disipación de energía que se produce en el seno del fluido, lo que provoca un incremento de temperatura en el mismo y una disminución de la viscosidad y del espesor de película como consecuencia.

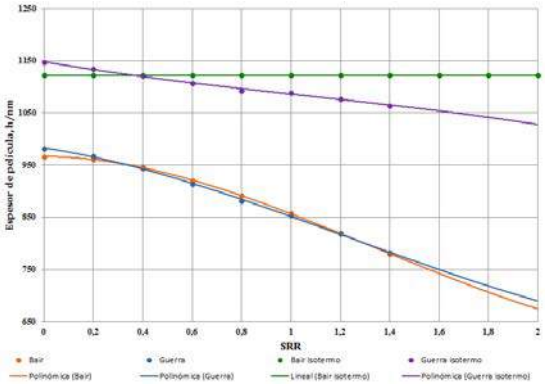


Figura 12. Espesor de película térmico

4. Conclusiones

Se ha presentado la resolución de dos ecuaciones de Reynolds generalizadas para contacto lineal, obtenidas por S. Bair y por E. de la Guerra para el modelo reológico de Carreau. Estas ecuaciones se han aplicado a determinar los resultados de espesor de película bajo diferentes condiciones de operación. Como punto de partida se ha empleado un modelo isotermo, al que posteriormente se han añadido los efectos térmicos en el cálculo, para lo que se ha implementado la resolución de la ecuación de la energía. De esta forma, se han obtenido también las distribuciones de temperatura, detectándose diferencias significativas en los casos estudiados.

5. Agradecimientos

Este trabajo se ha desarrollado en el marco del Proyecto de Investigación DPI2013-48348-C2-2-R, financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad. Los autores también quieren agraceder la ayuda del Laboratorio de Lubricantes de Repsol.

6. Bibliografía

[1] O. Reynolds. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower´s experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, (1886).

[2] A. N. Grubin. Fundamentals of the hydrodynamic theory of lubrication of heavily loaded cilyndrical surfaces, (1949).

[3] S. Bair. High pressure rheology for quantitative elastohydridynamic, Elsevier, 2007.

[4] P. Carreau. Rheological equations from molecular network theories, Transactions of the Society of Rheology, 16, (1972), 99-127.

[5] S. Bair, M. M. Khonsari. Reynolds equations for common generalized Newtonian model and an approximate Reynolds-Carreau equation, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 220, (2006), 235-241.

[6] S. Bair, W. O. Winer. A simple formula for EHD film thickness of non-newtonian liquids, Proceedings of 23rd Leeds-Lyon symposium, (1996), 235-241.

[7] E. Guerra, J. Echávarri, E. Chacón, P. Lafont, A. Díaz, J. Muñoz-Guijosa. New Reynolds equation for line contact based on the Carreau model modification by Bair, Tribology International, 55, (2012), 141-148.

[8] W. Habchi, Thermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts using a newtonian/generalized newtonian lubricant, Tribology letters, 30, (2008), 41-52.

[9] H. Cheng, B. Sternlicht. A numerical solution for pressure, temperature and film thickness between two infinitely long lubricated rolling and sliding cylinders, under heavy loads.

[10] S. Bair. Shear thinning correction for rolling/sliding elastohydrodynamic film thickness, J. Engineering Tribology, 219, (2005), 69-74.

[11] S. Bair, F. Qureshi. Ordinary shear thinning behavior and its effects upon EHL film thickness, Proceedings of the 29th Leeds-Lyon symposium, (2003), 693-699.

Par de fricción en rodamientos de vuelco de cuatro puntos de contacto: estudio de las limitaciones de las formulaciones actuales mediante elementos finitos

I. Heras Miguel[1], J. Aguirrebeitia Celaya[2], M. Abasolo Bilbao[3]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. iker.heras@ehu.eus*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. josu.aguirrebeitia@ehu.eus*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad del País Vasco. mikel.abasolo@ehu.eus*

El par de fricción es un parámetro de especial relevancia en el diseño de rodamientos de vuelco. Para su estimación en rodamientos de cuatro puntos de contacto, existen formulaciones analíticas que permiten un cálculo aproximado con un coste computacional relativamente bajo. Como contrapartida, estas formulaciones parten de la hipótesis de que existe deslizamiento puro en el contacto entre la bola y la pista, hipótesis que puede llegar a presentar limitaciones importantes en ciertos casos, tal y como se demuestra en este trabajo. Consecuentemente, para una mejor caracterización del contacto, y por lo tanto una estimación más precisa del par de fricción, se requerirá de la implementación de formulaciones más avanzadas.

1. Introducción

La creciente demanda de rodamientos de vuelco, proveniente del auge de fuentes de energía renovables como la solar y la eólica, exige un mayor conocimiento de estos componentes, con el fin de producir electricidad de manera rentable y competitiva. En este sentido, el par de fricción es un parámetro indispensable a considerar, ya que el dimensionamiento del sistema de actuación correspondiente depende del mismo. La tendencia hacia máquinas cada vez mayores conduce a unas crecientes cargas implicadas en el sistema, dando como resultado pares de rozamiento no vistos hasta el momento, llegando a ser un factor limitante en el diseño.

El cálculo del par de fricción requiere en primer lugar del conocimiento del reparto de fuerzas en las bolas, que es función de las cargas aplicadas y la flexibilidad de los anillos. Estas fuerzas regirán la cinemática de las bolas, que dará lugar a fuerzas de rozamiento en los contactos, imponiendo una resistencia al giro relativo de un anillo respecto del otro. Así pues, una estimación precisa del par de fricción requerirá de un modelo de distribución de cargas apropiado, así como de una correcta caracterización del contacto entre la bola y la pista. El trabajo que se presentará está centrado en el segundo aspecto.

El problema cinemático de la bola en rodamientos de vuelco con cuatro puntos de contacto fue planteado y resuelto por Leblanc y Nelias [1]. Estos consideran que existe deslizamiento puro en el contacto bola-pista, despreciando el efecto que las regiones no deslizantes pudieran tener no sólo en su aportación al par de fricción, sino también a la propia cinemática de la bola, que así mismo condiciona dicho par. Con el fin de evaluar el posible efecto de estas zonas no deslizantes del contacto, los autores del presente estudio desarrollaron un modelo de elementos finitos [2], mediante el cual se observó que estas regiones pueden suponer una parte muy importante de la huella de contacto.

En el presente trabajo se hace un riguroso estudio del contacto entre bola y pista a través de un modelo de elementos finitos, analizando el efecto que diferentes parámetros tienen en la región de la bola que se encuentra adherida a la pista, así como la manera en la que dicha región distorsiona el campo de tensiones tangenciales debidas al rozamiento respecto a la hipótesis de deslizamiento puro. El objetivo es conocer el alcance y las limitaciones de dicha hipótesis, detectar los casos en los que las zonas de no deslizamiento tienen una mayor influencia y cuantificar la misma para valorar la posibilidad de implementar formulaciones más avanzadas para la simulación del contacto.

2. Modelo de elementos finitos

Para la simulación del contacto bola-pista, se ha utilizado un modelo de elementos finitos desarrollado mediante el software comercial Ansys®, en el que únicamente se considera un sector del rodamiento, correspondiente a

una bola. El modelo utilizado en el presente estudio está basado en el desarrollado anteriormente por los autores [2], pero tiene una diferencia esencial, y es que éste parte de las interferencias y ángulos de contacto debidos a las cargas aplicadas como dato de entrada, y no de las propias cargas. Estas interferencias y ángulos de contacto serán debidas a la precarga y las cargas exteriores que sufre el rodamiento, y pueden ser calculadas de diversos modos, ya sea a través de un modelo analítico [3], un modelo de elementos finitos tipo sector [2] o global [4] [5] o un modelo mixto [6]. Este hecho permite analizar directamente el efecto de la interferencia de cada contacto en los diferentes aspectos involucrados en el problema, como la cinemática de la bola, los efectos presentes en la huella de contacto o el par de fricción, aislando el interés de estudio del problema de la distribución de cargas.

Teniendo en cuenta la naturaleza del estudio, se han impuesto al modelo unas condiciones de contorno tales que restringen la deformación global de los anillos, pero que a su vez permiten simular adecuadamente el comportamiento elástico del contacto. Así, las caras exteriores de los sectores de los anillos se han considerado indeformables, siendo fijas las del anillo exterior y móviles las del interior, permitiendo el giro relativo entre ambos. Es en la simulación del contacto bola-pista, sin embargo, donde se ha centrado la mayor parte del peso del modelo, ya que se trata del fenómeno que es motivo del estudio. Gracias al refinado de malla utilizado en la zona (ver figura 1) y al cuidado en la formulación del contacto, se han conseguido resultados muy precisos del comportamiento del mismo, con penetraciones en la malla del orden de 0.1μm.

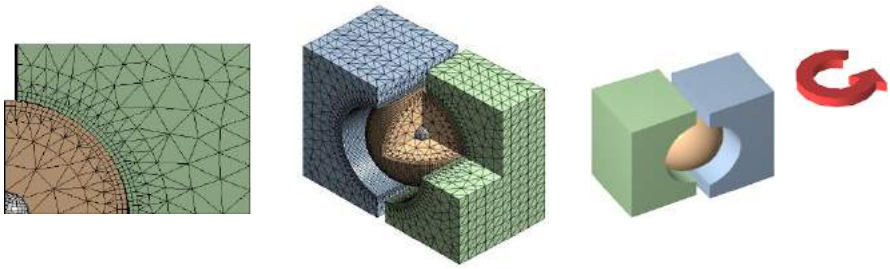


Figura 1: Modelo de elementos finitos: malla y giro aplicado.

Una de las principales características del modelo reside en su naturaleza paramétrica, ya que cualquiera de las variables que definen el problema del contacto puede ser fácilmente cambiada, permitiendo la planificación de diferentes casos de estudio y obteniendo los resultados de manera automatizada gracias a una serie de macros programadas en lenguaje APDL, lo que da pie a realizar estudios como el que se presenta a continuación. Así, puede obtenerse para cada caso las fuerzas (normal y tangenciales) y ángulos de contacto, distribución de presiones, tensiones tangenciales, regiones de la huella (deslizamiento o adhesión) o par de fricción resultante.

3. Efecto de los parámetros en la región en adhesión

Cuando existe rodadura en un contacto sucede que, dado que este no se da en un punto sino en una superficie (elíptica en este caso), habrá regiones de la huella en la bola cuya velocidad relativa respecto de la pista tengan el mismo sentido que el avance del centro de la misma (región de avance positivo), y otras que se desplacen en sentido contrario (región de avance invertido), existiendo una banda de velocidad nula entre ambas regiones; este hecho es conocido como el deslizamiento de Heathcote [7]. Si además de las deformaciones contempladas en la teoría de Hertz consideramos también las microdeformaciones elásticas que suceden dentro de la propia huella, sucederá que la superficie de contacto en adhesión se extenderá más allá de la citada banda, como podrá observarse más adelante. Cuanto mayor sea la región no deslizante, más lejos se estará de la hipótesis que contempla el modelo analítico de Leblanc y Nelias [1], por lo que perderá capacidad predictiva en cuanto a la cinemática de la bola y las tensiones tangenciales implicadas, y por lo tanto en el par de fricción resultante. No hay que olvidar que, si bien la tensión tangencial es igual a la presión del contacto por el coeficiente de fricción μ en las zonas de deslizamiento, en las zonas de adhesión será siempre menor. No obstante, esto no implica necesariamente que el modelo de Leblanc y Nelias vaya a sobreestimar siempre los valores del par de fricción cuando haya zonas no deslizantes en la huella, ya que estas pueden afectar en mayor o menor medida a las región de avance positivo o invertido, pudiendo resultar el par real menor o mayor, respectivamente.

Por otro lado, en los casos de deslizamiento puro, no existirá región alguna en adhesión. Presumiblemente, en estas circunstancias el modelo de Leblanc y Nelias dará resultados precisos. Por lo tanto, si se quieren analizar los casos en los que dicho modelo pueda presentar limitaciones, el estudio deberá centrarse en aquellos en los que existe adhesión en la huella de contacto, es decir, aquellos en los que únicamente dos de los cuatro puntos posibles estén en contacto (habituales en numerosas aplicaciones), permitiendo la rodadura de la bola.

Una vez limitado el espacio de estudio a los casos de dos puntos de contacto, y antes de analizar la influencia de las regiones no deslizantes en la distribución de las tensiones tangenciales, se ha hecho un análisis del efecto que

cada uno de los parámetros involucrados en el problema tiene en la extensión de dicha región en adhesión. Este análisis preliminar persigue no sólo identificar estos efectos, sino también permitir obtener los valores de los parámetros para dos casos contrapuestos, con el fin de comparar el efecto que las regiones no deslizantes tienen en la distribución de tensiones tangenciales en un caso con región en adhesión pequeña y en otro grande. De este modo, podrá evaluarse el error para cada uno de los casos y valorar si es admisible o no y para qué circunstancias.

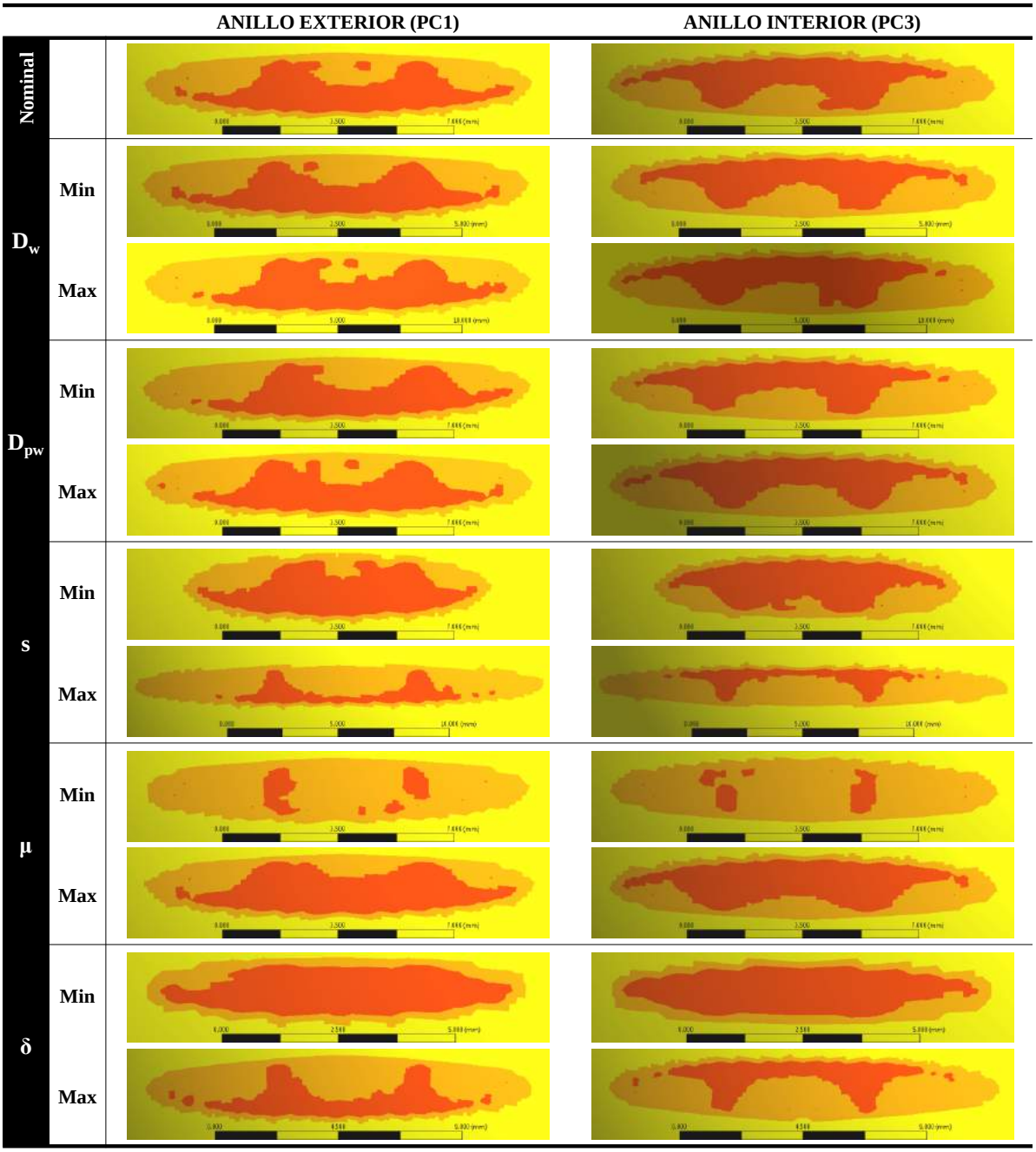


Figura 2: Región en adhesión en el contacto para los casos estudiados.

La tabla 1 resume los valores nominales y extremos considerados para el análisis de sensibilidad de los parámetros. Para evaluar el efecto de cada uno, se ha partido de un caso nominal y se ha variado únicamente el parámetro estudiado, suponiendo por lo tanto que dicho efecto es independiente al del resto de parámetros. Con el fin de aclarar la nomenclatura utilizada para los diferentes puntos de contacto (o PC), falta aclarar que 1 y 4 hacen referencia a los puntos superior e inferior del anillo exterior respectivamente, y 2 y 3 a los del anillo interior. Así, las interferencias serán iguales para los puntos de contacto 1 y 3 por un lado ($\delta_1 = \delta_3 = \delta_{13}$), del mismo modo que sucederá con los puntos 2 y 4 ($\delta_2 = \delta_4 = \delta_{24}$).

Tabla 1: Rango de los parámetros

	D_w (mm)	D_{pw} (mm)	α (grad)	s (-)	μ (-)	δ_{13} (%)	δ_{24} (%)
Nominal	30	1000	45	0.95	0.100	50%	0%
Mínimo	20	500	45	0.92	0.005	25%	0%
Máximo	40	5000	45	0.98	0.300	75%	0%

La figura 2 muestra el estado de los contactos para los diferentes casos de estudio. En base a esta figura se concluye lo siguiente:

- Diámetro de la bola (D_w) y diámetro medio del rodamiento (D_{pw}): se demuestra que el efecto en la huella de contacto es despreciable para los casos analizados, luego las conclusiones que derivan de este artículo serán aplicables para cualquier caso donde $D_w << D_{pw}$.
- Ángulo de contacto (α): para los casos de dos puntos de contacto, este parámetro únicamente afectará a la zona de la pista donde se dará el contacto, afectando lógicamente a la cinemática de la bola y por lo tanto al par de fricción, pero no a la naturaleza de la propia huella de contacto. Es por esto que no se ha considerado en el análisis de sensibilidad.
- Conformidad (s): se comprueba que la región en adhesión tendrá mayor relevancia cuanto menor sea la conformidad. Al aumentar la conformidad aumenta también la huella, alejándose de la hipótesis ideal de contacto puntual de velocidad relativa nula, siendo más complicada la adherencia entre bola y pista.
- Coeficiente de fricción (μ): como no puede ser de otro modo, el contacto experimenta un mayor deslizamiento cuando el coeficiente de fricción es menor.
- Interferencia (δ): medida como porcentaje sobre la capacidad de carga estática de la bola. Al igual que sucede con la conformidad, a mayor carga se obtiene una huella mayor, y por lo tanto aumenta el deslizamiento en el contacto.

4. Efecto de la adhesión en el par de fricción

Para analizar la influencia de las zonas no deslizantes en el par de fricción se han considerado dos casos, el caso A y el caso B, en base al estudio de sensibilidad del punto anterior. Por un lado, en el caso A se ha buscado que la región en adhesión sea pequeña para un caso de carga con dos puntos de contacto, de manera que se diesen las condiciones más favorables para que, considerando la hipótesis de deslizamiento puro, el error fuese pequeño. Por otro lado, el caso B busca las condiciones que permitan una mayor zona adherida en la huella, queriendo hallar la máxima discrepancia posible con el modelo de Leblanc y Nelias, que supone deslizamiento en toda la huella de contacto.

Con el fin de extender el estudio a cargas con diferentes naturalezas, en cada caso se han considerado tres condiciones de carga diferentes: una para dos puntos de contacto, tal y como se ha hecho en el punto anterior, donde tendremos rodadura; otra para cuatro puntos de contacto igualmente cargados; y finalmente, una donde dos puntos de contacto estén cargados según el valor correspondiente, y el otro par con una carga pequeña. Este último caso es un caso extremo, donde estarán presentes diferentes tipos de movimiento, como se verá a continuación.

La tabla 2 resume los parámetros para los diferentes casos analizados. Nótese que, para los valores extremos de la conformidad y el coeficiente de fricción, se han considerado valores diferentes a los de la tabla 1. En este caso, para la conformidad se han tomado valores típicos, al igual que para el coeficiente de fricción, cuyos límites se han fijado en base a ensayos experimentales para diferentes lubricantes utilizados en este tipo de aplicaciones [8].

Tabla 2: Casos de estudio

	D_w (mm)	D_{pw} (mm)	α (grad)	s (-)	μ (-)	δ_{13} (mm)	δ_{13} (%)	δ_{24} (mm)	δ_{24} (%)
A1	30	1000	45	0.96	0.09	0.209	75%	-0.100	0%
A2	30	1000	45	0.96	0.09	0.209	75%	0.209	75%
A3	30	1000	45	0.96	0.09	0.209	75%	0.014	5%
B1	30	1000	45	0.94	0.13	0.070	25%	-0.100	0%
B2	30	1000	45	0.94	0.13	0.070	25%	0.070	25%
B3	30	1000	45	0.94	0.13	0.070	25%	0.014	5%

Para el postprocesado de los valores de presión y tensiones tangenciales obtenidos, ha sido necesario exportar los resultados de elementos finitos realizados con Ansys® a Matlab®, con el fin de poder visualizarlos de manera clara y directamente comparable entre sí. Es destacable también el hecho de que Ansys® no ofrece una herramienta para visualizar de manera directa el campo vectorial de tensiones tangenciales, por lo que para graficarlo debidamente se precisa de la consiguiente programación en APDL y postprocesado mediante un programa como Matlab®.

Los resultados se han agrupado según la naturaleza de los desplazamientos relativos en los contactos, y de este modo se presentan en las figuras 3, 4 y 5, donde se muestran para cada contacto los siguientes resultados: tensión tangencial teórica supuesta hipótesis de deslizamiento puro, es decir, la presión de contacto P por el coeficiente de fricción μ, llamada tensión tangencial límite para posteriores referencias; módulo y campo vectorial superpuesto de las tensiones tangenciales; y las diferentes regiones de la huella de contacto, donde se han representado en rojo las zonas en adhesión y en naranja las deslizantes.

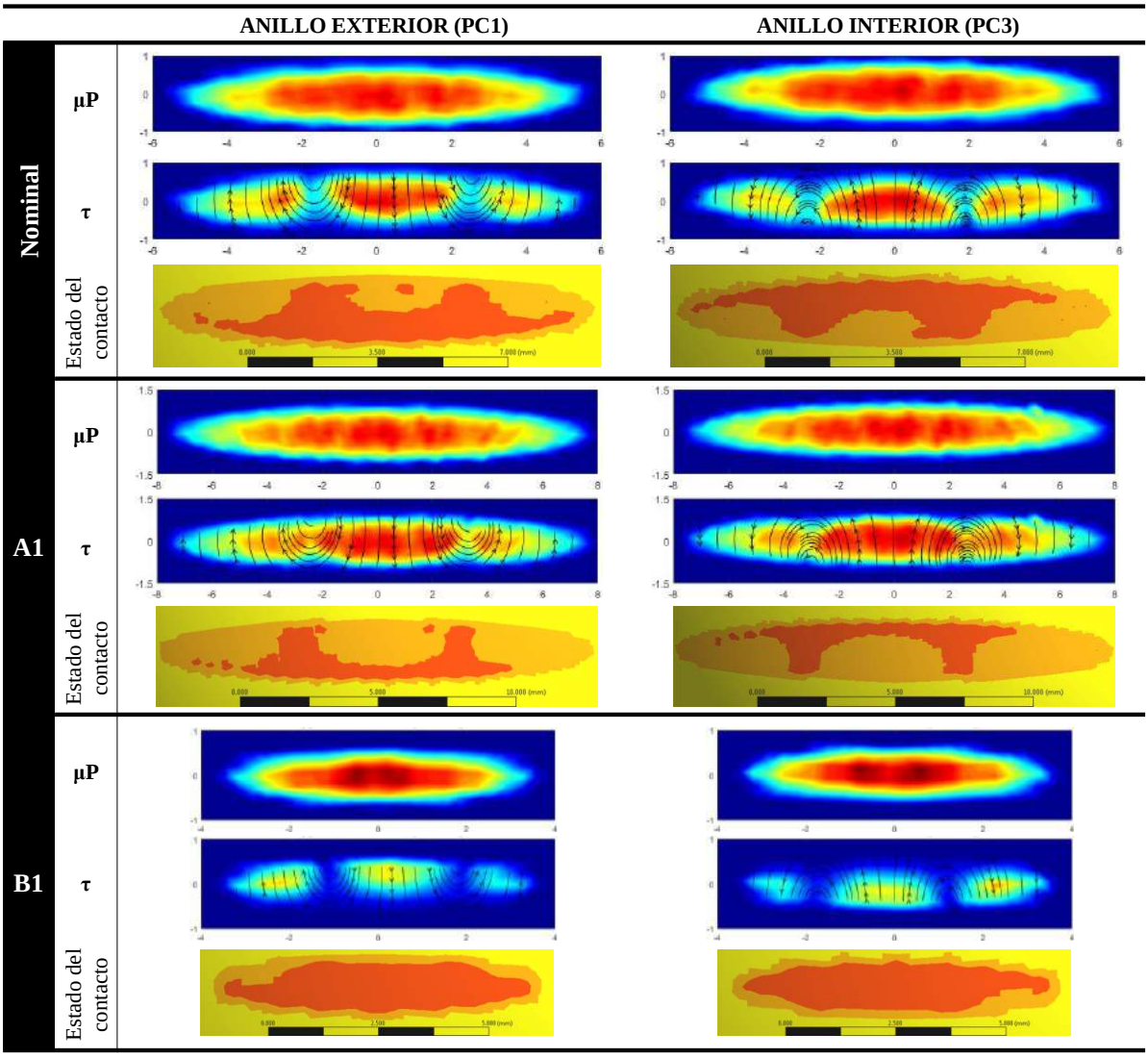


Figura 3: Tensiones tangenciales y adhesión en el contacto. Casos con rodadura.

La figura 3 muestra los resultados para los casos en los que sólo dos puntos están en contacto de los cuatro posibles (ver tablas 1 y 2), es decir, aquellos en los que existe rodadura y por lo tanto habrá presencia de regiones de la bola adheridas a la pista. Si se presta atención al caso nominal, se observa cómo la tensión tangencial real τ difiere de la límite μP precisamente en aquellas zonas donde existe adherencia. Coincidiendo con el efecto descrito por Heathcote, esta zona se localiza en dos franjas verticales, aunque va más allá, definiendo un frente en la dirección del desplazamiento de la bola. Si se aumenta la carga y se varía la conformidad y el coeficiente de fricción para que la región en adherencia sea menor (caso A1), se confirma que el efecto de las regiones no deslizantes en las tensiones tangenciales no es tan notable, puesto que las diferencias, aunque visibles,

disminuyen respecto de la tensión tangencial límite. Si por el contrario se reduce la carga y se modifica convenientemente la conformidad y el coeficiente de fricción para conseguir que prácticamente toda la huella se encuentre en adherencia (caso B1), se observa que la influencia es mucho mayor, habiendo una gran discrepancia entre la tensión tangencial real y la límite.

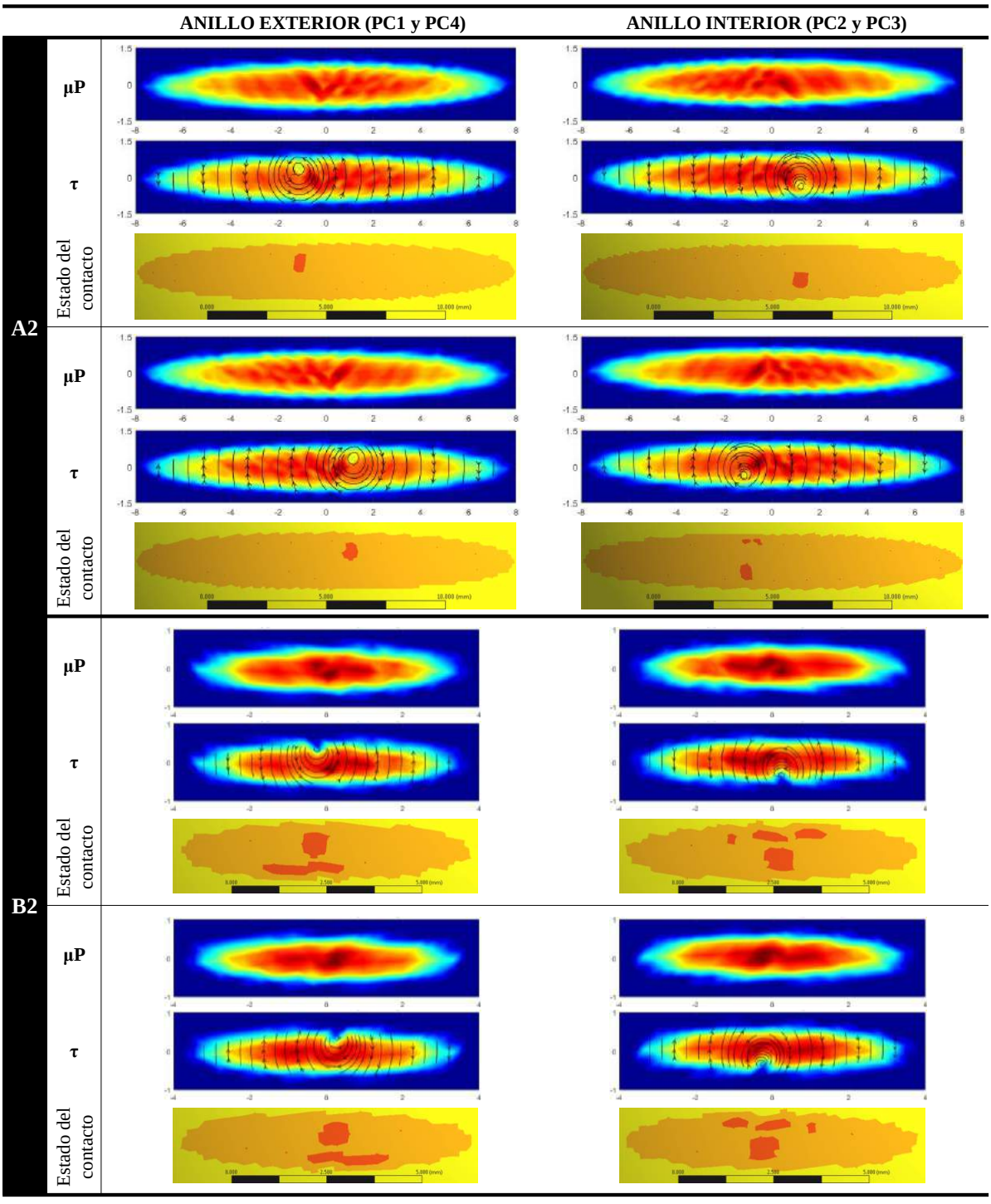


Figura 4: Tensiones tangenciales y adhesión en el contacto. Casos con pivotamiento.

En la figura 4 se representan los casos en los que los cuatro puntos de contacto están igualmente cargados (casos A2 y B2). En estas condiciones se demuestra que, independientemente de los valores de los parámetros, toda la huella se encuentra en deslizamiento debido al pivotamiento existente en todos los puntos, a excepción de aquel respecto del cual pivota, única zona reducida donde la tensión tangencial es inferior a la límite, pero que no influye en el par de fricción, ya que tiene una velocidad relativa nula.

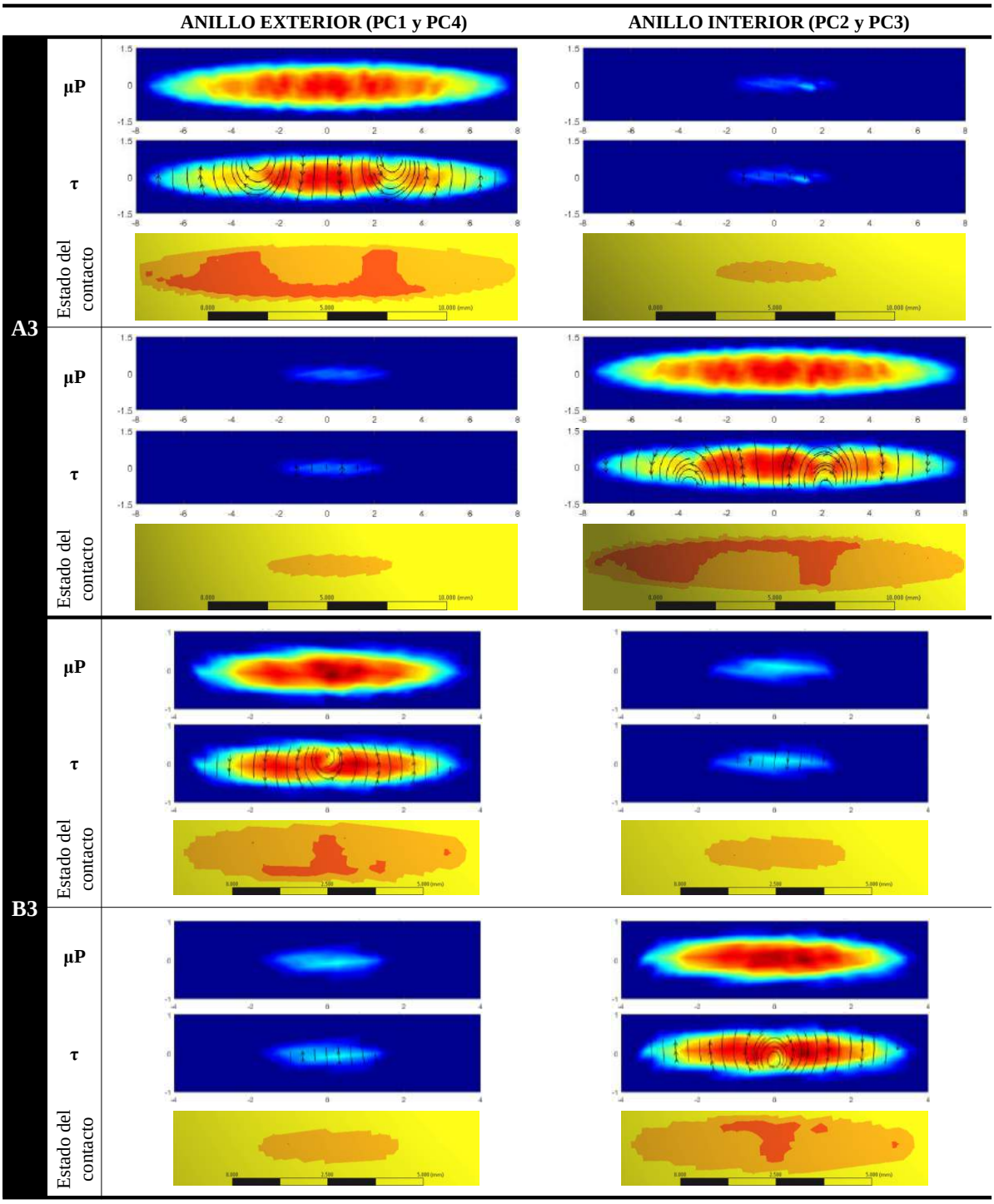


Figura 5: Tensiones tangenciales y adhesión en el contacto.Casos con rodadura o pivotamiento más deslizamiento.

Por último, en la figura 5, se tienen los casos donde uno de los contactos está ligeramente cargado. En el caso A3, una de las diagonales de contacto (puntos 1 y 3) predomina respecto de la otra (puntos 2 y 4), de manera que en los puntos de la primera el comportamiento es similar al del caso de rodadura A1, mientras que en los otros dos se tiene deslizamiento. En el caso B3 también predomina una de las diagonales respecto de la otra, pero no de manera tan clara como en el caso A3, de manera que en lugar de rodadura se da pivotamiento, y por lo tanto el campo de tensiones tangenciales es prácticamente idéntico al límite.

Más allá del análisis en detalle realizado para el contacto, también se han obtenido los resultados para la cinemática de la bola y el par de fricción. Estos datos se resumen en la tabla 3, donde ω_B es la velocidad angular de la bola, β es el ángulo que esta forma con la vertical, y M_f es el par de fricción.

Tabla 3: Resultados

	Naturaleza del movimiento 1-3 (-)	Naturaleza del movimiento 2-4 (-)	ω_B (°/s)	β (°)	M_f (N·m)
Nom	Rodadura	-	32.9	133.8	16.9
A1	Rodadura	-	33.1	133.9	73.4
A2	Pivotamiento	Pivotamiento	42.8	180.0	1228.9
A3	Rodadura	Deslizamiento	33.1	135.9	158.3
B1	Rodadura	-	32.6	133.8	1.7
B2	Pivotamiento	Pivotamiento	45.1	180.0	121.0
B3	Pivotamiento	Deslizamiento	42.8	175.8	59.4

5. Conclusiones

El presente trabajo analiza el comportamiento del contacto entre la bola y la pista en rodamientos de vuelco de cuatro puntos de contacto. De este análisis se concluye que las formulaciones analíticas aplicadas hasta el momento para el estudio de la cinemática de la bola, en las cuales se considera que existe deslizamiento puro en el contacto, podrían llegar a cometer un error importante en el cálculo del par de fricción en aquellos casos en los que únicamente están en contacto dos de los cuatro puntos posibles, es decir, aquellos en los que existe rodadura. Considerando que en aplicaciones como la eólica y la solar los fuertes momentos de vuelco presentes fuerzan al rodamiento a trabajar en dichas circunstancias, los autores estiman pertinente desarrollar un método de cálculo analítico que contemple formulaciones más complejas para la simulación del contacto. No obstante, y como paso previo, se programará el modelo Leblanc y Nelias para hacer una comparativa con los casos estudiados en este artículo, pudiendo de este modo cuantificar las discrepancias entre ambos modelos, tomando el de elementos finitos como referencia.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen al Ministerio de Economía y Competitividad del Gobierno de España y a la Universidad del País Vasco la financiación económica que ha hecho posible es desarrollo de este trabajo, a través de los proyectos DPI2013-41091-R y UFI 11/29 respectivamente. Del mismo modo, agradecen a la empresa de rodamientos especiales Iraundi S.A. la experiencia recibida derivada de la continua colaboración.

7. Referencias

[1] A. Leblanc, D. Nelias. Ball Motion and Sliding Friction in a Four-Contact-Point Ball Bearing, Journal of Tribology, 129(4), (2007), 801–808.

[2] J. Aguirrebeitia, M. Abasolo, J. Plaza, I. Heras. FEM model for friction moment calculations in ball-raceway contacts for applications in four contact point slewing bearings, 14th World Congress in Mechanism and Machine Science, Taipei, Taiwan, (2015).

[3] J. Aguirrebeitia, J. Plaza, M. Abasolo, J. Vallejo. Effect of the preload in the general static load-carrying capacity of four-contact-point slewing bearings for wind turbine generators: theoretical model and finite element calculations, Wind Energy, 17(10), (2014), 1605–1621.

[4] J. Aguirrebeitia, M. Abasolo, R. Avilés, I. Fernández de Bustos. General static load-carrying capacity for the design and selection of four contact point slewing bearings: Finite element calculations and theoretical model validation, Finite Elements in Analysis and Design, 55, (2012), 23–30.

[5] J. Plaza, M. Abasolo, I. Coria, J. Aguirrebeitia, I, Fernández de Bustos. A new finite element approach for the analysis of slewing bearings in wind turbine generators using superelement techniques, Meccanica, 50(6), (2015), 1623–1633.

[6] M. Olave, X. Sagartzazu, J. Damian, A. Serna. Design of Four Contact-Point Slewing Bearing With a New Load Distribution Procedure to Account for Structural Stiffness, Journal of Mechanical Design, 132(2), (2010), 021006.

[7] B. Bhushan. Principles and Applications of Tribology, John Wiley & Sons, (1999). ISBN 9780471594079.

[8] A. Joshi, B. Kachhia, H. Kikkari, M. Sridhar, D. Nelias. Running Torque of Slow Speed Two-Point and Four-Point Contact Bearings, Lubricants, 3, (2015), 181-196.

Modelo térmico transitorio de engranajes cilíndricos en condiciones de lubricación mixta

A. Arana[1], I. Ulacia[1], J. Larrañaga[1]

[1]*Dpto. de Mecánica y Producción Industrial. Mondragon Unibertsitatea. [aarana, iulacia, jlarranaga]@mondragon.edu*

El desarrollo de transmisiones de elevada densidad de potencia en sectores como el aeronáutico o la automoción se ve limitado por el aumento de la temperatura de trabajo del dentado, lo que repercute en su duración de vida. En el siguiente trabajo se presenta un modelo térmico transitorio de parámetros concentrados que permite el cálculo de esta temperatura, así como los gradientes entre el piñón y la rueda para diferentes geometrías, condiciones operativas y lubricantes. Entre otras cosas, se considera que el coeficiente de rozamiento evoluciona con la temperatura del dentado y la consiguiente disminución del espesor de lubricante, provocando un aumento de la temperatura de contacto y, por lo tanto, del riesgo de fallo. Así mismo, se analizan la influencia del nivel de aceite del cárter, el régimen de lubricación presente en el contacto y su temperatura instantánea, comparándola con el límite del material. Finalmente, los resultados numéricos serán comparados con las normativas vigentes y resultados experimentales.

1. Introducción

Las políticas globales de ahorro energético y mejora de la eficiencia de los procesos y máquinas industriales afectan directamente al desarrollo de transmisiones mecánicas a engranajes, frecuentemente asociadas a pérdidas energéticas por rozamiento entre sus componentes. La creciente conciencia ecológica junto con el impulso del vehículo eléctrico está poniendo el foco de atención en la reducción del volumen de lubricante y la disminución del tamaño y masa los componentes mecánicos, lo que repercute no solo en la capacidad de carga de los mismos si no en su temperatura de trabajo [1]. Este incremento de la temperatura provoca daños prematuros debido a la disminución del espesor del lubricante y la aparición de contacto metal-metal en los flancos [2].

Las normativas de referencia vigentes [3-6] calculan el incremento de la temperatura del dentado de manera aproximada tomando como referencia la temperatura estable del aceite y la temperatura instantánea máxima a lo largo de la línea de acción. La transferencia de calor por convección con el aceite y aire del cárter, así como la influencia del método de lubricación, son considerados mediante factores de corrección cuyos valores difieren de una norma a otra. Estas ecuaciones no consideran la influencia de la geometría del engranaje, el aumento de la transferencia de calor por convección con la velocidad de rotación o el nivel de aceite. Autores como Oster [7] o Terekhov [8] proponen ecuaciones empíricas más apropiadas que consideran la influencia de algunas de estas variables, sin embargo, asumen que la temperatura del engranaje es constante en todo su volumen lo que contradice algunas observaciones numéricas y experimentales [9]. En consecuencia, los métodos analíticos y empíricos actuales pueden resultar poco precisos en la predicción de la temperatura de los engranajes en aplicaciones de elevada densidad de potencia.

Aunque los trabajos sobre el comportamiento térmico de engranajes son escasos, la literatura científica presenta también otros tipos de modelos como los basados en elementos finitos [10-12] o los modelos unidimensionales de parámetros concentrados, también conocidos como redes térmicas [13,14]. Estos modelos consideran muchos de los parámetros ignorados en los estudios analíticos o empíricos y permiten conocer con exactitud los gradientes de temperatura, no sólo en el propio engranaje sino también en el resto de componentes de la transmisión. Sin embargo, ambos métodos simplifican el calor aportado por fricción en el contacto como un valor medio dependiente de un coeficiente de rozamiento constante. Además, con frecuencia, este coeficiente se calcula para las propiedades del aceite a la temperatura del cárter y no a la temperatura del dentado lo que conlleva un error significativo en la predicción de la temperatura de contacto.

El presente trabajo muestra un modelo térmico transitorio basado en redes térmicas que permite el cálculo de la temperatura del dentado y el gradiente de temperatura entre parejas de engranajes cilíndricos rectos en función de su geometría, las condiciones operativas y el lubricante empleado. A diferencia de los modelos previos el coeficiente de rozamiento instantáneo se evalúa a la temperatura del diente y se considera que éste evoluciona desde condiciones elastohidrodinámicas a mixtas debido al calentamiento del flanco, lo que repercute a su vez, en el calor generado.

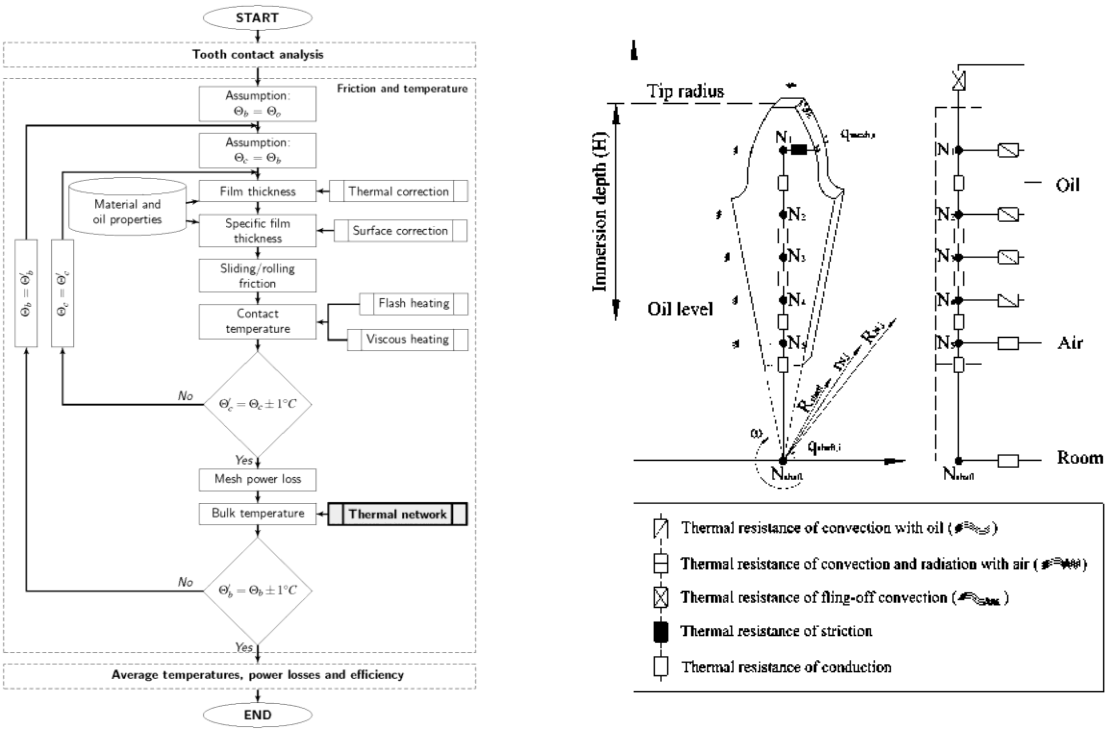
2. Modelo térmico

El modelo desarrollado es un modelo de parámetros concentrados basado en el concepto de redes térmicas de Blok [15]. A diferencia de trabajos similares [13,14] el modelo propuesto presenta las siguientes carácterísticas:

1. El dentado y cuerpo del engranaje presentan gradientes térmicos debido a la diferencia de coeficientes de convección entre la región sumergida en el baño de aceite y la región en contacto con el aire.
2. El coeficiente de rozamiento varía a lo largo de la línea de acción y es calculado para la temperatura *bulk* del diente pudiendo evolucionar desde condiciones EHD a mixtas debido al calentamiento.
3. La masa/volumen de aceite del carter, así como el del aire interior y exterior de la transmisión son lo suficientemente grandes como para mantener su temperatura constante.

Esta última hipótesis permite simplificar el modelo al eliminar las interacciones entre la carcasa, el cárter y el resto de pérdidas de potencia como el barboteo del aceite. En otras palabras, sólo se consideran las resistencias térmicas del entorno del engranaje así como los flujos de calor provenientes del flanco y del eje.

La figura 1b) muestra los nodos considerados y las relaciones entre resistencias térmicas y flujos de calor. El dentado es representado con un único nodo cuya masa equivale a la masa de todos los dientes y el cuerpo ha sido discretizado en 4 nodos equidistantes para representar la influencia del nivel de aceite. Además, se consideran dos focos de calor principales: i) las pérdidas de potencia del contacto y ii) las pérdidas de potencia de rodamientos y juntas que afectan el eje y por extensión al engranaje. Éstas últimas pueden determinarse a partir de los datos de los fabricantes e introducirse en el nodo central, tras la consideración de un coeficiente reductor que represente las transferencias de calor entre los aros de rodamientos, el lubricante y la carcasa. Este coeficiente se estima como 0.3 a partir de los datos presentados en [16].



a)Algoritmo de cálculo y modelo térmico b) Resistencias térmicas entre los nodos

Figura 1: Diagrama de flujo del modelo propuesto

La solución del modelo viene dada por el sistema matricial de la ecuación 1, donde $[K]=[R]^{-1}$, representa la matriz de conductancia (inverso de las resistencias térmicas), $\{T\}$ es el vector de temperaturas, $[C_p]$ es la matriz de capacitancia térmica y $\{Q\}$ es el vector que define los flujos de calor del sistema. El ensamblaje de cada uno de los vectores y matrices ha sido realizado en Matlab-Simulink.

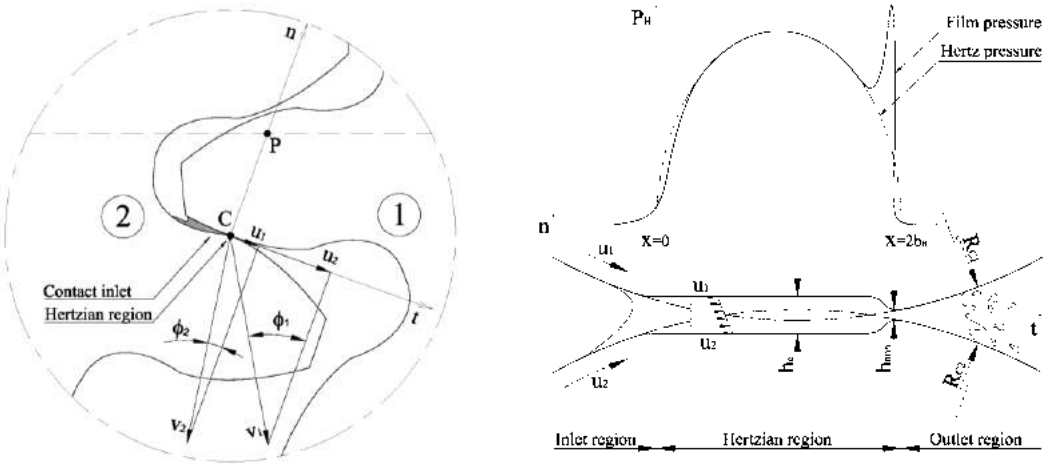
$$[K]\cdot\{T\}+[C_p]\cdot\left\{\frac{dT}{dt}\right\}=\{Q\} \tag{1}$$

2.1. Flujo de calor

El modelo térmico se encuentra inscrito en el algoritmo de cálculo de la figura 1a). El proceso se inicia con la discretización de la línea de acción. Para cada posición instantánea se determinan los parámetros cinemáticos y las fuerzas normales mediante el modelo de distribución de carga de Pedrero *et al.* [17]. La diferencia de velocidades instantaneas de rodadura, u_1 y u_2, del punto en contacto del piñón y de la rueda, provoca un deslizamiento de las superficies del diente (ver figura 2a). Esta diferencia de velocidades, junto con la fuerza de rozamiento provocada por la carga normal que soporta el diente, resulta en una pérdida de energía a lo largo de la línea de contacto. Además, la deformación elástica del punto de contacto y el aumento súbito de la presión del lubricante depositado entre las superficies generan una resistencia adicional a la rodadura que resulta también en pérdidas energéticas (figura 2b). Así, el calor instantáneo total generado en el contacto puede expresarse como:

$$\dot{q}_i = [W_i \cdot \mu_i \cdot Vs_i] + [F_{r,i} \cdot Vr_i] \tag{2}$$

Donde las pérdidas por deslizamiento son el producto de la carga normal sobre el diente, W_i, el coeficiente de rozamiento instantáneo de las superficies en contacto, μ_i, y la velocidad de deslizamiento instantánea $Vs_i=|u_{1i}-u_{2i}|$; mientras que las pérdidas por rodadura, dependen de la resistencia a la misma, $F_{r,i}$, y la velocidad de rodadura, $Vr_i=|u_{1i}+u_{2i}|$. La influencia de cada uno de los parámetros ha sido discutido previamente en [18].



a) Cinemática del piñon (1) y la rueda (2) b) Detalle del punto de contacto C

Figura 2: Contacto EHD en engranajes cilíndricos

Coeficiente de rozamiento

El calentamiento progresivo del dentado provoca la reducción del espesor central instantáneo de la película de lubricante, $h_{c,i}$ (figura 2b), favoreciendo la aparición de contactos entre asperezas y aumentando el valor del coeficiente de rozamiento, lo que influye a su vez en el flujo de calor. Es por ello que se hace necesario incluir un modelo de lubricación mixta que considere los posibles cambios de régimen de lubricación a lo largo de la linea de contacto y a lo largo del tiempo. En este trabajo se emplea el coeficiente de rozamiento presentado recientemente por los autores [19] el cual está basado en la función de reparto de Matsumoto y Morikawa y el modelo "Eyring" de fricción fluida propuesto por Johnson y Tevaarwerk. A diferencia de otros modelos presentes en la literatura, el actual permite su aplicación a cualquier tipo de lubricante evitando la caracterización de parámetros reológicos tales como la tensión de cizalladura límite, τ_L, o su módulo de elasticidad, G.

$$\mu = \xi \cdot \mu_s + (1-\xi) \cdot \mu_f \tag{3}$$

$$\xi = \frac{1}{2} \cdot \log_{10}\left(\frac{\Phi_R \cdot \sigma}{\Phi_T \cdot h_c}\right) \tag{4}$$

$$\mu_f = \frac{2 \cdot \Lambda}{\alpha \cdot P_m} \cdot \sinh^{-1}\left(\frac{\eta \cdot \alpha \cdot V_s}{2 \cdot \Lambda \cdot \Phi_T \cdot h_c}\right);\ \mu_s = \text{cte.} \tag{5}$$

2.2. Transferencia de calor

Teniendo en cuenta que en un contacto elastohidrodinámico el espesor de la película de lubricante es muy inferior al resto de dimensiones el calor generado en el contacto, q_i, se transmite por conducción al piñón y a la rueda en la dirección normal (ver figura 2b), pudiendose despreciar la conducción en las direcciones tangencial y axial [20]. La sección disponible para la transferencia de calor en esta dirección es muy pequeña (Hertz) lo que provoca un estrangulamiento del flujo de calor, dando lugar a un salto de temperatura entre el flanco y el centro del diente. Además, la diferencia de radios de curvatura instantáneos de los cuerpos en contacto así como de sus velocidades de rodadura provoca diferencias entre el flujo de calor hacia el piñón y hacia la rueda. Para modelizar este transferencia de calor Blok [15] propone el empleo de la resistencia térmica de estricción (tabla1).

Tras la salida del diente de la zona de contacto, éste entra y sale del baño de aceite hasta completar un ciclo. En esta rotación, el calor acumulado en la superficie es eliminada por un mecanismo conocido como convección centrífuga o *fling-off*. El aceite depositado en los flancos sale despedido en dirección radial llevandose consigo parte del calor acumulado. Este fenómeno ha sido estudiado por DeWinter [21] quien determinó que la cantidad máxima de calor eliminado por este mecanismo por cada diente depende de su tamaño (módulo, m, y ancho de cara, l), las propiedades térmicas del aceite y la velocidad de rotación (ver Tabla1).

El flujo de calor restante que llega al diente por conducción se extiende al cuerpo del engranaje en dirección radial hasta el eje, y de ahí al resto de los componentes de la transmisión (rodamientos, carcasa, etc.) . El tiempo transcurrido en una vuelta del engranaje es inferior al tiempo requerido para apreciar gradientes de temperatura en la dirección circunferencial por lo que ésta es despreciable [13]. Al igual que en el caso de la estricción la conducción entre dos radios R y r, también puede expresarse en forma de una resistencia térmica (Tabla 1).

Finalmente, las caras laterales del engranaje y flancos del dentado transfieren calor a los fluidos del entorno por convección forzada. Este intercambio de calor puede modelizarse como un disco en rotación en un fluido en reposo donde las superficies de intercambio corresponden a las caras laterales del engranaje. En función del nivel de aceite en el cárter determinadas zonas estarán expuestas al aceite frente a otras que están en contacto con el aire, lo que cambia el valor de la resistencia térmica correspondiente a través de la superficie de intercambio, S, y el coeficiente de convección, h. Para la misma velocidad de rotación, las zonas dentro del baño disiparán mejor el calor gracias al incremento de la conductividad térmica del aceite con respecto del aire. En las zonas expuestas al aire el intercambio de calor por convección se verá mejorada ligeramente por la intervención de la radiación.

Tabla 1: Principales mecanismos de transferencia de calor en engranajes y sus resistencias térmicas

	Flujo de calor	**Resistencia térmica**
Estricción	$\dot{q}_i = \dfrac{(\Theta_i - \Theta_\infty)}{\sum_{j=1}^{j=n} R_{i,j}}$	$R_i\big\|_{estr} = 0.767 \cdot \left(l \cdot \sqrt{u_i \cdot (k \cdot \rho \cdot c_p) \cdot (2 \cdot b_{H,i})}\right)^{-1}$
Convección centrífuga		$R_i\big\|_{fling} = 11.2 \cdot \pi \cdot m \cdot z \cdot l \cdot \omega^{-3/2} \cdot \sqrt{k \cdot \rho \cdot c_p}$
Radiación		$R_i\big\|_{rad} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot S \cdot \left(\Theta^2 + \Theta_\infty{}^2\right) \cdot (\Theta + \Theta_\infty)$
Conducción radial		$R_i\big\|_{cond} = \ln(R/r) \cdot (2 \cdot \pi \cdot l \cdot k)^{-1}$
Convección con aire/aceite		$R_i\big\|_{conv} = (h \cdot S)^{-1}$

2.3. Temperaturas de contacto

El cálculo de temperaturas estacionarias debe considerar no sólo la temperatura estable del dentado sino también la temperatura instantánea de contacto. El espesor de la película de lubricante en el contacto depende de sus características a la entrada mientras que la fricción depende de las propiedades del lubricante en la zona central plana entre superficies (ver figura 2b) [22]. Sin embargo, tal y como se concluye de las ecuaciones 3 a 5, el cálculo del coeficiente de rozamiento es indisoluble del espesor de película, h_c. Como consecuencia, el cálculo del estado estacionario requiere de métodos iterativos (figura 1a).

En la figura 2b se observa que las regiones de entrada y de contacto Hertziano están sometidos a temperaturas y presiones muy diferentes lo que repercute directamente en la viscosidad del aceite y por lo tanto en su comportamiento reológico. La primera está sometida a la presión ambiental y a la temperatura estable del diente, conocida como temperatura *bulk*, Θ_b. Sin embargo en el contacto, donde la presión es del orden de 1÷2 GPa, la temperatura, Θ_c, es la suma de la temperatura estable, el incremento de temperatura instantanea, $\Delta\Theta_{fl}$, debida a la fricción (conocido como temperatura *flash*) y el incremento de temperatura interno de la propia película de aceite en compresión, $\Delta\Theta_v$. Esta relación se resume en la ecuación 6.

$$\Theta_{c,i} = \Theta_b + \Delta\Theta_{fl,i} + \Delta\Theta_{v,i} \tag{6}$$

$$\Delta\Theta_{fl,i} = \frac{1.06 \cdot \alpha_i \cdot \dot{q}_i}{A_i \cdot k} \cdot \left(\frac{\chi \cdot b_{H,i}}{U_i} \right)^{0.5} \tag{7}$$

$$\Delta\Theta_{v,i} = \frac{\dot{q}_i \cdot h_{c,i}}{8 \cdot A_i \cdot k_o} \tag{8}$$

Donde, α_i es el coeficiente de reparto de calor instantáneo; $\chi=k/(\rho \cdot c_p)$ es la difusividad térmica del material del engranaje en función de la conductividad térmica, k, la densidad, ρ, y el calor específico, c_p; $A_i=2 \cdot b_{H,i} \cdot l$ es la superficie de contacto instantánea dependiente del ancho de contacto hertziano, $2 \cdot b_H$, y la longitud del flanco, l; q_i es el flujo de calor instantáneo; $h_{c,i}$ es el espesor central de la película de lubricante; U_i es la velocidad de rodadura media del punto de contacto; y, finalmente, k_o es la conductividad térmica del aceite.

3. Resultados

El modelo propuesto ha sido contrastado con los resultados experimentales de Otto [23]. Las características de la pareja de engranajes y del lubricante empleado se muestran en la tabla 2 y el plan de ensayos considerado incluye dos niveles de carga (94Nm y 372Nm), dos velocidades de rotación (2170rpm y 5220rpm) y niveles de aceite variables entre el 0% y 100% del radio del piñón.

Tabla 2: Características de los engranajes y lubricantes empleados en los ensayos [23]

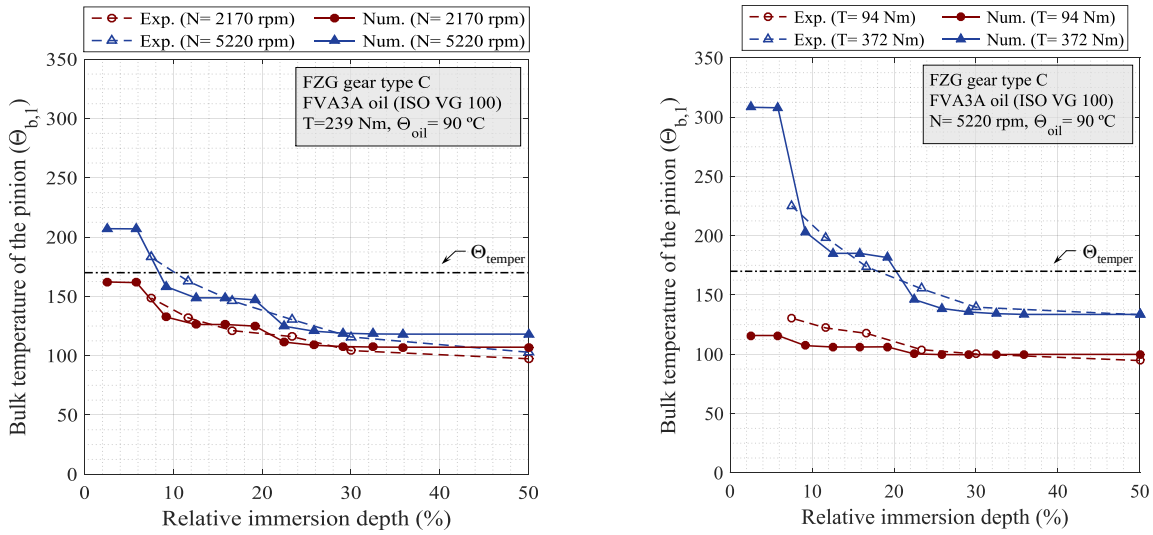
a) Engranajes rectos FZG tipo C

	Símbolo [Unidad]	Piñón	Rueda
Ángulo de presión	α_n [º]	20	
Módulo	m_n [mm]	4.5	4.5
Número de dientes	z [-]	16	24
Ancho de cara	b [mm]	14	
Corrección	x [-]	0.1817	0.1715
Entreje	a [mm]	91.5	
Material	-	16MnCr5 (CH)	
Rugosidad	Ra [µm]	0.2	0.2

b) Lubricante mineral parafínico tipo FVA3A

	Símbolo [Unidad]	Temp. [ºC]	Valor
Aceite base	-	-	Mineral
Viscosidad	υ[cSt]	40	95
		100	10.7
Densidad	ρ [kg/m^3]	15	872
Calor específico	Cp [J/kg/ºC]	-	2090
Inflamación	[ºC]	-	237
Congelación	[ºC]	-	-12
Temp.baño	Θ_o [ºC]	-	90

La figura 3 muestra la comparativa numérico-experimental del modelo para las diferentes combinaciones de velocidades y pares. Como se puede observar en la siguiente figura, el modelo reproduce satisfactoriamente la influencia del nivel de aceite y predice temperaturas superiores al de revenido del material (170ºC aproximadamente) o incluso al del punto de inflamación del aceite (237ºC).

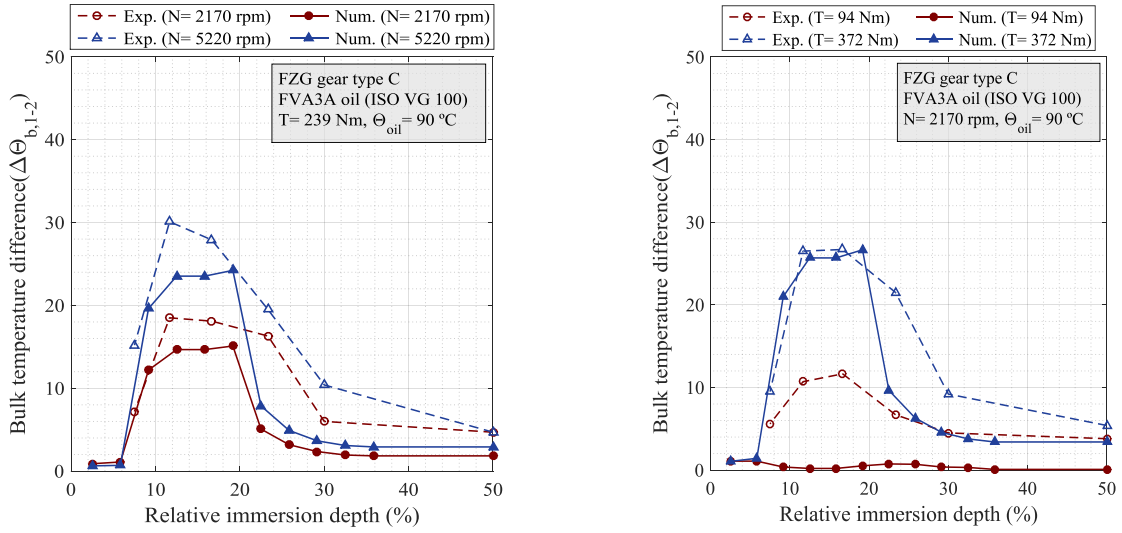


a) Influencia de la velocidad b) Influencia del par

Figura 3: Validación numérico-experimental del modelo térmico

En todos los casos analizados la temperatura del baño se ha mantenido constante a 90ºC. A pesar de mantener un nivel de lubricante apropiado (entre el 30% y el 50% del diámetro), los resultados coinciden en temperaturas del dentado superiores a los 130ºC en los ensayos de mayor potencia. Según la ecuación 1, considerando los incrementos de tempartura *flash* e interno del lubricante la temperatura de contacto puede superar los 150ºC.

La figura 4 muestra la diferencia de temperaturas entre el piñón y la rueda. El modelo refleja la influencia de la reducción del nivel de aceite, sin embargo, existen diferencias notables con los resultados experimentales especialmente en los niveles inferiores de par y velocidad de rotación, sugiriendo que el calor generado en estas condiciones se aleja de los valores reales. Además, se constata un cambio de pendiente en la curva experimental en torno al 25%-30% de immersion relativa. En este punto el piñón está immerso hasta su diámetro de base lo que provoca que la disipación del calor sea insuficiente y la temperatura estable del dentado aumente.



a) Influencia de la velocidad b) Influencia del par

Figura 4: Diferencia de temperaturas entre piñón y rueda

Por otro lado, los gradientes de temperatura existentes dentro del propio engranaje pueden superar los 25ºC entre el diente y la zona cercana al eje, cuya temperatura puede alcanzar valores superiores a los 100ºC. Con el fin de validar la hipótesis relativa al flujo de calor que entra a través del eje, se ha comparado su temperatura estacionaria con los resultados experimentales de Geiger [24]. Los resultados confirman que la modelización del eje es apropiada presentando errores inferiores a los 5ºC en la mayor parte de los casos analizados.

3.1. Comparativa con modelos actuales

Estas predicciones también han sido comparadas a los resultados de los modelos descritos en la revisión bibliográfica, haciendo énfasis en las normativas vigentes (figura 5).

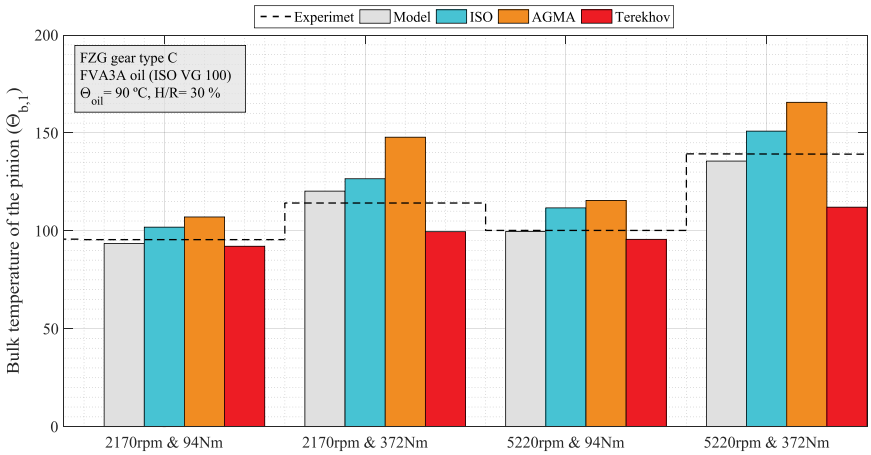


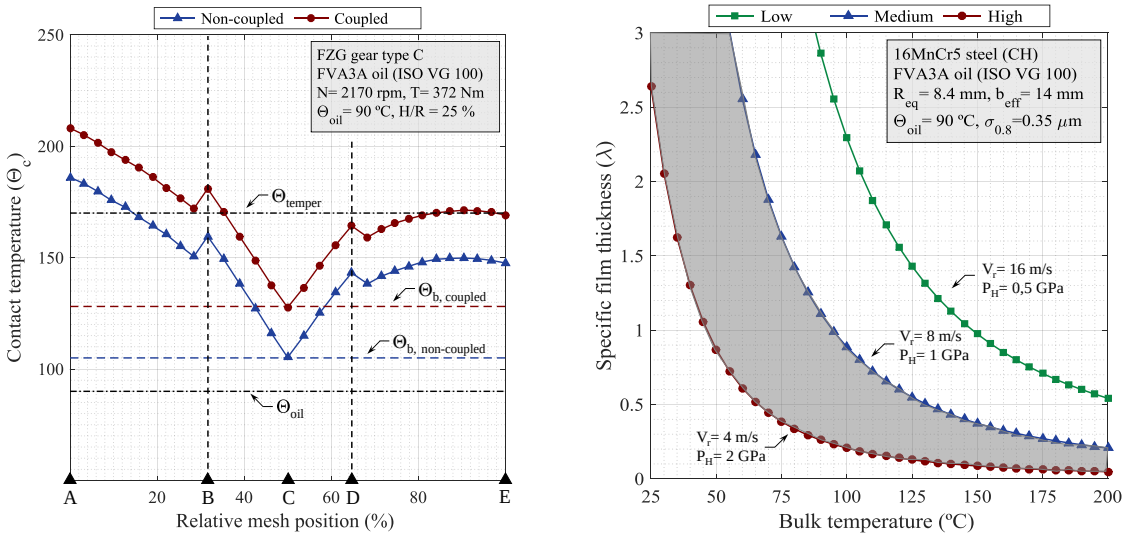
Figura 5: Comparativa con predicciones de normativas ISO y AGMA

En el peor de los casos el modelo propuesto presenta una desviación del 10% con respecto de los resultados experimentales mientras que la norma AGMA 925 [5] predice temperaturas muy superiores al valor experimental con errores superiores al 25%. La normativa ISO 15144 [6], mejora sensiblemente sus predicciones gracias a la consideración de la ecuación empírica de Oster [7] que incluye parámetros adicionales como el tipo de aceite o el tamaño del engranaje. Finalmente, el modelo de Terekhov [8] sigue la tendencia de los resultados experimentales mostrando una especial sensibilidad por el nivel de aceite, sin embargo, como se puede observar en la figura 4 el impacto de las condiciones operativas no es significativo. Esto se debe a que se trata de una ecuación empírica basada en el análisis adimensional donde los exponentes ponderan el volumen sumergido del dentado sobre el flujo de calor entrante.

3.2. Discusión

Los resultados predicen un incremento de la temperatura exponencial con la reducción del nivel de aceite. En la figura 3 se observa que el dentado supera los 200ºC para los niveles inferiores por lo que existe un fuerte riesgo de gripado [5] con el consecuente fallo súbito de la transmisión.

No obstante, se puede demostrar el riesgo de gripado está presente a temperaturas estables muy inferiores, del orden de 120ºC. Como se puede ver en la figura 5a) el cálculo tradicional (tomando como referencia la temperatura del aceite y la temperatura *flash*) predice una temperatura *bulk* cercana a los 110ºC, sin embargo, el modelo térmico propuesto con un coeficiente de rozamiento acoplado predice una diferencia de 25º sobre ésta. Un incremento de temperatura como éste reduce el espesor específico de película casi un 50% (figura 5b) lo que aumenta el número de contactos entre asperezas y el riesgo de fallo en las regiones de entrada y salida de la línea de acción. En casos extremos, con mayor presión y menor velocidad (zona gris) este fallo puede ocurrir incluso a temperaturas del diente inferiores.



a) Temperatura del contacto : b) Espesor específico de película

Figura 6: Influencia de la temperatura estable en la temperatura de contacto y el espesor relativo de película

4. Conclusión

Se ha desarrollado un modelo térmico para el cálculo de la temperatura estable del dentado basado en el concepto de redes térmicas de Blok [15]. En comparación a otros modelos similares, la red térmica se ha simplificado tomando como hipótesis principal que el volumen de los fluidos del entorno es lo suficientemente grande como para mantener su temperatura constante. Además, se ha incluido un coeficiente de rozamiento mixto, que permite reflejar la evolución del flujo de calor por fricción debido al calentamiento del dentado y el cambio de régimen de lubricación. Las predicciones numéricas han sido validadas con datos experimentales y comparadas a las predicciones realizadas por las normativas de referencia con resultados satisfactorios.

5. Referencias

[1] B.R. Höhn, K. Michaelis, H.-P. Otto. Influence of immersion depth of dip lubricated gears on power loss, bulk temperature and scuffing load carrying capacity. Int. J. Mech .Mater. Des., 266 (2008), 145-156.

[2] B.R. Höhn, K. Michaelis. Influence of oil temperature on gear failures. Tribology International, 37 (2004), 103-109.

[3] International Organization for Standardization. ISO/TR 13989: Calculation of scuffing load capacity of cylindrical, bevel and hypoid gears, Parts 1 and 2, (2000).

[4] Det Norske Veritas. Calculation of gear rating for marine transmissions, (2012).

[5] American Gear Manufacturers Association. AGMA 925: Effect of Lubrication on Surface Distress, (2003).

[6] International Organization for Standardization. ISO/TR 15144: Calculation of micropitting load capacity of cylindrical spur and helical gears, Parts 1 and 2, (2014).

[7] P. Oster, Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik, Tesis Doctoral, Technische Universität München, Munich, (1982).

[8] A. Terekhov, G. Shpitko, S. Gulezov. Thermal calculation of transmission assemblies. 4.th World Congress on Gearing and Power Transmission, Paris, Francia, (1999).

[9] H. Long, A.A. Lord, D.T. Gethin, B.J.Roylance. Operating temperatures of oil-lubricated medium-speed gears: Numerical models and experimental results. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 217 (2003), 87-106.

[10] A. Mihailidis, V. Bakolas. FEM-determination of the stationary temperature field of spur gears.Proceedings of the 2nd Balkan Conference on Tribology, (1996), 537-546.

[11] M. Taburgaditan, M. Akkok. Determination of surface temperature rise with thermo-elastic analysis of spur gears. Wear, 261 (2006), 656-665.

[12] Y. Shi, Y. Yao, J. Fei. Analysis of bulk temperature field and flash temperature for locomotive traction gear. Applied Thermal Engineering, 99 (2016),528-536.

[13] L. Manin, D. Play. Thermal behavior of power gearing transmission, numerical prediction, and influence of design parameters. ASME Journal of Tribology, 121 (1999), 693-702.

[14] C. Changenet, X. Oviedo-Marlot, P. Velex. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks- applications to a six-speed manual gearbox, Journal of Mechanical Design, 128 (2006), 618-625.

[15] H. Blok, La méthode des reseaux thermiques pour le calcul des températures de masse dans les transmissions à engrenages. Société d'Etudes de l'Industrie de l'Engrenage, (1970), 3-13.

[16] F. Pouly. Modelisation thermo mecanique d'un roulement a billes grande vitesse. Tesis doctoral, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, (2010).

[17] J.I. Pedrero, M. Pleguezuelos, M. Artés, J.A. Antona. Load distribution model along the line of contact for involute external gears, Mechanism and Machine Theory, 45 (2010), 780-794.

[18] A. Arana, I. Ulacia, J. Larrañaga, M. Izquierdo, I. Eraña. Análisis numérico de modelos de predicción de eficiencia de engranajes cilíndricos rectos. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, (2014).

[19] A. Arana, I. Ulacia, J. Larrañaga. Gear mesh power loss prediction under mixed lubrication regimes at high speeds. LUBMAT, Lubrication, Maintenance and Tribology Conference, Bilbao, (2016).

[20] J. Seabra, A. Sottomayor, A. Campos, L. Ferreira. Thermal and non-newtonian analysis of EHD line contacts. Tribology Series, 30 (1995), 229-247.

[21] A. DeWinter, H. Blok. Fling-off cooling of gear teeth. Journal of Engineering for Industry, 96(1974), 60-70

[22] H. Spikes. Basics of EHL for practical application, Lubrication Science, 27 (2015), 45-67.

[23] H.-P. Otto. Flank Load Carrying Capacity and Power Loss Reduction by Minimised Lubrication. Tesis doctoral, Technische Universität München, Munich, (2009).

[24] J.S. Geiger. Wirkungsgrad und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben bei instationären Betriebsbedingungen. Tesis doctoral, Technische Universität München, Munich, (2015).

Investigación en la influencia del contenido en Cr de aleaciones NiCrBSi sobre el par rozante Acero F-5220 templado en aceite en la modelización del comportamiento tribológico en medios lubricados. (Curva de Stribeck)

D. Leal Cano[1]; K. A. Habib[1]; C. Tarazona Caudet[1]; P. Ortelles[1]

1Dpto. de Ingeniería de sistemas Industriales y Diseño, Universidad Jaume I. al118356@alumail.uji.es

1Dpto. de Ingeniería de sistemas Industriales y Diseño, Universidad Jaume I. razzaq@uji.es

1Dpto. de Ingeniería de sistemas Industriales y Diseño, Universidad Jaume I. al087673@alumail.uji.es

1Dpto. de Ingeniería de sistemas Industriales y Diseño, Universidad Jaume I. al106652@uji.es

Se han escogido los recubrimientos NiCrBSi debido a sus características mecánicas que los hacen ser materiales adecuados para ser utilizados contra el desgaste abrasivo, erosión, cavitación, etc. en diversas aplicaciones, como son: rodamientos, frenos, anillos de pistones, engranajes y levas, etc. Estos recubrimientos son comúnmente depositados mediante diferentes técnicas, como la proyección por llama (OF) y por llama a alta velocidad (HVOF), seguido de fusión del recubrimiento mediante llama oxiacetilénica o por láser. Este trabajo, trata el estudio del comportamiento tribológico en medios lubricados de los pares rozantes como disco común, el acero F-5220 templado en aceite y como pin se utilizó un acero inoxidable AISI 304 recubierto mediante aleaciones autofundentes base NiCrBSi, depositados con la técnica de proyección por llama (OF) y refusión por llama oxiacetilénica, con el objeto de investigar la influencia del contenido en Cr de las aleaciones NiCrBSi en las curvas de Stribeck, desde el ámbito de la lubricación hidrodinámica hasta la límite por medio de ensayos realizados mediante el tribómetro modelo Plint & Panters TE79/P utilizando cómo técnica "pin on disk". Se establecen las variables que controlan el régimen de lubricación mixta y los indicadores, variable adimensional de Hersey y presión aparente aplicada, con el objeto de diferenciar el grado de adhesión entre los diversos pares frotantes investigados. En este trabajo de investigación, también se ha demostrado que el contenido en cromo tiene gran influencia sobre los valores de rozamiento, disminuyendo al incrementar este.

1. INTRODUCCIÓN.

Existen diferentes sectores industriales que están invirtiendo sus esfuerzos en investigaciones sobre cómo controlar la fricción y el desgaste en sistemas mecánicos. La demanda de materiales cada vez más resistentes y de mejores propiedades para aplicaciones sometidos al desgaste, en ambientes corrosivos y expuestos a altas temperaturas podría ser solucionada en gran parte mediante la aplicación de recubrimientos adecuados sobre sustrato metálicos. Para lograr estos objetivos se plantean, entre otras, las siguientes líneas de actuación: desarrollo de lubricantes de menor viscosidad y mayor durabilidad, desarrollo de materiales de baja fricción y recubrimientos duros [1]. En la actualidad la resistencia a alta temperatura, desgaste y a la corrosión, son propiedades qué cada vez, son más requeridos en muchas industrias, la aplicación de estos recubrimientos son una alternativa para el cual nos permite mejorar las propiedades superficiales de los materiales sin cambiar sus propiedades internas alargando así su vida útil.

Los recubrimientos de aleaciones autofundentes base níquel han sido utilizados en una amplia gama de aplicaciones industriales como (calentadores, turbinas, intercambiadores de calor, etc.), por su combinación de alta resistencia al desgaste y resistencia a la corrosión, este tipo de recubrimientos también son versátiles debido a su resistencia a la corrosión a altas temperaturas y su costo relativamente bajo [2-3]. Estas aleaciones (NiCrBSi) normalmente contienen cromo, hierro, silicio, boro y carbono como elementos de aleación. Sin embargo no han dado resultados positivos para la dureza del recubrimiento y resistencia al desgaste. Algunas investigaciones previas han mostrado que las adiciones de WC pueden mejorar la resistencia al desgaste de estos recubrimientos [4].

Estas aleaciones (NiCrBSi) son comúnmente depositados sobre la superficie del material base mediante técnica de proyección térmica por llama (OF) o alta velocidad (HVOF) posteriormente de refusión mediante llama oxiacetilénica o láser, con el objetivo de mejorar su comportamiento a desgaste a la resistencia y la corrosión a altas temperaturas. Una de las técnicas de proyección térmica más utilizada es la alta velocidad (HVOF) [5] debido a la reducción de la porosidad y mejorar la resistencia de la interfase del metal lo cual da como resultado una menor descomposición de los elementos aleantes durante la deposición de los recubrimientos cómo puede ser el WC. También existen otras técnicas como el termorrociado HVOF aplicable a estos recubrimientos en el cual mejoran mucho la calidad del recubrimiento [6].

El objetivo de este trabajo es investigar la influencia que tiene el contenido en Cr de las aleaciones NiCrBSi en las variables que controlan la lubricación mixta y los modelos de la correlación de Stribeck [7], correlación del coeficiente de rozamiento con la variable de Hersey se realizó mediante el tribómetro Pin on disk utilizando un lubricante comercial industrial que se utiliza habitualmente para la determinación del coeficiente de rozamiento y velocidad de desgaste desde el ámbito de la lubricación hidrodinámica hasta la zona límite, por medio de su correspondiente modelización. De este modo nos permite obtener indicadores el cuál podamos diferenciar su comportamiento en el grado de cohesión de los pares rozantes seleccionados. En este trabajo se aplica el par rozante [NiCrBSi, 10%Cr-16%Cr respectivamente-Acero F-5220 templado en aceite].

2. PLANIFICACIÓN DE LOS ENSAYOS.

En la preparación de las muestras, se ha utilizado como material base un Acero AISI 304 con un diámetro de 8mm y 16mm recubierto mediante polvos autofundentes de NiCrBSi, con adiciones de Cr en un 10% y 16% respectivamente, cuya composición química se muestra en la Tabla 1. Estos recubrimientos son depositados sobre el material base utilizando la técnica de proyección térmica por llama (OF) seguido de fusión del recubrimiento con llama oxiacetilénica. La finalidad de la refusión es eliminar o disminuir la porosidad y aumentar la adherencia al sustrato. El espesor del recubrimiento tras la refusión es de aproximadamente 1,5 mm. La superficie de contacto tras el desbaste y pulido es de alrededor 2,18mm^2. El disco utilizado en el banco tribológico es un Acero F-5220 templado en aceite con un diámetro de 100mm y un espesor de 5mm. Se ha controlado y medido la rugosidad superficial de las probetas "pin y disco" antes de los ensayos por medio de un rugosímetro modelo TESTER C3A HOMMEL T8000R dando los siguientes valores: Ra comprendido entre 0,37 y 0,34, Rmax entre 2,9 y 3,2 y Rz entre 2,7 y 2,9. Los ensayos se realizan con lubricación de forma similar a las aplicaciones industriales. El lubricante empleado corresponde a una calidad usual comercial: aceite de corte Houghton Ibérica S.A. (CUT-MAX 110) con las siguientes caracteristicas: una densidad a 15ºC de 0,880gr/cm^3 y una viscosidad cinemática de 100cSt. La cantidad de aceite utilizado por cada ensayo es de 5ml.

Tabla 1: Composición química de las aleaciones NiCrBSi en % y acero F-5220 templado en aceite.

Aleación	C	Si	B	Cr	Fe	Ni	Mn	P	S	W	V
R1, NiCrBSi, 10%Cr	0,4	3,1	1,6	10,1	2,8	81,94	(-)	**(-)**	(-)	**(-)**	(-)
R2, NiCrBSi, 16%Cr	0,4	3,1	1,6	16	2,8	76,04	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)
Acero F-5220 templado en aceite	0,97	0,25	(-)	0,6	(-)	(-)	1,1	0,035	0,035	0,6	0,1

El cromo en un elemento que se utilizan en diversas aleaciones por sus buenas propiedades mecánicas, como es, su alta dureza. En este estudio se han escogido dos tipos de recubrimientos base NiCrBSi, uno de ellos con un 10% de Cr y otro con el 16% Cr, aumentando este su dureza con respecto al del 10%Cr en un 7%.

Tabla 2. Durezas superficial HR15N/Cono 120° obtenidos sobre los pares rozantes.

Muestra	HR 15N/Cono 120°			Dureza media
R1. NiCrBSi, 10%Cr	80,6	80,6	80,2	80,5
R2. NiCrBSi, 16%Cr	86,8	86,6	86,6	86,6
Acero F-5220 templado en aceite	84	82,4	85,2	84

Los ensayos de rozamiento se realizaron con la técnica pin on disk utilizando un banco tribológico modelo Plint & Parters TE79/P con las siguientes condiciones de trabajo: se han considerado cargas de entre 3, 6, 9, 15 y 20N, obteniendo unas presiones aparentes con los siguientes valores: 91560, 68670, 41202 y 27468 Kg/m^2 y velocidades comprendidas entre 0.0366, 0.0733, 0.1099, 0.1465, 0.1832, 0.2198 m/s, temperatura ambiente de 23ºC y humedad relativa del 60%. Cada ensayo consta en la aplicación de una carga sometida a diferentes velocidades, (baja media y alta) durante un recorrido de 100m. La distancia entre la muestra a ensayar y el centro del disco es 35mm. Por cada ensayo se han obtenido 100 valores del coeficiente de fricción, uno por cada metro recorrido dando como resultando un valor del coeficiente de rozamiento tras haber sido promediado.

El análisis del comportamiento tribológico desde la tendencia a la cohesión el cuál condiciona el desgaste, se realiza usando indicadores normalizados de fricción de las muestras de ensayo con discos de Acero F-5220 templado en aceite en una máquina de fricción pin on disk. Los indicadores que pueden obtenerse en esta máquina son a) Fuerza aplicada (Fn), b) Presión aparente, Pa=Fn/S, siendo S la sección de la muestra. **c)** Presión aparente por unidad de ancho Pal= (Ft/Fn)*d, siendo d el diámetro de la muestra. d) Fuerza de rozamiento (Fc). e) Coeficiente de rozamiento, Cr=Ft/Fn. f) Velocidad de aplicación (v).

Tras los indicadores obtenidos nombrados anteriormente se obtiene para normalizar: g) Parámetro de Hersey= (ν*v)/Pal siendo ν la viscosidad dinámica del lubricante a la temperatura T del ensayo.

La Curva de Stribeck está comprendida en tres zonas diferenciadas, I zona límite, II zona mixta y III zona hidrodinámica. El régimen de lubricación mixta promedia la parte de la superficie que se encuentra en régimen hidrodinámico con aquella que se encuentra en régimen de capa límite, de contacto entre las dos superficies. La influencia sobre el coeficiente de rozamiento está forzada por la superficie que se halla el régimen de capa límite, afectada por los fenómenos interferenciales y/o cohesivos. La separación del comportamiento interferencial y / o cohesivo puede realizarse con las observación de la evolución del coeficiente de rozamiento con las presiones. El coeficiente crece cuando, con el aumento de las presiones, se inicia el rozamiento cohesivo. Y como sabemos, cuando existe cohesión superficial, el desgaste crece desmesuradamente y se inicia los procesos de gripado.

3. RESULTADOS OBTENIDOS Y DISCUSIÓN.

En figura 1, se observa la correlación gráfica del coeficiente de rozamiento con la variable de Hersey, viscosidad (η (Kg/ms)), presiones de ensayo (P_a, (Kg/m^2)) y velocidad (m/s) para cada uno de los tipos de par de fricción ensayados, disco de frotamiento de acero F-5220 templado en aceite entre R1 (NiCrBSi, 10%Cr) y R2 (NiCrBSi, 16%Cr).

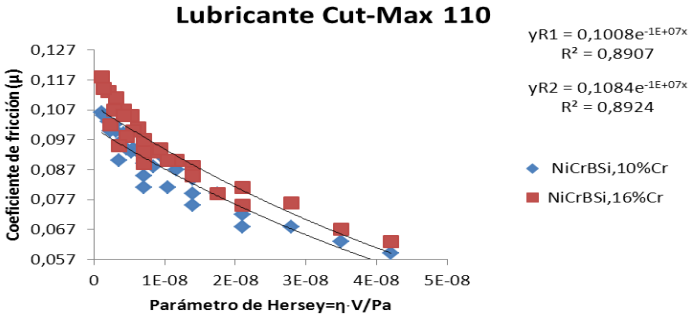


Figura 1. Correlación Stribeck, Coeficiente de rozamiento-Vs- Parámetro de Hersey (μ=f (Hs), para el par frotante Acero F-5220 templado y Aleaciones NiCrBSi, 10%Cr-NiCrBSi, 16%Cr.

Es bastante aceptable la correlación del tipo exponencial para los pares frotantes ensayados por su alto orden de índice de correlación (R) que alcanza aproximadamente el 90% en ambos ensayos, el modelo es del tipo:

$$\mu=\mu_0 \cdot e^{-ne.Hs} \qquad (1)$$

Una función exponencial puede estar conformada por la iteración de dos mecanismos. En el caso que nos ocupa se puede hipotetizar que estos mecanismos corresponden a los extremos de la lubricación mixta, es decir: a) La lubricación hidrodinámica, extremo inferior, b) Lubricación límite, extremos superior.

Por la propia definición la lubricación hidrodinámica debe ser independiente de la naturaleza de los pares rozantes, importando para el rozamiento solo la viscosidad del lubricante utilizado. Sin embargo es evidente que el camino recorrido en la curva de Stribeck hasta alcanzar el régimen hidrodinámico, está mediatizado por los fenómenos de la lubricación Límite, el cuál obtendremos el nivel de cohesividad de los pares frotantes a ensayar

en esa zona de la curva, lo cual es un parámetro importante ya que nos define el grado de cohesión, (microsoldaduras entre las asperezas de las superficies en contacto).

Así pues los indicadores del camino de la exponencial hasta alcanzar el régimen hidrodinámico pueden ser utilizados para el análisis del comportamiento cohesivo de los diferentes pares rozantes. En este sentido se han utilizado los siguientes indicadores:

a) ***El coeficiente de rozamiento en el origen,*** (μ_0) para H_s=0. Por extrapolación este puede ser considerado como el coeficiente de rozamiento en la Lubricación Límite. En este sentido valores mayores de μ_{r0} son indicativos de mayor tendencia a la cohesividad de los pares frotantes.

b) ***La pendiente de la función exponencial en el origen***, p_{Hs0}. Una menor pendiente puede significar una mayor influencia de la lubricación límite y, por tanto, de mayor comportamiento cohesivo.

c) ***El exponente de la función,*** ne. Indica la tendencia directa alcanzar las abcisas, dominio del régimen hidrodinámico. De otro modo valores altos del exponente indican indica una mayor cohesividad.

d) ***La variable de Hersey en la que se puede considerar el inicio de la lubricación hidrodinámica,*** H_{s0}. En este sentido valores altos de la variable H_{s0} significa un mayor dominio del comportamiento cohesivo, puesto que requieren mayores flujos de lubricantes para eliminar toda posible acción cohesiva.

Conocidas las dificultades para la medición del coeficiente de fricción del orden de 10^{-4}, se ha definido como forma normalizada la variable H_{s0} con un valor del coeficiente de rozamiento (μ_{Hs0}=0,01) en el inicio de la zona hidrodinámica de la curva de Stribeck.

En la tabla 3 se han cuantificado los valores de μ_0, p_{Hs0}, y H_{s0} obtenidos desde la correlación de la figura n°1 para los dos pares rozantes ensayados.

Tabla 3.- Valores de μ_0, ne, p_{Hs0} y H_{s0} de la correlación de Stribeck para los pares frotantes: Ac. F-5220 templado en aceite- R1 (NiCrBSi, 10%Cr) y Ac. F-5220 templado en aceite-R2 (NiCrBSi, 16%Cr).

Par frotante	μ_0	ne	P_{Hs0}	H_{s0}
Ac. F-5220 templado en aceite –R1	0,1008	$-1E^{+7}$	-22112	$2,31E^{-6}$
Ac. F-5220 templado en aceite –R2	0,1084	$-1E^{+7}$	-36189	$2,38E^{-6}$

El análisis de la transición entre la lubricación límite y la hidrodinámica, corresponde a la lubricación mixta, donde se concentran todos los puntos obtenidos en cada ensayo para cada uno de los pares rozantes, representando así los valores para cada presión aparente más significativos, presiones de ensayo mínima, media y máxima como podemos observar en la figura 2, nos permite deducir que ésta es la conformación reglada de correlaciones lineales dependientes de la presión (P_a). Para este estudio no se han considerado los coeficientes de rozamientos menores de 0,01 por haberlo definido como coeficiente de rozamiento que corresponde a la zona de lubricación hidrodinámica.

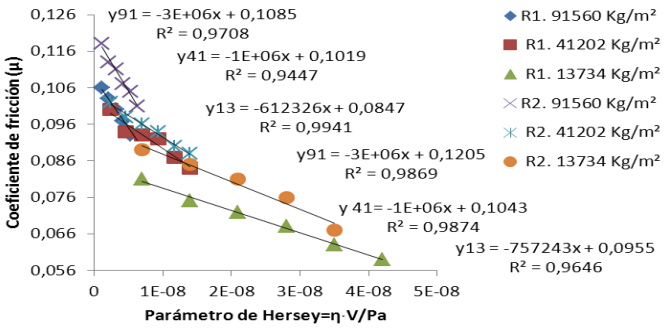


Figura 2. Correlación lineal μ-Hs para cada serie de valores a presión constante subíndice de "Y "en los pares frotantes, Acero F-5220 templado en aceite y recubrimientos NiCrBSi, [10 – 16] %Cr.

Cómo puede observase los coeficientes de correlación hallados hace suponer la veracidad de la dependencia con las presiones aparentes. El modelo genérico es del tipo:

$$\mu_{pa}=\mu_0-p\cdot H_s \qquad (2)$$

Además los dos términos que componen el modelo de correlación lineal, pendiente (P) y término independiente (μ_0), corte con el eje de las ordenadas, muestran una tendencia de crecimiento cualitativo en función de la presión aparente (P_a).

La correlación de los términos independientes (μ_0) puede analizarse con las presiones aparentes, lo que significa por extrapolación la correlación del coeficiente de rozamiento corresponder a la zona de lubricación límite con las presiones aplicadas.

En la figura 3 se observan estas correlaciones potenciales para los dos pares rozantes investigados tanto en el disco de frotamiento acero F-5220 templado en aceite y R1 (NiCrBSi, 10%Cr) como R2 (NiCrBSi, 16%Cr). La selección de la correlación potencial es debida a la reconocida dependencia de amortiguamiento del coeficiente de rozamiento con el incremento de las presiones aparentes.

El modelo óptimo es de tipo potencial de la forma:

$$\mu_0 = K_{\mu 0} \cdot p_a^{nl} \qquad (3)$$

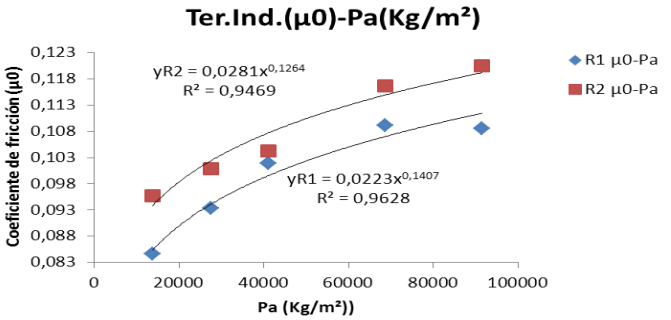


Figura 3. Correlación de los términos independientes (μ_0) con las presiones aparentes (P_a) para el par frotante Acero F-5220 templado y Aleaciones NiCrBSi, [10 – 16] %Cr.

En la figura 3 podemos justificar la excelente correlación de este modelo, el cual el crecimiento del coeficiente de rozamiento en la lubricación límite con las presiones, así como la tendencia cohesiva que se indica por: a) Mayor valor del factor ($K_{\mu 0}$). b) Mayor valor del exponente (nl).

Igualmente se analiza la correlación de las pendientes (P) del modelo lineal del coeficiente de rozamiento para cada presión aplicada en cada ensayo (μ_{pa}). En la figura n°4 se reproduce esta correlación para los pares rozantes ensayados.

Puede observarse en ambas la excelente correlación (R), en el orden del 0,94 y 0,96% respectivamente, lo que significa la notable influencia de la presión aparente en la lubricación mixta.

El modelo más adecuado en esta correlación es del tipo potencial de la forma:

$$p = K_p \cdot p_a^{np} \qquad (4)$$

En esta correlación la mayor tendencia cohesiva se interpreta por una mayor influencia de la lubricación límite sobre la hidrodinámica mayor pendiente (P). De este modo por: a) Mayor factor K_b. b) Mayor exponente (np).

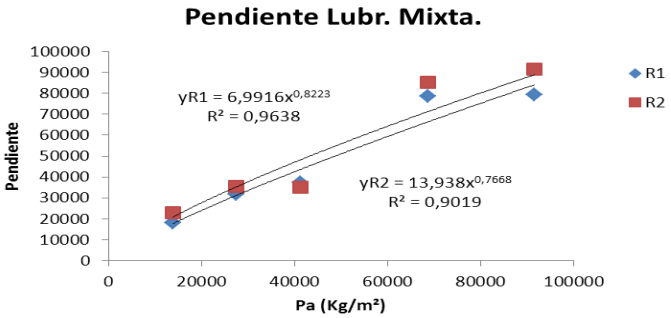


Figura 4. Correlación Pendiente (P)-Presión aparente (Pa) en las curvas de lubricación mixta del par frotante Acero F-5220 templado y Aleaciones NiCrBSi, [10 – 16] %Cr.

Con los resultados obtenidos en la correlación observada en la figura n°4, se planteó la hipótesis como zona predominante en la curva de Stribeck la lubricación mixta mediante la variable conjunta que conforman la lubricación hidrodinámica, H_s y la lubricación límite, p_a^n. De este modo se hipotetizó la variable $H_s \cdot p_a^n$ en la que (n) es un exponente que debe ser optimizado con el coeficiente de rozamiento (μ) disminuido en el correspondiente a la lubricación límite para cada presión ensayada (μ_{0pa}).

De este modo la expresión que determina el coeficiente de rozamiento en la lubricación mixta corresponde a una genérica del tipo:

$$\mu=\mu_{0pa}-pH_s \cdot p_a^{nh} \quad (5)$$

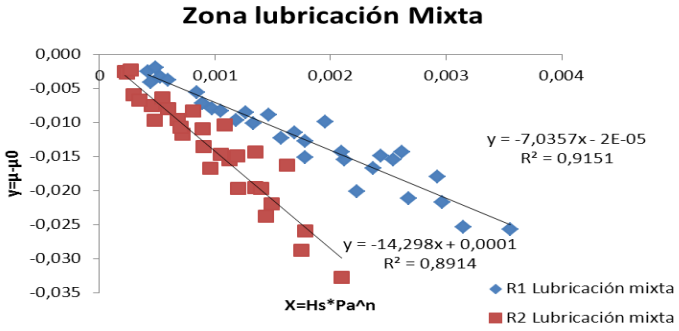


Figura 5. Correlación) (μ-μ0est) con el parámetro compuesto de Hs y Pa^n -para el par frotante Acero F-5220 templado en aceite y Aleaciones NiCrBSi, [10 – 16] %Cr.

En ambos análisis, ver figura 4, el exponente óptimo (nh) de la variable compuesta $H_s \cdot p_a^{nh}$ corresponde al recubrimiento R1 (n=0,82) y en el recubrimiento R2 (n=0,766) con coeficientes de correlación del 0,96 y 0,90% respectivamente. Con él se justifica que la lubricación mixta es gobernada por la variable compuesta $H_s \cdot p_a^{nh}$, en la que H_s es la variable que regenta la lubricación hidrodinámica y la p_a^n es la que lo hace en la límite.

De este modo el modelo genérico del coeficiente de rozamiento en la lubricación mixta es el que se expresa a continuación:

$$\mu= K_{\mu 0} \cdot p_a^{nl} - K_p \cdot H_s \cdot p_a^{nh} \quad (6)$$

En este caso, el modelo del coeficiente de rozamiento en la lubricación mixta para el par rozante [disco de acero F-5220 templado en aceite y el recubrimiento R1 (NiCrBSi, 10%Cr)] es el que se expresa a continuación:

$$\mu = 0{,}0223 \cdot p_a^{0{,}14} - 6{,}9916 \cdot p_a^{0{,}82} \cdot H_s \quad (7)$$

Y por lo tanto, el modelo matemático en el coeficiente de rozamiento en la lubricación mixta para el par flotante, [disco de acero F-5220 templado en aceite y en el recubrimiento R2 (NiCrBSi, 16%Cr)] se expresa a continuación:

$$\mu= 0{,}0281 \cdot p_a^{0{,}126} - 13{,}938 \cdot p_a^{0{,}766} \cdot H_s \quad (8)$$

Mediante el uso de estos modelos para determinar el coeficiente de rozamiento en la lubricación mixta se puede evaluar el parámetro de Hersey en el que se inicia la lubricación hidrodinámica, H_{s0}, el cual es función de las presiones aparentes aplicadas en los ensayos.

Aceptando que el régimen hidrodinámico se inicia para valores $\mu \leq 0{,}01$ se puede obtener el modelo 7 y 8 la variable de Hersey (H_{s0}), el cual cumple con la citada condición para cada presión aparente. En la figura n°6 se grafica el valor encontrado para los pares flotantes [disco de acero F-5220 templado en aceite y R1 (NiCrBSi, 10%Cr) - R2 (NiCrBSi, 16%Cr) respectivamente.

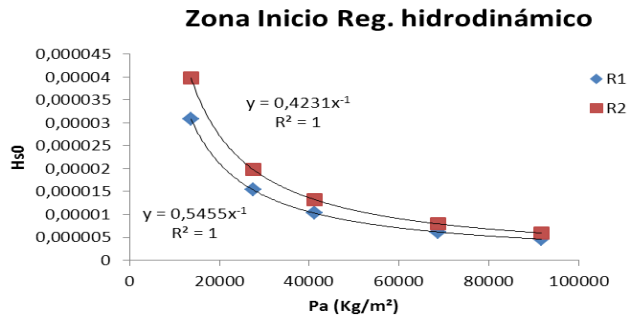


Figura 6. Correlación) parámetro compuesto de Hersey de inicio del régimen hidrodinámica (Hs0)-Presión aparente (Pa) para el par frotante Acero F-5220 templado y Aleaciones NiCrBSi, [10 – 16] %Cr.

Se observa en la modelización de acuerdo con los ensayos realizados que la función de inicio a la lubricación hidrodinámica disminuye con la presión aplicada (p_a). El modelo es del tipo potencial con exponente negativo (ns) siendo del tipo genérico:

$$H_{s0}= K_{Hs0}\cdot p_a^{-ns} \qquad (9)$$

A partir de este modelo ***el indicador de mayor cohesividad*** está relacionado con valores mayores de la variable de Hersey, o de otro modo con: a) Mayor Valor de K_{Hs0}. b) Menor valor del exponente (nh).

Recopilando toda la información obtenida tras los resultados en este trabajo de investigación podemos justificar la bondad de los modelos matemáticos estudiados para la lubricación mixta en la figura 7 el cual se han representado la correlación entre el coeficiente de rozamiento y la variable de Hersey, para los dos pares rozantes investigados, considerando los siguientes límites calculados: a) Coeficiente de rozamiento para H_s=0, lubricación límite. b) Variable de Hersey para μ=0,01, inicio de la lubricación hidrodinámica. La comparación con la figura 2 obtenidas a partir de los datos de ensayo permite valorar la bondad global de los modelos entre los dos pares rozantes ensayados.

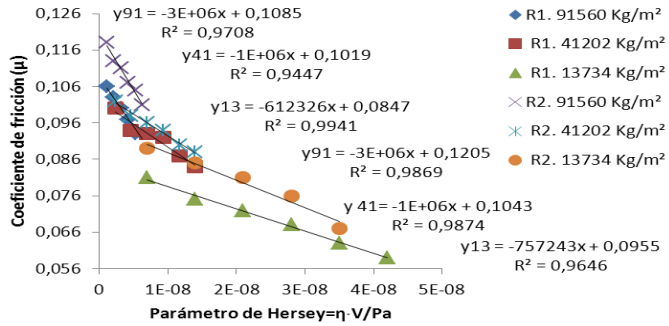


Figura 7. Correlación lineal μ-Hs para cada serie de valores a presión constante subíndice de "Y "en los pares frotantes, Acero F-5220 templado en aceite y recubrimientos NiCrBSi, [10 – 16] %Cr.

4. CONCLUSIONES.

4.1 Nos permite conocer el comportamiento tribológico (fricción y regímenes de lubricación) de los pares frotantes a investigar [acero F-5220 templado en aceite y las aleaciones de NiCrBSi con un 10-16% de Cromo] respectivamente en cualquier unión cinemática utilizando cómo lubricante aceite de corte Houghton Cut-Max 110.

4.2 La modelización en los regímenes de lubricación que conforman la Curva de Stribeck, nos permiten controlar las variables del parámetro de Hersey, viscosidad, velocidad y presión aparente el cuál están sometidas los pares rozantes a estudiar en medios lubricados.

4.3 Se ha establecido un modelo matemático del tipo exponencial para la correlación en la Curva de Stribeck debido a su alto ajuste definiendo así los siguientes indicadores a)- Coeficiente de rozamiento de la lubricación límite (μ_0). b)- Pendiente en el origen de la lubricación mixta (P_{HS0}). c)- El parámetro de Hersey en el inicio de la lubricación hidrodinámica, así como modelos lineales para la lubricación mixta parametrizados por la presión

aparente (Pa), lo que están determinados el coeficiente de rozamiento característico de la lubricación límite (μ_0) y sus pendientes de decrecimiento (P).

A partir de estos indicadores, mayor coeficiente de rozamiento (lubricación límite), menor parámetro de Hersey, cuanto menor pendiente, mayor tendencia al desgaste cohesivo, por lo tanto se deduce mayor tendencia cohesiva cuanto mayor son los indicadores, Kcr, nl, Kp y np.

4.4 También se ha justificado por medio del modelo global de la lubricación mixta el inicio de la lubricación hidrodinámica que corresponde a una función potencial, factor (K_{Hs0}) y exponente negativo (ns), que disminuye con la presión aplicada, (Pa). A partir de estos indicadores se deduce la mayor tendencia cohesiva cuanto mayor son los valores de los indicadores K_{Hs0} y n_s.

4.5 La adicción de cromo en un 16% en aleaciones base NiCrBSi con respecto al 10% de cromo, incrementa su dureza hasta un 7%.

6. BIBLIOGRAFIA.

[1] J.J Saura; Kudama Habib Ameen; C. Ferrer; M.S. Damra; Iván Cervera González; E. Giménez; Luis Cabedo Mas. "Propiedades mecánicas y tribológicas de recubrimientos alúmina/titania proyectadas por Oxifuel (spray llama)".Sociedad Española de Cerámica y Vidrio ISSN 0366-3175, Vol 47, Nº 1 2008, págs. 7-12.

[2] Z. Ye, C. Zhang, Y. Wang, H.S. Cheng, S. Tung, Q. Jane Wang, X He. An experimental investigation of piston skirt scuffing: a piston scuffing apparatus, experiments, andscuffing mechanism analyses. Wear Volume 257, Issues 1-2, Julio 2004, Pages 8-31.

[3] COST Action 532. Scientific final report: Tribosciencie and Tribotechnology. Superior friction and wear control in engines and tranmissions. (2007).

[4] Gil L. and Staia M. Optimazación de la calidad de recubrimientos base níquel obtenidos por termorrociado HVOF, tesis doctoral. UCV, Escuela de Metalurgia y Ciencia de los Materiales, Caracas, 2002.

[5] María Rodríguez, Iván Moreno, Carolina Bilbao. "Resistencia al desgaste de recubrimientos tipo cermet depositados por HVOF con tratamiento térmico posterior" Revista de la Facultad de Ingeniería de la U:C:V. Vol.22Nº 4,pp.25-35,2007.

[6] J.M. Guilemany, J. Nin, C. Lorenzana, J. M. Miguel, J. R. Miguel. "Tribología de recubrimientos Cermet/NiCrBSi depositados mediante HVOF". Bol. Soc. Esp. Ceram. V., 43 [2] 483-487 (2004).

[7] Carlos Ferrer Giménez; Juan J. Saura Barreda; K A. Habib; Alfonso Cárcel; Gabriel Esteller Lorés; Miguel A. Pérez Puig. "Investigación de los modelos de comportamiento de la lubricación mixta de Stribeck. Aplicación al acero 1,2379, con tratamientos superficiales nitruración líquidos (tenifer), con el acero Inoxidable AISI 304". Trib 2003, II Congreso Ibérico de Tribología.

Caracterización reológica de lubricantes empleando un tribómetro

E. Chacón Tanarro[1], J. Echávarri Otero, E. de la Guerra Ochoa, N. Arribas Fernández, J. Travesí

[1]Dpto. de Ingeniería Mecánica. Universidad Politécnica de Madrid. e.chacon@upm.es

En este artículo se presenta una metodología que permite predecir el comportamiento no-newtoniano de lubricantes monodispersos bajo condiciones típicas de presión, temperatura y velocidad de cizalladura en contactos elastohidrodinámicos (EHD). Para su correcta aplicación simplemente se requiere conocer previemante algunas características del mismo, como son su viscosidad a baja cizalladura o el comportamiento de su densidad, en función de la presión y la temperatura, fáciles de obtener en bibliografía o mediante ensayos, y la realización de una serie de ensayos en un tribómetro convencional de contacto puntual. Por otra parte, también se analiza en profundidad la correcta selección de las condiciones de ensayo, identificando las distintas zonas de funcionamiento dentro del régimen EHD: lineal, no-lineal y termoviscosa. Finalmente se concluye el trabajo validando el procedimiento con unos ensayos realizados sobre una base monodispersa PAO-6.

1. Introducción

En las últimas décadas se vienen publicando numerosos artículos sobre diversos modelos de predicción del comportamiento de los lubricantes en contactos de tipo elastohidrodinámico (EHD). Todos ellos incorporan modelos reológicos que caracterizan el comportamiento de los lubricantes a altas velocidades de cizalla y elevadas presiones, e incluyen además efectos de la generación y transmisión de calor en el contacto. Empleando estos modelos se pueden determinar con precisión el coeficiente de fricción del contacto, y las distribuciones de temperatura, presión y espesor de película de lubricante [1]. Una de las principales problemáticas para la aplicación práctica de estos modelos reside en que a priori las características reológicas de los lubricantes son desconocidas, por la dificultad de evaluar experimentalmente su comportamiento en las condiciones habituales del régimen EHD, que implican condiciones extremas de presión y de velocidad de cizalla en el lubricante: en sistemas de contacto puntual o lineal es frecuente que se presenten simultáneamente velocidades de cizalla en torno a 10^7-10^8 s^{-1} y presiones del orden de 1GPa [2].

Con viscosímetros de Couette presurizados [1] se pueden obtener habitualmente medidas directas de la viscosidad bajo velocidades de cizalla que llegan hasta unos $2 \cdot 10^4$ s^{-1} y con presiones que alcanzan 0.3GPa, y que por lo tanto están muy alejadas de las condiciones habituales de la elastohidródinamica. En algunos casos se han reportado mejoras en la presurización hasta 900MPa [1] y en otros casos de la velocidad de cizalla hasta $8 \cdot 10^4 s^{-1}$ [3], siendo difícil asegurar el correcto funcionamiento de los equipos cuando se trabaja en condiciones tan exigentes. Por otro lado, se están haciendo cada vez más populares las complejas técnicas de simulación molecular. A modo de ejemplo, Bair [1] presenta resultados con estas técnicas para velocidades de cizalla que alcanzan los valores típicos de la elastohidrodinámica, si bien a valores de presión moderados, en torno a 0.3GPa. Además de no reproducir generalmente, y de forma satisfactoria, todas las condiciones que se producen en un contacto EHD, los viscosímetros más punteros de hoy en día, y entre los cuales se encuentran los mencionados anteriormente, únicamente se encuentran en muy pocos laboratorios en el mundo, siendo por tanto complicado el acceso a los mismos. Por lo tanto, las condiciones de operación reales de presión y velocidad de cizalla de los lubricantes en EHD sobrepasan los límites de medida directa de la viscosidad existentes en la actualidad, por lo que en este artículo se plantea un procedimiento alternativo, capaz de determinar el comportamiento reológico de los lubricantes a partir de la aplicación de modelos predictivos EHD y medidas de fricción, obtenidas experimentalmente en un simple tribómetro de contacto puntual funcionando en condiciones EHD, que se encuentran mucho más extendidos que los viscosímetros anteriormente mencionados. La metodología de cálculo presentada en este artículo supone una mejora del procedimiento de caracterización planteado en un trabajo previo [4]. La principal novedad consiste en la mejora de la selección de los valores experimentales a introducir en el modelo, así como la correlación entre los valores obtenidos de los parámetros con valores concretos de presión y temperatura.

2. Modelo numérico

2.1. Planteamiento del modelo

El comportamiento de la viscosidad η en la mayoría de los lubricantes monodispersos se ajusta satisfactoriamente al modelo de Carreau [5] en función de la presión, *p*, la temperatura, *T*, y velocidad de cizalla, $\dot{\gamma}$:

$$\eta(p,T,\dot{\gamma}) = \eta_{ls}(p,T)\cdot\left[1+\left(\frac{\eta_{ls}(p,T)}{G(T)}\dot{\gamma}\right)^2\right]^{\frac{n(T)-1}{2}} \quad \text{con} \quad \eta_{ls}(p,T) = \eta_0(T)\cdot e^{\alpha(T)\cdot p} \tag{1}$$

dónde *G* es el módulo a cortante del lubricante y *n* un exponente, ambos parámetros de ajuste de dicho modelo. η_{ls} representa el valor de la viscosidad a baja velocidad de cizalladura según el modelo de Barus, siendo η_0 y α la viscosidad a una temperatura de referencia y el coeficiente presión-viscosidad respectivamente del lubricante para bajos valores de $\dot{\gamma}$.

En todos los contactos EHD dónde el lubricante se encuentra trabajando en régimen no-newtoniano (no-lineal), se demuestra que $\eta_{ls}(p,T)\dot{\gamma}/G(T) >> 1$ dentro del área de contacto Herztiano. También se verifica que la componente de Couette es predominate en el flujo [1], asumiendo con ello que $\dot{\gamma} \approx \Delta u/h_c$, dónde h_c es el espesor central de película y Δu la diferencia de velocidades de la superficies en contacto. Por lo tanto de la expresión (1) se puede obtener la siguiente aproximación para la viscosidad:

$$\eta(p,T,\dot{\gamma}) \approx \eta_0(T)^n \cdot \frac{e^{n\alpha p}}{G(T)^{n-1}}\dot{\gamma}^{n-1} \approx \eta_0(T)^n \cdot \frac{e^{n\alpha p}}{G(T)^{n-1}}\left(\frac{\Delta u}{h_c}\right)^{n-1} \tag{2}$$

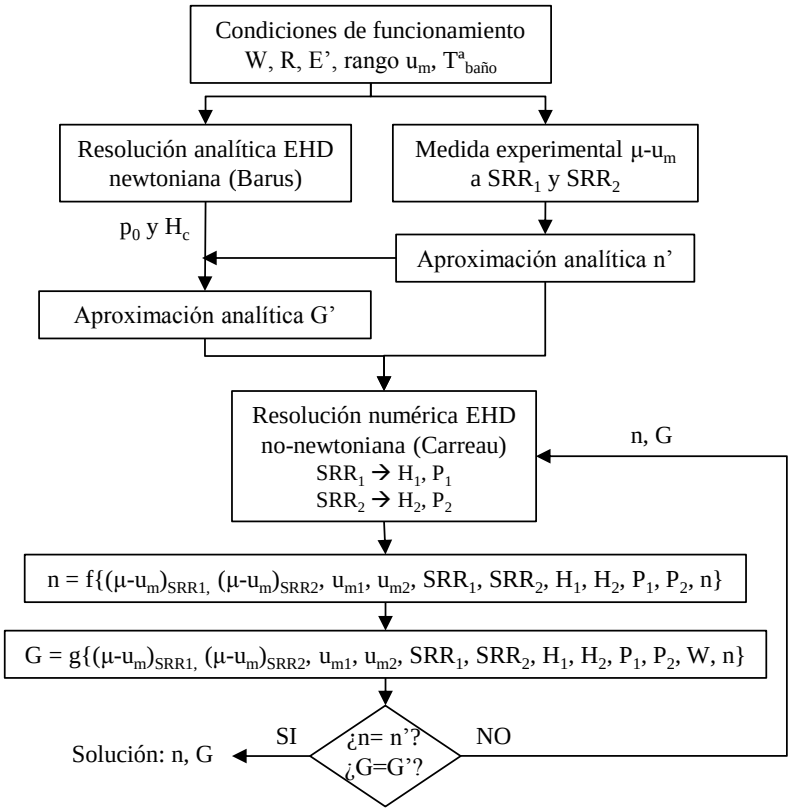


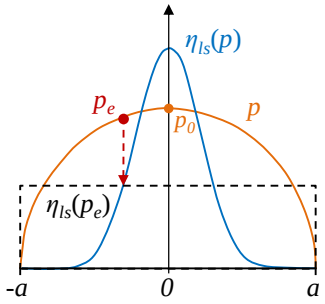
Figura 1: Procedimiento de cálculo

El procedimiento que se plantea en este trabajo, representado en la Figura 1, permite ajsutar los parámetros *n* y *G* del modelo de Carreau de un lubricante a partir de medidas de su coeficiente de fricción, μ, en un contacto EHD. Estos valores de μ son obtenidos experimentalmente en un tribómetro de contacto puntual lubricado bajo unas

condiciones preseleccionadas de carga *W*, velocidad media de las superficies u_m, dos condiciones distintas de coeficiente de rodadura-deslizamiento $SRR(\%)=\Delta u \cdot 100/u_m$, SRR_1 y SRR_2, radio equivalente *R*, módulo elástico equivalente *E'* y la temperatura del baño de aceite T_0. Las dos condiciones de *SRR* son necesarias para poder ajustar los parámetros *n* y *G* del la expresión (2), determinando dos condiciones diferentes de grado de cortadura del lubricante.

Partiendo de unos valores inciales de *n* y *G*, obtenidos mediante un método aproximado analítico [4], se resuelve numéricamente el problema EHD a lo largo de toda el áera de contacto, y se corrigen los perfiles de presión, *P*, y espesor de película, *H*, respecto a los perfiles inicialmente supuestos, bajo condiciones puramente newtonianas. Al variar *P* y *H*, modificamos el resultado de *n* y *G* según las funciones de ajuste *f* (10) y *g* (11) respectivamente. Realizando un proceso iterativo de cálculo se logra alcanzar finalmente la convergencia a unos valores de *n* y *G* promedios de lubricante en el contacto. Por otra parte, la resolución del problema EHD conlleva la resolución de la ecuación de Reynolds, dentro de la cual, no solo influye la viscosidad η del lubricante, también debemos definir el comportamiento de la densidad, ρ, con las condiciones del contacto.

Los valores de *n* y *G* obtendios con el procedimiento de cálculo definido en la Figura 1 son obtendios como promedio de todo el área de contacto. Sin embargo, el interés del procedimiento consiste en la obtención de dichos valores para unas condiciones concretas de fucionamiento, presión y temperatura (prácticamente igual a la del baño, T_b, si se garantizan condiciones isotermas). Por esta razón, en este trabajo se define la presión efectiva, p_e, de la Figura 1, como aquel valor de presión cuya viscosidad correspondiente $\eta_{ls}(p_e)$, constante a lo largo del área de contacto de radio *a*, contiene el mismo volumen que la integral de viscosidad η_{ls} obtenida de la distribución de presión herztiana *p* del contacto (representada en naranja en la figura 2, siendo p_0 su valor de presión máxima) sobre el mismo área (3). El procedimiento aplicado resulta similar al planteado en [6] para otro modelo reológico.



$$e^{n\alpha p_e}\cdot\pi a^2=\int_0^a e^{n\alpha p_0}\sqrt{1-\left(\frac{r}{a}\right)^2}\cdot 2\pi r dr \qquad (3)$$

Figura 2: Presión efectiva p_e

Integrando la igualdad (3) y despejando la presión p_e se llega a la siguiente expresión:

$$e^{n\alpha p_e}=\frac{2e^{n\alpha p_e}}{n\alpha p_0}\left(1-\frac{1}{n\alpha p_0}\right)+\frac{2}{\left(n\alpha p_0\right)^2} \rightarrow p_e=\frac{1}{n\alpha}\ln\left[\frac{2e^{n\alpha p_0}}{n\alpha p_0}\left(1-\frac{1}{n\alpha p_0}\right)+\frac{2}{\left(n\alpha p_0\right)^2}\right] \qquad (4)$$

Asociando los valores obtenidos de *n* y *G* a su valor de p_e correspondiente para cada caso de carga *W* estudiado, y haciendo variar también la temperatura del baño del aceite T_0, se obtienen finalmente las curvas *n(p,T)* y *G(p,T)* características del lubricante ensayado.

2.2. Selección de la zona de funcionamiento

Una problemática detectada en la metodología de caracterización reológica planteada en [4] consiste en la correcta selección de las condiciones de funcionamiento del contacto EHD, condiciones que tienen que hacer trabajar al lubricante en su régimen no-newtoniando a lo largo del contacto, y garantizan a la vez unas condiciones prácticamente isotermas, con el fin de no complicar numéricamente en exceso el procedimiento.

El primer paso consiste en identificar todas aquellas condiciones que hacen que el contacto trabaje en régimen de película completa de lubricante. Por ello, se impone la siguiente condición al coeficiente adimensional de película: $\lambda = h_c/\sigma > 2.5$, dónde σ es la rugusidad equivalente de las superficies en contacto. Dentro del régimen de película completa, se tienen que identificar a su vez aquellas condiciones que garantizan un comportamiento no-newtoniano y cuasi-isotermo del lubricante. Para ello se pueden emplear las condiciones recogidas en la Tabla 1, dependientes de diversos valores adimensionales representativos del comportamiento del lubricante en el contacto: W_i, L_i y T_i [7], [8].

Tabla 1: Zonas de funcionamiento en un contacto EHD. (*) Para condiciones de ensayo establecidas en [7]

Régimen	Descripción	Parámetros de control	Condiciones
Lineal	Existe una relación lineal μ-*SRR*. Se determina mediante el número de Weissenberg W_i	$W_i = \frac{\tau}{G}$ (5)	$W_i < 1$
No-lineal / No-newtoniano	Reducción del incremento de μ con el *SRR* hasta alzanzar el límite de cizalladura del lubricante τ_L, controlado por el parámetro de tensión cortante límite L_i	$L_i = \frac{\tau_u}{\tau_L}$ (6)	$W_i > 1,\ L_i < 1$
Plateau	La relación μ-*SRR* adopta un valor asintótico debido a que la tensión de cortadura del lubricante ha alcanzado τ_L	$T_i = \frac{N_a \cdot W_i}{L_i}$ (7)	$L_i > 2,\ T_i < 100$ (*)
Termoviscoso	Se caracteriza generalmente por un decremento de la fricción con el *SRR* asociado principalmente a la disminución de la viscosidad con el incremento de la temperatura		$T_i > 100$ (*)

Sin embargo, las condiciones de la Tabla 1 planteadas para la determinación del régimen de Plateau y el termoviscoso se han deducido a partir de un número reducido de ensayos, compróbandode que dejan de ser válidas en otras configuraciones de contactos EHD lubricados. Otro posible método analítico que permite evaluar la franja que delimita las condiciones cuasi-isotermas, consiste en calcular el coeficiente de redución de espesor de película por efectos térmicos de Cheng, φ_t [9,10]. El rango de φ_t se extiende de 1, representado la ausencia de generación de calor en el contacto lubricado, hasta 0 para el caso de generación infinita. Dependiendo de la influecia que tenga el espesor de película sobre la ecuaciones que se deseen resolver, se pueden establecer rangos de φ_t distintos para considerar el contacto como cuasi-isotermo. En este trabajo se ha adoptado el rango cuasi-isotermo para la condición $1 \geq \varphi_t \geq 0.95$, ajustado en este caso a partir de las medidas de temperatura registradas con un termopar localizado en el equipo de ensayo.

Cada vez que se recalculan los parámetros *n* y *G*, dentro del procedimiento establecido en la Figura 1, se realiza una validación de las condiciones marcadas por los parámetros W_i, L_i y φ_t y se seleccionan las medidas de μ experimentales dentro del rango no-lineal cuasi-isotermo.

2.3. Cálculo numérico

Tal y como se refleja en el procedimiento de la Figura 1, la primera aproximación a los parámetros *n* y *G* del lubricante, n_1 y G_1 respectivamente, se realiza de forma analítica emplenado las expresiones (8) y (9), ya desarrolladas en trabajos anteriores [4]. Para este cálculo inicial simplemente es necesario aportar como información al procedimiento el comportamiento de la viscosidad del aceite a baja cizalla η_{ls} según el modelo de Barus (η_0, α), la variación de su densidad con la presión y temperatura, así como dos curvas μ-u_m (μ-u_m-SRR_1 y μ-u_m-SRR_2), obtenidas experimentalmente en un tribómetro de contacto puntual lubricado, además del resto de condiciones de funcionamiento de dichos ensayos: *W*, T_0, *R*, *E'*.

Expresiones analíticas

$$n_1 = \frac{\ln\left(\mu_{SRR1}/\mu_{SRR2}\right)_{medio}}{\ln\left(SRR_1/SRR_2\right)} \quad (8) \qquad G_1 = \left(\mu \frac{(n_1\alpha)^2\, p_0^{\,3}}{3\left(\eta_0 \frac{\Delta U}{H_c}\right)\exp(n_1\alpha p_0)\left[n_1\alpha p_0 - 1\right]} \right)^{\frac{1}{1-n_1}} \quad (9)$$

Expresiones numéricas

$$n_k = \frac{\log\left(\frac{\mu_{SRR1}}{\mu_{SRR2}} \frac{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m}\left(e^{\alpha P_1(x_i,y_j)}/H_1(x_i,y_j)\right)^{n_{k-1}}}{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m}\left(e^{\alpha P_2(x_i,y_j)}/H_2(x_i,y_j)\right)^{n_{k-1}}} \right)}{\log\frac{\Delta U_1}{\Delta U_2}} \quad (10) \qquad G_k = \left(\frac{\mu W}{\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{m}\left(\frac{\eta_0 e^{\alpha P(x_i,y_j)}\Delta U}{H(x_i,y_j)} \right)^{n_k} \Delta x \cdot \Delta y} \right)^{\frac{1}{1-n_k}} \quad (11)$$

Una vez obtenidos los valores n_1 y G_1, se procede a la resolución del sistema iterativo representado en Figura 1, para lo cual resolvemos numéricamente la ecuación de Reynolds, influenciada a su vez por el comportamiento reológico del lubricante, y por tanto *n* y *G*, y su densidad, con el fin de obtener las distribuciónes de presión, *P*, y espesor de película, *H*, presentes en las las expresiones numéricas (10) y (11) [4]. Para la resolución del problema EHD discretizado a lo largo del dominio se ha aplicado un complejo algoritmo FMG (Full-Multi-Grid) descrito ampliamente en trabajos anteriores [11].

En cada paso iterativo se obtienen unos nuevos valores de *G* para cada velocidad u_m a partir de las dos curvas μ-u_m-SRR_i. Cuanto más estables sean los valores de μ experimentales y más amplio es el rango de valores dentro del régimen no-newtoniano isotermo, aplicando previamente las restricciones comentadas en el apartado 2.2, se observa de forma generalizada una mayor similitud entre todos estos valores de *G* obtenidos para cada u_m. Dado que *G* no debe depender de u_m, se calcula finalmente un valor medio de los anteriores, que es el que se asigna finalmente a sus valores de p_e y T_0 correspondientes tras lograrse la convergencia del procedimiento.

3. Ensayos y resultados

El tribómetro empleado para las medidas de μ en función del coeficiente *SRR* ha sido en este caso el equipo MTM (*Mini-Traction-Machine*) de PCS Instruments, consistente en un contacto lubricado entre una bola de acero E-52100 de 9.525mm de radio con un disco del mismo acero. Este equipo permite controlar además del *SRR* todos los parámetros de funcionamiento mencionados en el planteamiento del modelo: u_m, T_0 y *W*.

La base ensayada en este caso para su posterior caracterización ha sido la polialfaolefina PAO-6, cuyas propiedades, necesarias para la aplicación del método, se recogen en la Tabla 2.

Tabla 2: Propiedades de la polialfaolefina PAO-6 [4], [12]

PAO-6		
Viscosidad a baja cizalladura η_o (mPa·s)	40 ˚C	25
	60 ˚C	12.57
	80 ˚C	7.36
	100 ˚C	4.78
Coeficiente viscosidad - presión α (GPa^{-1})	40 ˚C	11.5
	60 ˚C	10.1
	80 ˚C	9
	100 ˚C	8.2
Densidad ρ (g/cm^3) *Modelo de Feng y Ramesh*	s	-1
	C_1	1
	C_2	24.5
	C_3	0

El rango de condiciones de funcionamiento (W, T_o, SRR, u_m) empleados en el equipo MTM para la realización de los ensayos se recoge en la tabla 3. Como se puede observar, se aplicaron dos cargas distintas y un amplio rango de temperaturas T_o para comprobar que el comportamiento de los parámetros *n* y *G* fuera el adecuado con estas dos variables de las que depende, tal y como se analizará en los resultados mostrados en la Figura 5.

Tabla 3: Condiciones de ensayo

W	20N (p_e=643MPa)	28N (p_e=726MPa)
T_o	40 - 100 ºC	
SRR	2 - 200 %	
u_m	1 - 4 m/s	

Entre todos los valores de μ obtenidos experimentalmente, el procedimiento planteado en este trabajo emplea únicamente aquellos que cumplen las condiciones de régimen no-lineal isotermo establecidas en el apartado 2.2. En la Figura 3 se han representado mediciones experimentales de μ-u_m-*SRR* para un caso de carga de 20N (p_e=643MPa) y una temperatura del baño de T_0=40ºC. También se han representado en rojo todos aquellos valores cuyas condiciones de no-linealidad y comportamiento cuasi-isotermo del lubricante cumplen con los criterios establecidos en el apartado apartado 2.2.

En la Figura 3.a) se puede observar que para valores muy bajos de u_m, μ incrementa mucho su valor al disminuir u_m . Este fenómeno es debido principalmente al cambio de régimen EHD, de película completa, a mixto (λ<2.5). También se observa que para valores altos de u_m se produce una ligera tendencia decreciente de μ con u_m, cuando debería ser creciente como consecuencia del efecto cuña hidrodinámica del aceite. Observando las medidas

experimentales de temperatura del baño registradas con un termopar, se asocia este fenómeno al calentamiento del aceite en el contacto, lo cual afecta a la disminución de su viscosidad y por tanto μ. Estos valores se desestiman con la condición impuesta al parámetro φ_t: $1 \geq \varphi_t \geq 0.95$. Finalmente, se observa mejor en el detalle de la Figura 3.b) que para valores muy bajos de *SRR*, donde la cozalladura del lubricante en el contacto es más reducida y el incremento de μ con el *SRR* es lineal , se deja de cumplir la condición W_i>1, es decir, el lubricante trabaja en su zona de comportamiento lineal. Todos los valores de μ que cumplen estas condiciones, y que no han sido representados en rojo en la Figura 3, son descartados en el procedimiento.

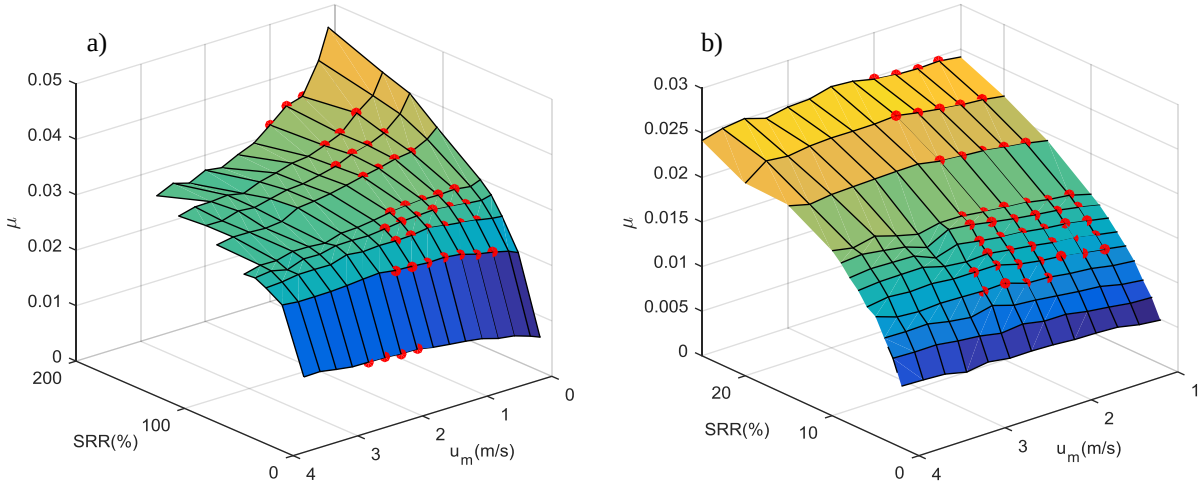


Figura 3: a) Curva μ-u_m-*SRR* experimental, W=20N, T_0=40ºC. b) Detalle para valores de SRR 2-25%. Los puntos en rojo representan las condiciones dónde se cumplen las condiciones de contacto en régimen no-lineal cuasi-isotermo establecidas en el apartado 2.2

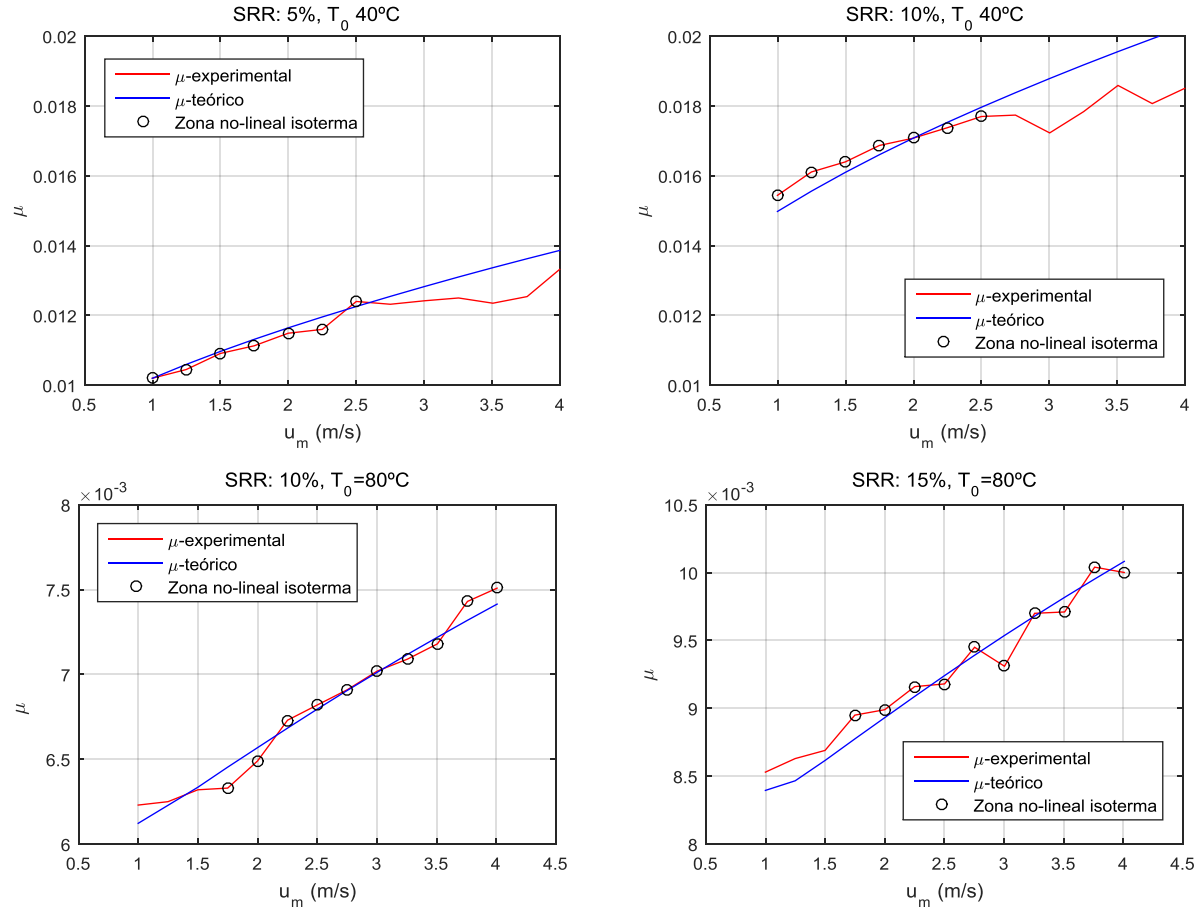


Figura 4: Valores de *n* y *G* calculados para una base PAO-6

En la Figura 4 se han representado a modo de ejemplo dos parejas de curvas μ-u_m-*SRR* experimentales junto con los valores seleccionados de dicha curva que cumplen las condiciones de régimen no-lineal cuasi-isotermo, marcados con circunferencias negras. Introduciendo estos úlimos valores en el procedmiento descrito en en el apartado 2, junto con las condiciones del ensayo, incluidas T_0 y p_e a través de W, se obtienen los valores de los parámetros $n(p_e,T_0)$ y $G(p_e,T_0)$. Con el fin de validar la caracterización, se introducen estos valores obtenidos en el modelo reológico de Carreau (1) y se resuelve el problema EHD, obteniendose los valores teóricos de μ representados con líneas azules en la figura. En todas las condiciones de funcionamiento se observa una gran correlación entre las curvas teóricas y las experimentales.

Aplicando la metodología a todas las condiciones de ensayo planteadas en la Tabla 3 se obtienen las curvas teóricas de comportamiento $n(p,T)$ y $G(p,T)$ representadas en la Figura 5. Comparando los resultados obtenidos con los valores y expresiones planteadas por otros autores [13],[14] se comprueba que el comportamiento de los parámetros *n* y *G* con la temperatura y la presión son muy similares, a falta de su validación experimental.

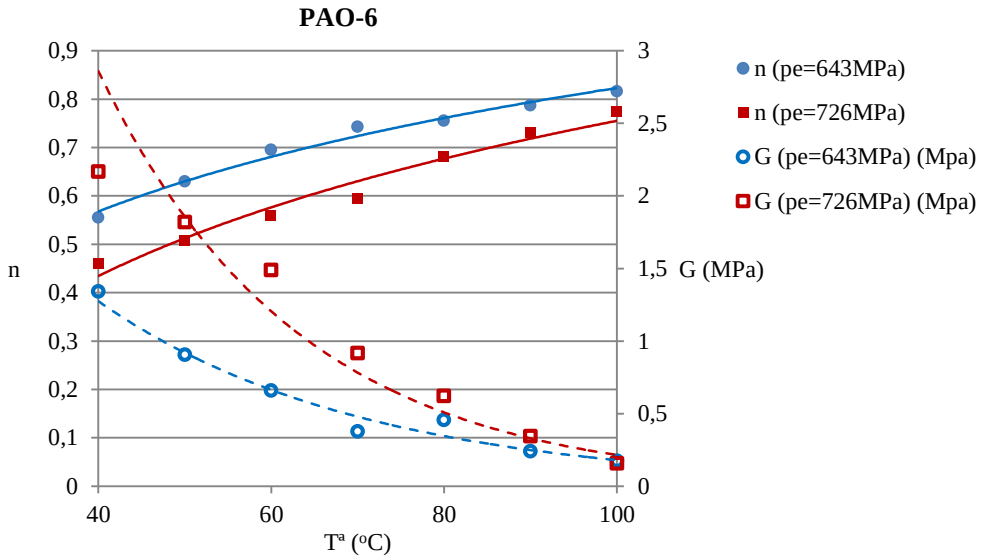


Figura 5: Valores de *n* y *G* calculados para una base PAO-6

4. Discusión y trabajos futuros

En este artículo se ha planteado el desarrollo de una metodología que permite el cálculo de los parámetros *n* y *G* del modelo no-newtoniano de Carreau, alternativo a su medida directa en viscosímetro, mejorando los resultados obtenidos respecto a un procedimiento más simplificado desarrollado en un trabajo preliminar [4]. Durante el desarrollo de la investigación ha quedado pendiente el estudio de la influecia que el error de medida del tribómetro tiene sobre el procedimiento, así como la realización de nuevos ensayos a un mayor número de condiciones de carga y el uso de diferentes tipos de bases lubricantes monodispersas.

5. Agradecimientos

Este trabajo se ha desarrollado en el marco del Proyecto de Investigación DPI2013-48348-C2-2-R, financiado por el Ministerio de Economía y Competitividad. Los autores también quieren agraceder la ayuda del Laboratorio de Lubricantes de Repsol.

6. Referencias

[1] S. Bair. High Pressure Rheology for Quantitative Elastohydrodynamics, Tribology and Interface Engineering Series, 54, (2007)

[2] J. Echávarri, P. Lafont et al., Analytical model for predicting the friction coefficient in point contacts with thermal elastohydrodynamic lubrication, Proc. IMechE, Part J: Journal of Engineering Tribology, 225, (2011), 181-191.

[3] C.J. Pipe , T.S. Majmudar, G.H. McKinley, High shear rate viscometry, Rheol Acta (2008) 47:621–642. 4th Annual European Rheology Conference (AERC), Abril 2007, Nápoles, Italia.

[4] P. Lafont. et al. Caracterización del comportamiento reológico de lubricantes mediante ensayo en tribómetro. XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Málaga, España, (2010).

[5] S. Bair. The Generalized Newtonian Fluid Model and Elastohydrodynamic Film Thickness, Journal of Tribologyl, 125, (2003), 70–75.

[6] M. Muraki, D. Dong. Derivation of basic rheological parameters from experimental elastohydrodynamic lubrication traction curves of low-viscosity lubricants, Proc. IMechE, 213, Part. J, (1999), 53-61.

[7] W.Habchi, S. Bair, P. Vergne. On friction regimes in quantitative elastohydrodynamics, Tribology International, 58, (2013), 107–117.

[8] M. Björling. et. al. Towards the true prediction of EHL friction, Tribology International, 66, (2013), 19-26.

[9] H.S. Cheng. Calculations of elastohydrodynamic film thickness in high speed rolling and sliding contacts, Mechanical Technology, Inc. Techniacl Report, MTI-67TR24, (1967).

[10] P.K. Gupta, H.S. Cheng, NH Forster, J.B. Schrand. Viscoelastic effects in MIL-L-7808-type lubricant. I: Analytical formulation, Tribology Transactions, 35(2), (1992), 269–274.

[11] E. Chacón. Modelización de contactos termoelastohidrodinámicos, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, (2012).

[12] E. Höglund. Influence of lubricant properties on elastohydrodynamic lubrication, Wear, 232, (1999), 176–184.

[13] A. Camposa, A. Sottomayora, J. Seabra Non-newtonian thermal analysis of an EHD contact lubricated with MIL-L-23699, Tribology International, 39, (2006) ,1732–1744.

[14] S.Bair Measurements of real non-Newtonian response for liquid lubricants under moderate pressures, Proc Instn Mech Engrs, 215, Part J: Journal of Engineering Tribology, (2001).

Efecto de la rugosidad en ensayos de desgaste adhesivo severo "Galling" en Acero Inoxidable 304

D. Antonio Aguirre[1], M. Vite Torres[1], E. A. Gallardo Hernández[1], C. Sedano De La Rosa[1], M. Moreno Ríos[1], W. R. Tuckart[2]

[1]*Grupo de Tribología – SEPI ESIME U. Zacatenco, Instituto Politécnico Nacional. Ciudad de México, México.*

[2]*Grupo de Tribología – Universidad Nacional del Sur/CONICET, Bahía Blanca, Argentina*.

El desgaste adhesivo severo (Galling) es un tipo de desgaste adhesivo presente en elementos sometidos a altas presiones de contacto y movimientos deslizantes secos, así como en ambientes libres de elementos oxidantes. En este estudio se realiza una comparación del daño producido por el fenómeno de desgaste adhesivo severo (Galling) a probetas de acero inoxidable AISI 304 con 2 diferentes condiciones de rugosidad. Se seleccionó para la primera condición una rugosidad de 1 µm, mientras que para la segunda se seleccionó una de 0.1 µm. El estudio se basó en la norma ASTM G196-02 para la generación del desgaste adhesivo severo (Galling). Se compararon los daños generados en la superficie de los elementos dañados en cada uno de las rugosidades.

1. Introducción

Uno de los principales problemas de desgaste que se presenta en los algunos elementos mecánicos que forman parte de maquinaria industrial, es un tipo de desgaste adhesivo conocido comúnmente como "Galling", el cual se presenta debido a las elevadas presiones superficiales y movimientos deslizantes ausentes de lubricación. Este fenómeno se caracteriza principalmente por presentar transferencia de material entre los elementos interactuantes, es decir, se genera una pérdida de material en uno, mientras que en el opuesto se presenta una ganancia de material sobre su superficie. Este tipo de desgaste puede resultar catastrófico si no se considera adecuadamente los materiales y diferentes condiciones para los elementos de máquinas durante la etapa de diseño. Adicionalmente se puede presentar en procesos de conformado de lámina metálica como el troquelado, prensado, cizallado, doblado, estampado, perforado y rolado; afectando severamente la forma de las herramientas empleadas debido a la acumulación paulatina de material transferido de las placas durante el proceso, lo que ocasiona elevados coeficientes de fricción durante el proceso y adicionalmente los productos manufacturados presentan rayados e imperfecciones en su superficie [1] [2].

Algunas de las soluciones existentes para prevenir este tipo de desgaste se enfocan principalmente en el mejoramiento de la resistencia del desgaste adhesivo severo (Galling) mediante la modificación de las superficies de los elementos en contacto; esto incluye el empleo de nuevos materiales, la aplicación de recubrimientos y tratamientos superficiales y el mejoramiento de acabados superficiales y rugosidades en las superficies interactuantes.

El desgaste adhesivo severo (Galling), como la gran mayoría de los fenómenos tribológicos, es un fenómeno estocástico, debido a que múltiples factores influyen en su aparición. Dentro de estos factores se encuentra la rugosidad de los materiales interactuantes, la cual es posible que perjudique o beneficie su resistencia al desgaste adhesivo severo (Galling).

La norma ASTM G196-08 hace referencia al método de prueba para el análisis de la resistencia al desgaste adhesivo severo (Galling) en duplas de materiales. Este método es uno de los más empleados para dicho análisis. El método utiliza la configuración Botón sobre botón, en la cual, los dos elementos se someten a una fuerza constante de compresión entre ellos y se hacer girar colinealmente uno de los elementos botón, mientras que el otro se mantiene completamente estático [3]. Esta norma presenta como requerimiento de rugosidad de las probetas empleadas un umbral relativamente amplio de 0.25 a 1.1 µm.

El objetivo del estudio es investigar, identificar y comparar la forma en la que el desgaste adhesivo severo (Galling) es influenciado por la rugosidad de los elementos interactuantes para la aparición de este fenómeno bajo condiciones de carga y velocidad constantes. Para esto se empleó acero inoxidable AISI 304 como material de prueba, se seleccionaron dos diferentes rugosidades de entre el umbral considerado en la norma ASTM G196-02 y se sometieron dichas probetas al método de prueba especificado en la misma.

2. Metodología

2.1. Probetas

Se emplearon barras de acero inoxidable AISI 304 con diámetro de 15.9 mm (5/8 plg) y se seccionaron en tramos de 31.75mm (1 1/4 plg) de largo. Se maquinaron hasta lograr una sección de 12.7 mm (1/2 plg) de diámetro y 18.4 mm (3/8 plg) de largo en uno de sus extremos. Posteriormente se barrenaron al centro con ayuda de una broca de 1/2 de pulgada, tal y como lo marca la norma (Ver Figura 1). Se pulieron las superficies de contacto hasta una rugosidad de 1 µm para seis probetas y 0.1 µm para otras seis tipo botón.

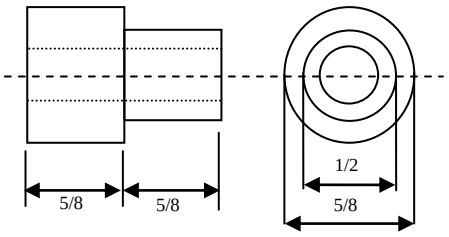


Figura 1: Dimenciones de probetas para prueba ASTM G 196-08

2.2. Metodo Experimental

Todos los especímenes se lavaron en tina ultrasónica con acetona y etanol previo a la prueba. La configuración de la prueba de desgaste adhesivo severo “Galling” propuesta en la norma ASTM G196-08 se muestra esquemáticamente en la Figura 2. Se requiere de un equipo de laboratorio capaz de generar una fuerza constante de compresión entre los dos especímenes. Dicha prueba se realizó en una maquina tribológica para análisis de desgaste adhesivo para configuración Copa cono (Figura 3) propuesta por A. Ertas y H. J. Carper en 1992 [4]. Se aplicó inicialmente una carga de 100 Kg entre los especimenes con rugosidad de 1 µm. Uno de los espécimen tipo botón se gira lentamente una vuelta relativamente con su contraparte a una velocidad de 0.3 rpm para posteriormente retirar la carga aplicada. Por último, se procede a inspeccionar las superficies en contacto en busca de daño superficial. Si el daño observado es por transferencia de material se disminuye la carga hasta no obtener daño superficial por transferencia de material. El daño de todas las probetas se clasifico conforme los siguientes tipos de daño:

Tabla 1: Clasificación de daño en especimenes evaluados por la norma ASTM G196-08

Abreviación	Tipo de Daño
O	Sin Daño
B	Bruñido
S	Embarramiento
G	Galling

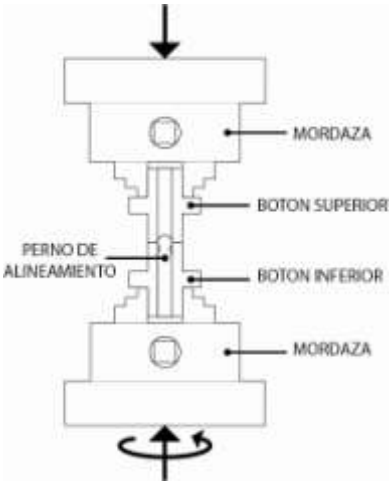


Figura 2: Configuración par aprueba ASTM G 196-08



Figura 3: Maquina tribológica para ensayos de desgaste adhesivo para configuración copa cono.

En la Tabla 2 se presentan las cargas aplicadas en cada uno de los especímenes con diferente rugosidad y el esfuerzo superficial generado. Se busco iniciar con una carga relativamente elevada para conocer el comportamiento severo del fenomenos por lo que la carga inicial fue de 950kg. Se analizó el coeficiente de fricción obtenido para determinar la magnitud del daño generado mediante la comparación del máximo coeficiente de fricción, así como el daño generado en la superficie de las probetas.

Tabla 2: Cargas aplicadas para cada una de las probetas.

Rugosidad = 1 µm			**Rugosidad = 0.1 µm**		
Probeta	**Carga (Kg)**	**Esfuerzo (MPa)**	**Probeta**	**Carga (Kg)**	**Esfuerzo (MPa)**
1	950	95.5	1	950	95.5
2	500	50.3	2	500	50.3
3	100	10	3	100	10
4	80	8	4	80	8
5	50	5	5	50	5

3. Resultados

Tabla 3: Resultados de daños generados en prueba ASTM G196-08

Rugosidad = 1 µm				**Rugosidad = 0.1 µm**			
Probeta	**Carga (Kg)**	**Esfuerzo (MPa)**	**Tipo de Daño**	**Probeta**	**Carga (Kg)**	**Esfuerzo (MPa)**	**Tipo de Daño**
1	950	95.5	Galling	1	950	95.5	Galling
2	500	50.3	Galling	2	500	50.3	Galling
3	100	10	Galling	3	100	10	Galling
4	80	8	Galling	4	80	8	Galling
5	50	5	Galling	5	50	5	Galling

Los resultados obtenidos de las pruebas en especímenes de acero inoxidable 304 con ambas rugosidades se presentan en la Tabla 3, donde se concentran los diferentes daños obtenidos en cada uno de los especímenes ensayados.

En los especímenes con aplicación de carga de 950kg se observa un daño severo de material transferido con desgarramiento de material en las 2 diferentes rugosidades. Sin embargo, el daño es mucho más extenso en las probetas con menor rugosidad.



Figura 4: Especímenes de Acero Inoxidable 304 con Ra=1µm y 95MPa.



Figura 5: Especímenes de Acero Inoxidable 304 con Ra=0.1µm y 95MPa.

Con respecto al coeficiente de fricción registrado, es posible observar un comportamiento prematuro en el desarrollo de uniones adhesivas en los especímenes de menor rugosidad, lo que supondría un desgaste mucho más severo bajo esta condición, debido a que, con una menor rugosidad se tiene un daño mucho más severo.
Adicionalmente es posible visualizar que en los especímenes con rugosidad de 1µm, y esfuerzo superficial de 95 y 50 MPa, se presenta un abrupto incremento en el coeficiente de fricción en menos de 1 segundo, lo que permite plantear que durante este corto tiempo, existe una etapa de acondicionamiento superficial al movimiento deslizante, donde múltiples asperezas son deformadas o removidas, caso contrario en las probetas con una menor rugosidad, donde dicha etapa se realiza progresivamente hasta el valor máximo de coeficiente de fricción. Una vez que las superficies se acondicionaron al deslizamiento, el incremento del coeficiente de fricción se realiza de forma constante hasta llegar al valor máximo donde se plantea que sea el punto donde múltiples uniones generadas en todo el contacto se deformen o fracturen, haciendo que el coeficiente de fricción disminuya momentáneamente. Este punto máximo en el coeficiente de fricción podría suponerse como la etapa máxima de desgaste adhesivo en las superficies interactuantes.
Por último, es importante mencionar que los crecientes de fricción generados en condiciones de extremo esfuerzo superficial son demasiado bajos para los valores comunes de desgaste adhesivo, los cuales oscilan entre 0.5 y 0.7, mientras que los valores reportados bajo estas condiciones llegan por mucho a un valor de 0.15.

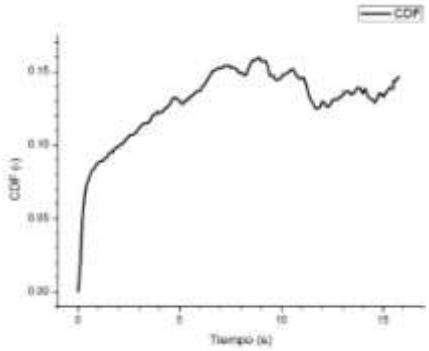


Figura 6: Coeficiente de fricción de Acero Inoxidable 304 con Ra=1µm a 95MPa.

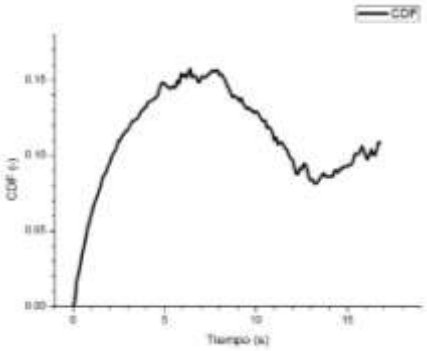


Figura 7: Coeficiente de fricción de Acero Inoxidable 304 con Ra=0.1µm a 95MPa.



Figura 8: Especímenes de Acero Inoxidable 304 con Ra=1µm y 50MPa.



Figura 9: Especímenes de Acero Inoxidable 304 con Ra=0.1µm y 50MPa.

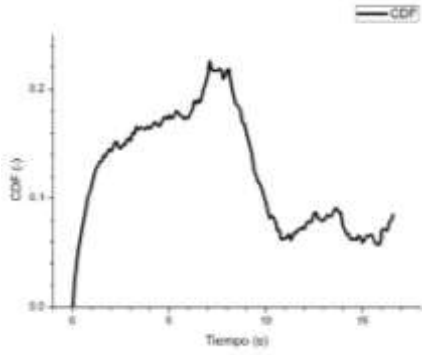


Figura 10: Coeficiente de fricción de Acero Inoxidable 304 con Ra=1µm a 50MPa.

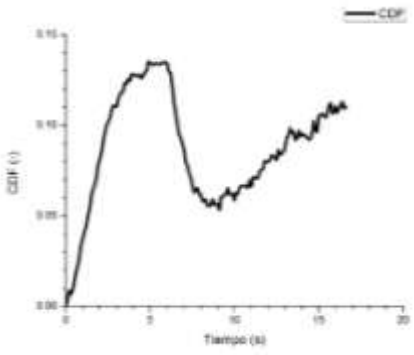


Figura 11: Coeficiente de fricción de Acero Inoxidable 304 con Ra=0.1µm a 50MPa.

4. Conclusiones

Al observar los resultados obtenidos en las pruebas de desgaste adhesivo severo (Galling), es posible observar una diferencia en el daño por desgaste adhesivo severo generado entre las probetas con diferentes rugosidades. Por una parte, los elementos con rugosidad igual a 1 µm presentaron un coeficiente de fricción mucho mas elevado que los especimenes con rugosidad a 0.1µm. Sin embargo, los elementos con rugosidad igual a 0.1 µm presentaron superficies mucho más afectadas por el daño debido a que el área del daño en dichas superficies era mayor. De lo anterior es posible concluir que la rugosidad es un factor importante en la aparición de desgaste adhesivo severo "Galling", por lo que se recomienda un mejor control de este parámetro a la hora de realizar pruebas de desgaste adhesivo severo "Galling". Adicionalmente es necesario que se profundice en la investigación de este tipo de desgaste bajo las mismas condiciones y controlando en gran medida la alineación correcta de los elementos y adecuada planicidad para así descartar errores en la determinación del desgaste adhesivo severo (Galling).

5. Referencias

[1] S.R. Schmid, W.R.D. Wilson, Tribology in manifacturing, B. Bhushan, Modern Tribology Handbook, CRC Press, New York, (2000), pp. 1385-1399.

[2] W.R.D. Wilson, Tribology in cold metal forming, J. Manufacture Science and Engineer, 119, (1997) 695-701.

[3] ASTM Standard G196-08, ASTM, West Conshohocken. PA, USA, 2002

[4] Ertas, a., Carper, H. J., & Blackstone, W. R. (1992). Development of a test machine and method for galling studies. Experimental Mechanics, 32(April), 340–347.

[5] Siefert, J. a., & Babu, S. S. (2014). Experimental observations of wear in specimens tested to ASTM G98. Wear, 320, 111–119.

Influencia de la tribología en problemas de indentación de materiales magneto-electro-elásticos

Luis Rodríguez-Tembleque[1], Andrés Sáez[2], Federico C. Buroni[3], Felipe García-Sánchez[4]

[1]*Dpto. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Universidad de Sevilla. luisroteso@us.es*

[2]*Dpto. de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras. Universidad de Sevilla. andres@us.es*

[3]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación. Universidad de Sevilla. fburoni@us.es*

[4]*Dpto. de Ingeniería Civil, de Materiales y Fabricación. Universidad de Málaga. fgsanchez@uma.es*

El presente trabajo estudia la influencia de variables tribológicas en la respuesta de materiales magneto-electro-elásticos (MEE) sometidos a indentación. Para ello se desarrollan herramientas computacioneles que permitan estudiar estos materiales bajo condiciones de contacto con fricción. La formulación y tratamiento numérico del problema se basa en el empleo del Método de los Elementos de Contorno (MEC) para el cálculo de los coeficientes de influencia de los sólidos MEE y en el empleo de funciones de proyección aplicadas sobre el Lagrangiano aumentado de las tracciones de contacto, para garantizar las restricciones de contacto MEE. Todo ello permite considerar la indentación en condiciones conductoras, semi-conductoras o aisladas de los campos eléctricos o magnéticos, así como estudiar la influencia de la tribología o de las cargas tangenciales sobre los valores máximos de los potenciales eléctricos y magnéticos, así como en sus distribuciones, en el problema de indentación de estos materiales.

1. Introducción

A pesar de las enormes aplicaciones tecnológicas que presentan los materiales avanzados con los magneto-electro-elásticos (MEE), el estudio de éstos en condiciones de contacto e indentación únicamente ha sido tratado de forma analítica [1-5]. Sin embargo, estas soluciones analíticas carecen de generalidad, siendo válidas únicamente para el caso de geometrías simples, condiciones de contacto sin fricción y sobre todo, considerando que el material es transversalmente isótropo, cuyo eje de simetría es perpendicular a la superficie de contacto. En este trabajo, se presenta una formulación numérica para modelizar materiales MEE bajo condiciones de contacto con fricción. El comportamiento tribológico se basa en una ley de fricción ortótropa [6,7], por lo que la anisotropía está presente tanto en el dominio, como en la superficie. La metodología utiliza el método de elementos de contorno (MEC) para calcular los coeficientes de influencia magneto-electro-elástica. El problema de contacto se basa en una formulación Lagrangiana aumentada que utiliza un esquema de iterativo de Uzawa para su resolución [8, 9].

Todo ello permite considerar la indentación en condiciones conductoras, semi-conductoras o aisladas de los campos eléctricos o magnéticos. Tras validar la formulación con soluciones analíticas [1], se procede a estudiar la influencia de la tribología (i.e. fricción y conductividad magneto-eléctrica en la superficie) en el problema de indentación de estos materiales. Los resultados muestran un efecto significativo de ésta en la fuerza de indentación, así como en la presión de contacto. Por otra parte, las cargas tangenciales exhiben una influencia importante tanto en los valores máximos de los potenciales eléctricos y magnéticos, así como en sus distribuciones.

2. Ecuaciones de gobierno de sólidos MEE

Considerese un sólido MEE homogéneo y anisótropo que ocupa la region $\Omega \subset \Re^3$ y delimitada por el contorno $\partial\Omega$ relativos a un sistema cartesiano x_i ($i=1,2,3$). Bajo hipótesis de pequeñas deformaciones, el tensor de deformación $\boldsymbol{\gamma}$, el campo eléctrico $\mathbf{E}$ y el campo magnético $\mathbf{H}$ se obtienen, respectivamente, por derivación de los desplazamientos $\mathbf{u}$, el potencial eléctrico φ y el potencial magnético ψ, como:

$$\begin{aligned} \gamma_{ij} &= (u_{i,j} + u_{j,i})/2, \\ E_i &= -\varphi_{,i}, \\ H_i &= -\psi_{,i}. \end{aligned} \tag{1}$$

Las ecuaciones de gobierno en Ω, en ausencia de fuerzas de volumen y cargas eléctricas en dicho sólido, se pueden expresar como:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij,j} &= 0, \\ D_{i,i} &= 0, \\ B_{i,i} &= 0, \end{aligned} \tag{2}$$

donde $\boldsymbol{\sigma}$ es el tensor de tensiones, **D** es el desplazamiento eléctrico y **B** es la inducción magnética. En materiales MEE lineales, las ecuaciones constitutivas se pueden expresar en Ω como:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= C_{ijkl}\gamma_{kl} - e_{lij}E_l - q_{lij}H_l, \\ D_i &= e_{ikl}\gamma_{kl} + \varepsilon_{il}E_l + \lambda_{il}H_l, \\ B_i &= q_{ikl}\gamma_{kl} + \lambda_{il}E_l + \mu_{il}H_l, \end{aligned} \tag{3}$$

donde **C**, **ε** y **μ** son los tensores elástico, de permitividad eléctrica y magnética, respectivamente, y **e**, **q** y **λ** son los coeficientes de acoplamiento piezoeléctrico, piezomagnético y magnetoeléctrico, respectivamente.

Para considerar las condicones de contorno, se van a realizar tres particiones del contorno $\partial\Omega$. La primera, $\partial\Omega = \partial\Omega^u \cup \partial\Omega^t \cup \partial\Omega^c$, se realiza para el problema mecánico, siendo $\partial\Omega^u$, el contorno con desplazamientos impuestos, $\partial\Omega^t$ el contorno con tracciones impuestas y $\partial\Omega^c$ la zona de contacto. La segunda partición se realiza para el problema eléctrico: $\partial\Omega = \partial\Omega^\varphi \cup \partial\Omega^q \cup \partial\Omega^c$. En esta partición, $\partial\Omega^\varphi$ es la zona del contorno con potencial eléctrico impuesto y $\partial\Omega^q$ donde se impone el flujo de carga eléctrica. Finalmente, para el problema magnético, el contorno se divide en: $\partial\Omega = \partial\Omega^\psi \cup \partial\Omega^s \cup \partial\Omega^c$, donde $\partial\Omega^\psi$ es la zona del contorno con potencial magnético prescrito y $\partial\Omega^s$ es la región donde se impone el flujo magnético. Consultar [9] para ver más detalles sobre esta partición.

En la zona de contacto $\partial\Omega^c$, las condiciones de contorno no lineales son:

$$\begin{aligned} \sigma_{ij}\nu_j^c &= p_i, \\ D_i\nu_i^c &= -\kappa_e(\varphi - \varphi_o), \\ B_i\nu_i^c &= -\kappa_m(\psi - \psi_o), \end{aligned} \tag{4}$$

donde p_i son las tracciones de contacto cuyas componentes son: $p_\nu = \mathbf{p}\cdot\mathbf{v}^c$ es la presión de contacto normal y $\mathbf{p}_\tau = \mathbf{p} - p_\nu\mathbf{v}^c$ es la tracción de contacto tangencial (siendo $\mathbf{v}^c$ la normal al contorno $\partial\Omega$ en la zona de contacto $\partial\Omega^c$). Las constantes κ_e y κ_m son los coeficientes de conductividad eléctrica y magnética, respectivamente. Por último, φ_o y ψ_o denotan, respectivamente, los potenciales eléctrico y magnético del indentador.

3. Condiciones de contacto para sólidos MEE

Las condiciones de contacto unilateral se definen sobre $\partial\Omega^c$ de la siguiente manera:

$$g_\nu \geq 0 \quad ; \quad p_\nu \leq 0 \quad ; \quad g_\nu\, p_\nu = 0, \tag{5}$$

donde $g_\nu = (g_o - u_\nu)$ y $u_\nu = \mathbf{u}\cdot\mathbf{v}^c$.

En el caso de las restricciones de contacto tangencial, la ley de fricción y el principio de máxima disipación se garantizan imponiendo que los deslizamientos tangenciales $\dot{\mathbf{g}}_\tau$ y las tracciones tangenciales $\mathbf{p}_\tau$ satisfagan:

$$\| \mathbf{p}_\tau \|_\mu \leq | p_\nu | \;\; ; \;\; \dot{\mathbf{g}}_\tau = -\lambda \mathbf{p}_\tau \;\; ; \;\; \lambda \geq 0 \;\; ; \;\; \dot{\mathbf{g}}_\tau (\| \mathbf{p}_\tau \|_\mu - | p_\nu |) = 0, \tag{6}$$

siendo $\| \mathbf{p}_\tau \|_\mu = \sqrt{\left(\frac{p_{\tau_{e1}}}{\mu_1} \right)^2 + \left(\frac{p_{\tau_{e2}}}{\mu_2} \right)^2}$ y $\dot{\mathbf{g}}_\tau \approx \Delta \mathbf{g}_\tau = \mathbf{g}_{\tau,o} - \mathbf{u}_\tau$, donde $\mathbf{u}_\tau = \mathbf{u} - u_\nu \mathbf{v}^c$. Al tratarse de una ley de fricción ortótropa, los coeficientes μ_1 y μ_1 son los coeficientes de fricción en las direcciones principales x_1 y x_2, respectivamente.

Las restricciones de contacto (5) y (6) se pueden expresar de forma más compacta mediante los operadores:

$$p_\nu - \text{Proj}_{\Re_-} \{ p_\nu^* \} = \mathbf{0} \;\; ; \;\; \mathbf{p}_\tau - \text{Proj}_{\text{E}_\rho} \{ \mathbf{p}_\tau^* \} = \mathbf{0}, \tag{7}$$

siendo p_ν^* y $\mathbf{p}_\tau^*$ las variables aumentadas:

$$p_\nu^* = p_\nu + r_n g_\nu \;\; ; \;\; \mathbf{p}_\tau^* = \mathbf{p}_\tau - r_t \mathbf{M} \dot{\mathbf{g}}_\tau, \tag{8}$$

donde $\mathbf{M}$ es una matriz diagonal $\mathbf{M} = diag(\mu_1, \mu_2)$ y Proj_{R_-} y $\text{Proj}_{\text{E}\rho}$ son las funciones de proyección normal y tangencial, respectivamente, definidas en [6,7].

Por último, los coeficientes de conductividad eléctrica y magnética presentados en (4) se definen tal y como se presenta en [9]:

$$\kappa_e = \begin{cases} 0 & si \;\; p_\nu = 0, \\ \kappa_e^* & si \;\; p_\nu < 0, \end{cases} \tag{9}$$

y

$$\kappa_m = \begin{cases} 0 & si \;\; p_\nu = 0, \\ \kappa_m^* & si \;\; p_\nu < 0, \end{cases} \tag{10}$$

de manera que valen cero en todo punto que no está en contacto ($p_\nu = 0$) y κ^* en todo punto en contacto con el indentador ($p_\nu < 0$).

4. Formulación numérica

4.1. Discretización del dominio MEE mediante elementos de contorno

En el caso de modelizar el problema de indentación de un sólidos MEE Ω , tal y como se muestra en la figura 1(a), empleando el MEC, las ecuaciones discretas del MEC para la malla de elementos de contorno de la figura 1(b) se pueden escribir de forma análoga a [9] como:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{A}_{x_e} & \mathbf{A}_{u_c} & \mathbf{A}_{\varphi_c} & \mathbf{A}_{\psi_c} & \mathbf{A}_{p_c} & \mathbf{A}_{q_c} & \mathbf{A}_{s_c} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{x}_e \\ \mathbf{u}_c \\ \varphi_c \\ \boldsymbol{\psi}_c \\ \mathbf{p}_c \\ \mathbf{q}_c \\ \mathbf{s}_c \end{bmatrix} = \mathbf{F}. \tag{11}$$

En la ecuación anterior, $\mathbf{x}_e$ recopila todas las incógnitas nodales externas a la zona de contacto; $\mathbf{u}_c$, φ_c y $\boldsymbol{\psi}_c$ contienen los valores nodales correspondientes a los desplazamientos elásticos y los potenciales eléctricos y magnéticos, respectivamente; $\mathbf{p}_c$ es el vector de tracciones nodales de contacto y $\mathbf{q}_c$ y $\mathbf{s}_c$ contienen la cargas

eléctricas y flujos magnéticos nodales, respectivamente. Por último, las matrices **A** contienen los coeficinetes de influencia MEE que se obtiene tras la discretización de la ecuación integral en el contorno y el vector **F** recopila los términos correspondientes a las condiciones de contorno prescritas.

4.2. Discretización de las condiciones de contacto MEE

La carga eléctrica y el flujo magnético en cada nodo *i* se puede expresar, de acuerdo con (4), en términos de los potenciales eléctricos y magnéticos:

$$\begin{aligned}(\mathbf{q}_c)_i &= -\kappa_e((\mathbf{p}_v)_i)((\varphi)_i - \varphi_o),\\ (\mathbf{s}_c)_i &= -\kappa_m((\mathbf{p}_v)_i)((\boldsymbol{\psi})_i - \psi_o).\end{aligned} \tag{12}$$

De esta forma, la ecuación (11) puede ser rescrita como:

$$\begin{bmatrix}\mathbf{A}_{x_e} & \mathbf{A}_{u_c} & \tilde{\mathbf{A}}_{\varphi_c} & \tilde{\mathbf{A}}_{\psi_c} & \mathbf{A}_{p_c}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}\mathbf{x}_e\\ \mathbf{u}_c\\ \varphi_c\\ \boldsymbol{\psi}_c\\ \mathbf{p}_c\end{bmatrix} = \tilde{\mathbf{F}}, \tag{13}$$

siendo $\tilde{\mathbf{A}}_{\varphi_c} = \mathbf{A}_{\varphi_c} - \boldsymbol{\kappa}_e(\mathbf{p}_v)\mathbf{A}_{q_c}$, $\tilde{\mathbf{A}}_{\psi_c} = \mathbf{A}_{\psi_c} - \boldsymbol{\kappa}_m(\mathbf{p}_v)\mathbf{A}_{s_c}$ y $\tilde{\mathbf{F}} = \mathbf{F} - \boldsymbol{\kappa}_e(\mathbf{p}_v)\mathbf{A}_{q_c}\varphi_o - \boldsymbol{\kappa}_m(\mathbf{p}_v)\mathbf{A}_{s_c}\boldsymbol{\psi}_o$.

Finalmente, las restricciones de contacto normal y tangencial (7) se defininen sobre cada nodo *i* como:

$$\begin{aligned}(p_v)_i - \mathrm{Proj}_{\Re_-}\{(p_v)_i + r_n(g_v)_i\} &= \mathbf{0},\\ (\mathbf{p}_\tau)_i - \mathrm{Proj}_{\mathrm{E}_\rho}\{(\mathbf{p}_\tau)_i - r_t\mathbf{M}(\Delta\mathbf{g}_\tau)_i\} &= \mathbf{0}.\end{aligned} \tag{14}$$

4.3. Esquema de resolución

Las ecuaciones (12-14) definen el problema de contacto MEE y constituyen un sistema de ecuaciones no lineal que se puede escribir como:

$$\boldsymbol{\theta}(\mathbf{z}) = \begin{Bmatrix}\mathbf{A}_{x_e}\mathbf{x}_e + \mathbf{A}_{u_c}\mathbf{u}_c + \tilde{\mathbf{A}}_{\varphi_c}\varphi_c + \tilde{\mathbf{A}}_{\psi_c}\boldsymbol{\psi}_c + \mathbf{A}_{p_c}\mathbf{p}_c - \tilde{\mathbf{F}}\\ \mathbf{p}_c - \mathrm{Proj}_{\mathrm{C}_f}\{\mathbf{p}_c^*\}\end{Bmatrix} = \mathbf{0}. \tag{15}$$

Este sistema se puede resolver mediante un esquema de resolución de tipo Uzawa, tal y como se presentó en [9].

5. Resultados

La formulación presentada es aplicada en el problema de indentación de un sólido MEE, tal y como se muestra en la figura 1(a), cuyas dimensiones son $2L_1 \times 2L_1 \times L_2$, siendo L_1 = 50 mm y L_2 = 120 mm. El bloque es discretizado con elementos de contorno cuadriláteros lineales, usando 16×16 elementos en la zona de contacto potencial de dimensiones $2L_o \times 2L_o$, siendo L_o = 5 mm (ver figura 1(b)). El material considerado es MEE y ortótropo cuyas propiedades se presentan en la tabla 1. Se puede apreciar que existe un acoplamiento completo entre los campos magnético, eléctrico y elástico.

5.1. Influencia de la fricción en la respuesta MEE de un sólido sometido a indentación

Se va a aplicar una indentación $g_{v,o}$ = 0.05 mm con un punzón esférico de 100 mm de radio. El bloque está aislado en su base y la indentación se raliza en condiciones de aislamento eléctrico y magnético (EMII, por sus sigla en ingles: *electrically and magnetically insulating indentation*). Además se va a asumir una ley de fricción isótropa ($\mu_1 = \mu_2 = \mu$) de manera que se pueda estudiar la influencia de fricción en la respuesta MEE. Para ello se va a aplicar la identación considerando diferentes valores de $\mu = \{0, 0.1, 0.3, 0.6, 0.9\}$. La figura Figura 2 muestra la influencia de la fricción en la sobre: la presión normal de contacto (figura 2(a)), el potencial eléctrico (figura 2(b)) y el potencial magnético (figura 2(c)). Se puede ver como sus valores aumentan con el coeficiente de fricción, mostrando de hasta un incremento de hasta un 65% para el potencial eléctrico, respecto del caso sin

fricción, con $\mu = 0.9$. En la figura 3 se recoge este comportamiento al representar en abscisas el coeficiente de fricción y en ordenadas la fuerza de indentación normal, el potencial eléctrico máximo y el potencial magnético máximo.

Tabla 1: Propiedades de un material MEE.

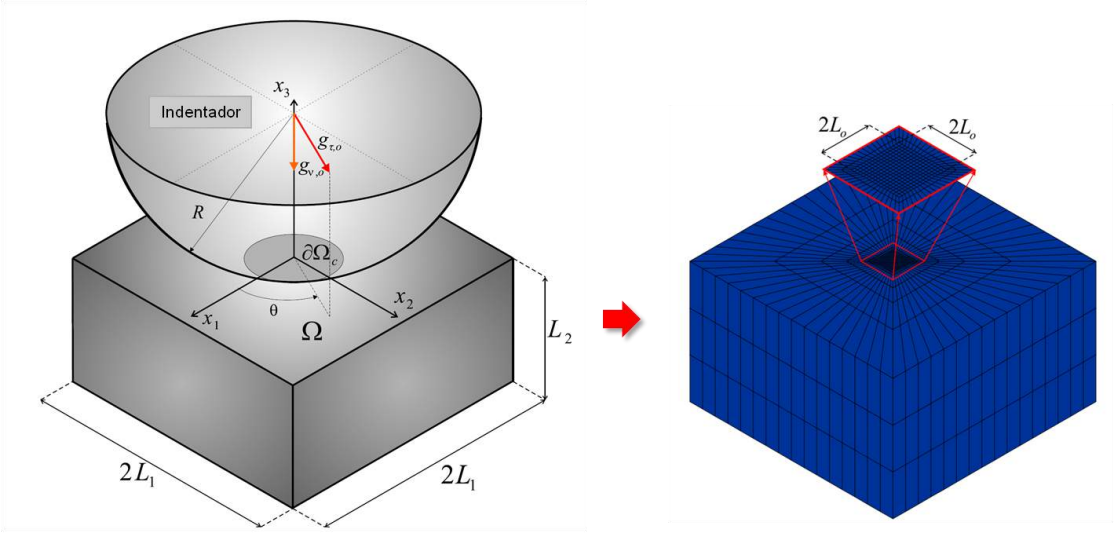
Coeficientes elásticos (GPa)	
C_{1111}	3.61
C_{1122}	1.61
C_{1133}	1.42
C_{2222}	3.13
C_{2233}	1.31
C_{3333}	1.63
C_{2323}	0.55
C_{1313}	0.59
C_{1212}	0.69
Coeficientes piezoeléctrico (C/m^2)	
e_{113}	-0.016
e_{223}	-0.013
e_{333}	-0.021
e_{311}	0.032
e_{322}	-0.004
Coeficientes piezomagnéticos (N/Am)	
q_{113}	550.0
q_{223}	570.0
q_{333}	699.7
q_{311}	580.3
q_{322}	590.0
Coeficientes magnetoeléctricos (Ns/Am)	
λ_{11}	0.60
λ_{22}	0.80
λ_{33}	0.10
Constantes dieléctricas (10^{-9} C/Vm)	
ε_{11}	0.054
ε_{22}	0.066
ε_{33}	0.059
Coeficientes magnéticas (10^{-9} Ns^2/C^2)	
μ_{11}	5000
μ_{22}	7000
μ_{33}	10000

5.2. Influencia de la carga tangencial en la respuesta MEE

En este caso se estudia el efecto de la carga tangencial, añadiendo al ejemplo de la sección anterior, el deslizamiento tangencial $g_{\tau,o}$ y calculando la carga tangencial que se ha de aplicar. La figura 4 muestra la influencia de la carga tangencial en la respuesta MEE del dominio bajo condiciones de fricción: (a) moderada (μ=0.1) y (b) elevada (μ=0.6). Se pude observar en la figura 4(b) como la carga tangencial no sólo afecta a los valores de los potenciales eléctrico y magnético, sino que también afecta a su distribución. Se puede observar como el máximo valor se desplaza en sentido opuesto al de la carga tangencial aplicada.

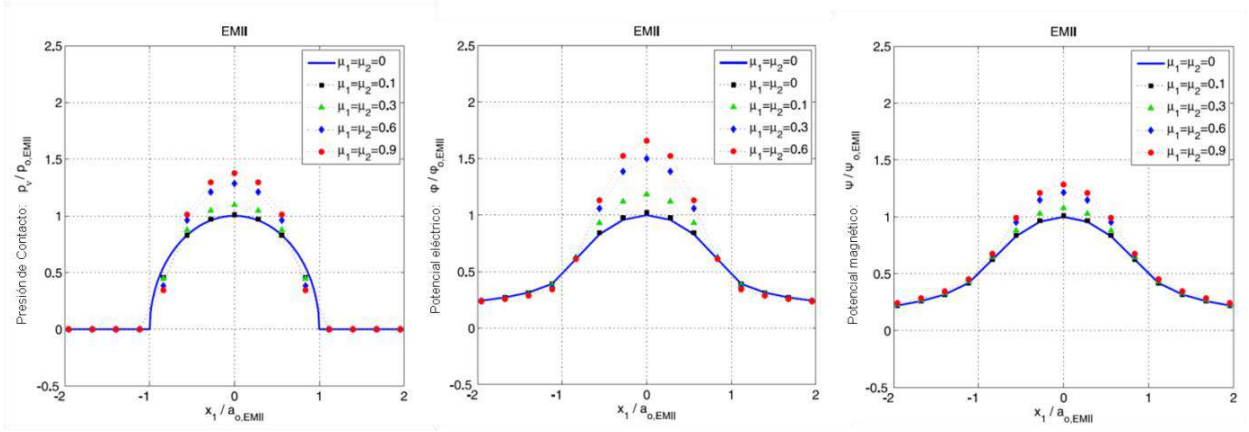
6. Resumen y conclusiones

Por todo ello se pude concluir que la metodología presentada permite considerar la indentación en condiciones más realistas de operatividad (i.e. conductoras, semi-conductoras o aisladas de los campos eléctricos o magnéticos) incorporando la influencia de variables tribológicas como la fricción, en el problema de indentación de estos materiales. Los resultados muestran un efecto significativo de ésta en la fuerza de indenación, así como en las variables eléctricas y magnéticas. Por otra parte, las cargas tangenciales exhiben una influencia importante tanto en los valores máximos de los potenciales eléctricos y magnéticos, así como en sus distribuciones. Todo ello hace clave la consideración de todos estos aspectos en los problemas de contacto con estos materiales avanzados. De otra manera, podríamos sobre- o sub-estimar su respuesta MEE.



(a) (b)

Figura 1: (a) Esquema del problema: indentador rígido sobre dominio MEE . (b) Detalle de la malla de elementos de contorno.



(a) (b) (c)

Figura 2: Indentación bajo condición de aislamiento eléctrico y magnético. Influencia de la fricción sobre: (a) la presión normal de contacto, (b) el potencial eléctrico y (c) el potencial magnético.

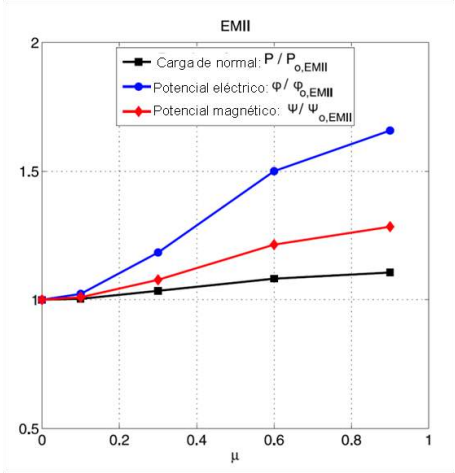
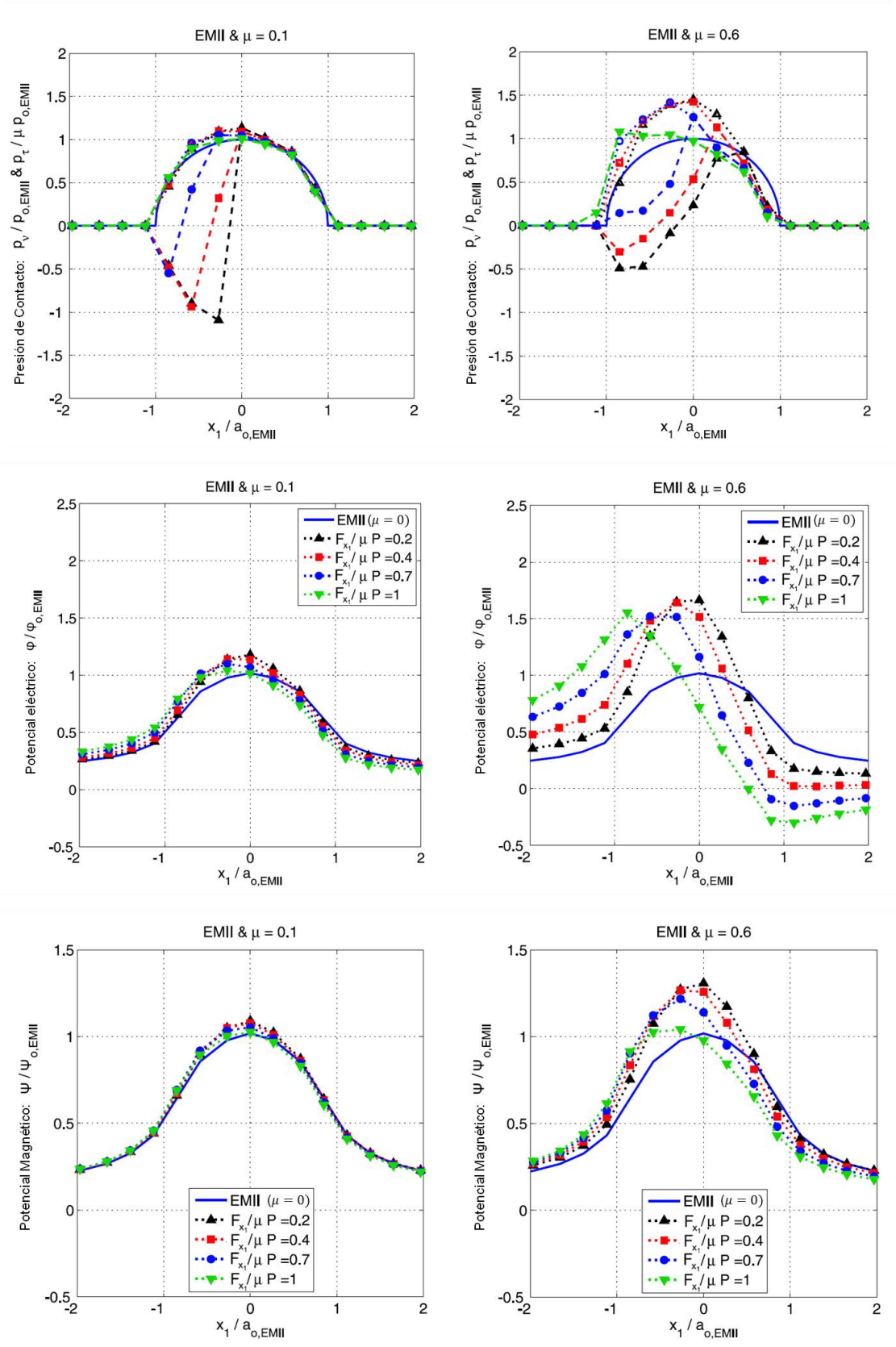


Figura 3: Influencia de la fricción sobre: (a) la fuerza de indentación normal, (b) el potencial eléctrico máximo y (c) el potencial magnético máximo.



(a) (b)

Figura 4: Influencia de la carga tangencial en la respuesta MEE bajo condiciones de fricción: (a) moderada (μ=0.1) y (b) elevada (μ=0.6).

7. Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el Ministerio de Educación y Ciencia de España, y por la Consejería de Innovación Ciencia y Empresa de la Junta de Andalucía, a través de los proyectos: DPI2013-43267-P y P09-TEP-5054, respectivamente, ambos cofinanciados con fondos FEDER.

8. Referencias

[1] W. Chen, E. Pan, H. Wang, Ch. Zhang, Theory of indentation on multiferroic composite materials, J. Mech. Phys. Solids, 58, (2010), 1524-1551.

[2] Y.T. Zhou, K.Y. Lee, Contact problem for magneto-electro-elastic half-plane materials indented by a moving punch. PartI: Closed-form solutions, IntJ. Solids Struct., 49, (2012), 3853-3865.

[3] Y.T. Zhou, T.W. Kim, Multi-field response of anisotropic magneto-electro-elastic materials at a rigid conducting cylinder, J. Elast., 117, (2014), 63–94.

[4] R. Elloumi, M.A. Guler, I. Kallel-Kamoun, S. El-Borgi, Closed-form solutions of the frictional sliding contact problem for a magneto-electro-elastic half-plane indented by a rigid conducting punch, Int. J. Solids Struct., 50, (2013), 3778–3792.

[5] J. Ma, L.L. Ke, Y.S. Wang, Frictionless contact of a functionally graded magneto-electro-elastic layered half-plane under a conducting punch, Int. J. Solids Struct., 51, (2014), 2791–2806.

[6] L. Rodríguez-Tembleque, R. Abascal, M.H. Aliabadi, Anisotropic wear framework for 3D contact and rolling problems, Comput. Meth. Appl. Mech. Eng., 241, (2012), 1–19.

[7] L. Rodríguez-Tembleque, R. Abascal, Fast FE-BEM algorithms for orthotropic frictional contact, Int. J. Numer. Methods Eng., 94, (2013), 687–707.

[8] L. Rodríguez-Tembleque, F.C. Buroni, A. Sáez, 3D BEM for orthotropic frictional contact of piezoelectric bodies, Comput. Mech., 56, (2015), 491-502.

[9] L. Rodríguez-Tembleque, F.C. Buroni, A. Sáez, M.H. Aliabadi, 3D coupled multifield magneto-electro-elastic contact modelling, Int. J. Mech. Sci., 114, (2016), 35-51.

Erosión por partícula sólida del acero inoxidable AISI 304 sometido a flujos incidentes de chorro con giro

C. Sedano de la Rosa[1], M. Vite Torres[1], E. A. Gallardo Hernández[1], J. G. Godínez Salcedo[2], D. Antonio Aguirre[1], Z. Martínez Arriero[1]

[1]*Instituto Politécnico Nacional, SEPI-ESIME-UZ, Grupo de Tribología, Col. Lindavista, CP 07320, Ciudad de México. cesar_sedano@prodigy.net.mx*

[2]*Instituto Politécnico Nacional, ESIQIE-Zacatenco, Manuel de Anda y Barredo, Unidad Profesional Adolfo López Mateos, Gustavo A. Madero, CP 07738, Ciudad de México*

El acero inoxidable 304 es un tipo de acero austenítico utilizado ampliamente en diversos campos de la industria, por ejemplo es empleado en la construcción de ductos para una gran cantidad de plantas químicas donde puede estar sujeto a condiciones de erosión. En el presente estudio se realizaron pruebas de erosión por patícula sólida (EPS) de óxido de aluminio (Al_2O_3) con tamaño de 50 µm y forma irregular sobre especímenes de acero inoxidable AISI 304. Los ensayos fueron realizados, en condiciones de flujo turbulento de chorro, con giro, promovido por una boquilla rotatoria a cuatro frecuencias de rotación como sigue: 0 rpm, 3000 rpm, 6000 rpm y 9000 rpm, para cinco tiempos de exposición de: 2 min, 4 min, 8 min, 16 min y 24 min; la velocidad de la partícula fue de 17 m s^{-1}, mientras que el flujo de éstas fue de 35 g min^{-1}con una incidencia normal a la superficie; condiciones de prueba que corresponden a un número de Reynolds de 7200. Finalmente, se obtuvieron imágenes de microscopía óptica, para identificar las regiones de desgaste presentes en las superficies impactadas, además por medio de perfilometría se obtuvo la sección transversal de la huella de desgaste. Asimismo, se observó la distribución de la erosión a lo largo de la superficie impactada. Por último, se obtuvieron parámetros tribológicos tales como el volumen perdido y la tasa de erosión.

1. Introducción

El desgaste por EPS, se define como la pérdida progresiva de material de una superficie que resulta del impacto repetido de partículas sólidas sobre una superficie, este proceso dinámico se manifiesta con el adelgazamiento de componentes, aumento de rugosidad y degradación superficial. En algunos casos la EPS, es un fenómeno útil, por ejemplo en procesos de chorro de arena; pero también es un problema serio en algunos sistemas de ingeniería, incluyendo turbinas, ductos y válvulas [1]. El acero inoxidable AISI 304 es utilizado en aplicaciones de tuberias de calderas por su buena resistencia a la corrosión, aunque ha sido estudiado por varios invetigadores, todavía falta por conocer su comportamiento en diferentes condiciones erosivas [2]. Los investigadores C. T. Morrison y R. O. Scattergood [3] llevaron a cabo ensayos de erosión en acero inoxidable 304, de acuerdo con sus observaciones, concluyeron que tanto para ángulos de impacto altos como bajos, observaron morfologías similares en metales dúctiles cuando son impactados por partículas abrasivas puntiagudas. Concluyendo que para un mecanismo simple de erosión en metales dúctiles se le relaciona con las deformaciones cortantes que controlan el desplazamiento de material dentro de una zona de proceso de impacto producido para todos los ángulos de ataque. Estos mecanismos incluyen indentación, arado y corte o micromaquinado. Por su parte J. R. Laguna-Camacho et al. [4] evaluaron el proceso de desgaste por erosión para los aceros inoxidables AISI 304, 316 y 420, concluyendo que el acero AISI 304, alcanza una tasa de erosión máxima a 60° y presentaba un comportamiento del tipo frágil, además se identificaron los mecanismos de desgaste, tales como fractura frágil caracterizada por el desprendimiento de fragmentos grandes, cráteres y residuos en la superficie.

En el presente trabajo, se analizó el comportamiento y desempeño del acero AISI 304 frente al desgaste erosivo por partícula sólida bajo dos regímenes. El primero de ellos, en condición de no giro; mientras que el segundo se realizó en condición de chorro con giro, para las fecuencias de rotación de 3000 rpm, 6000 rpm y 9000 rpm. Done se pueden identificar diferentes condiciones de flujo, dependiendo del grado de giro del chorro; un modo común de expresar el número de giro S, es por medio de la razón de velocidades del flujo angular y del flujo axial [5], tal y como se indica en la ecuación 1.

$$S = \frac{V_\omega}{U_b} \tag{1}$$

Donde S es el número de giro, V_ω la velocidad de flujo angular y U_b la velocidad del flujo axial. En los resultados obtenidos por Lapides y Levy [6], indican cuando un espécimen es expuesto a EPS, donde la huella de desgaste que se presenta muestra dos diferentes áreas. Denominando a la primera, como área interna, donde ocurre la mayor pérdida de masa del material incidido. La segunda región, la designaron como área halo, observando que la pérdida de masa en ella, dependió del ángulo de ataque de las partículas. En investigaciones recientes [7], sobre flujos de chorro turbulento axisimétricos convencionales y giratorios de campo cercano, reportan que el chorro impacta directamente en la superficie y el campo de flujo es básicamente categorizado por tres regiones: Chorro libre, de impacto y la tercera como pared de chorro. En la figura 1, se muestra un diagrama esquemático para un chorro con giro axisimétrico, donde se muestran las regiones antes indicadas, en el que el punto de estancamiento corresponde a la parte central del flujo.

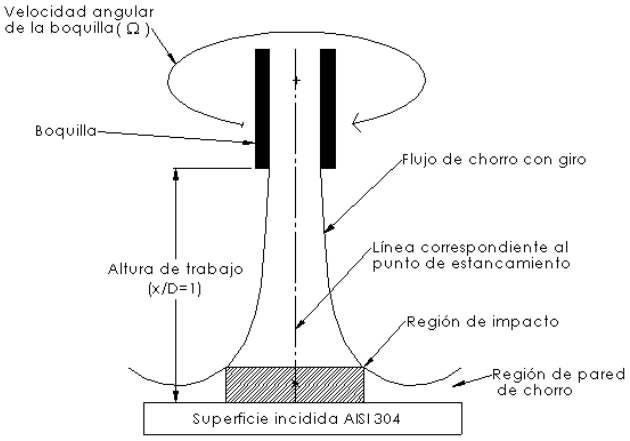


Figura 1: Descripción de un flujo de chorro axisimétrico.

2. Experimentación

2.1. Materiales

Las probetas para los ensayos de EPS, tienen una forma rectangular con dimensiones de 38 mm x 25 mm y 3 mm de espesor, una microdureza promedio de 160 Hv, fueron manufacturadas con acero inoxidable AISI 304 cuya composición química se muestra en la tabla 1. Por otro lado, las partículas abrasivas utilizadas fueron de óxido de aluminio (Al_2O_3) con un tamaño promedio de 60 µm, dureza de 1500 Hv, pureza del orden de 99.5 % y una forma angular como se muestra en la figura 2.

Tabla 1: Composición química (%) del acero AISI 304 empleado.

C	Mn	Si	Cr	Fe	Ni
0.08	1.83	0.58	18.05	73.78	5.76

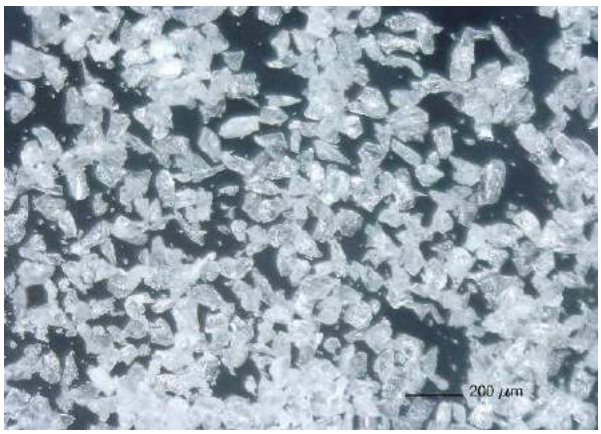


Figura 2: Morfología de las partículas de óxido de aluminio.

2.2. Desarrollo experimental

Los ensayos fueron realizados utilizando un equipo basado en el estándar ASTM G76-95 [8]. Su diseño permite controlar y ajustar la frecuencia de rotación de la boquilla, velocidad de impacto de la partícula, flujo de partículas, distancia del espécimen a la boquilla, así como la orientación relativa del flujo de incidencia. Las condiciones de operación utilizadas en los ensayos de EPS, se presentan en la tabla 2.

Tabla 2: Condiciones de operación para los ensayos de EPS del acero AISI 304.

Diámetro interno de la boquila	6.35 mm
Distancia entre la boquilla y la superficie impactada	6.35 mm
Frecuencia de rotación de la boquilla	0 min^{-1}, 3000 min^{-1}, 6000 min^{-1} y 9000 min^{-1}
Gas utilizado en la prueba	Aire comprimido seco
Duración de la prueba	120 s, 240 s, 480 s, 960 s y 1440 s
Temperatura de la prueba	Temperatura ambiente (20°C-26°C)
Ángulo de incidencia	90°
Velocidad promedio de la partícula	17 m s^{-1}
Número de Reynolds	7200
Número de giro	0, 0.059, 0.117 y 0.176

Inicialmente, se realizó la calibración de velocidad de partículas del equipo, utilizando el método del doble disco, propuesto por Ruff e Ives [9]. Éste, emplea la siguiente ecuación:

$$V = \frac{L\omega}{\theta} \tag{2}$$

Donde V es la velocidad de partícula promedio, L es la distancia de separación entre los discos, ω la velocidad angular de los discos giratorios y θ el desplazamiento angular entre las huellas generadas en el disco inferior. Como resultado de ello, se muestra, en la figura 3, la gráfica correspondiente a la correlación entre la velocidad de la partícula y la presión de alimentación del aire comprimido en el eyector de la boquilla.

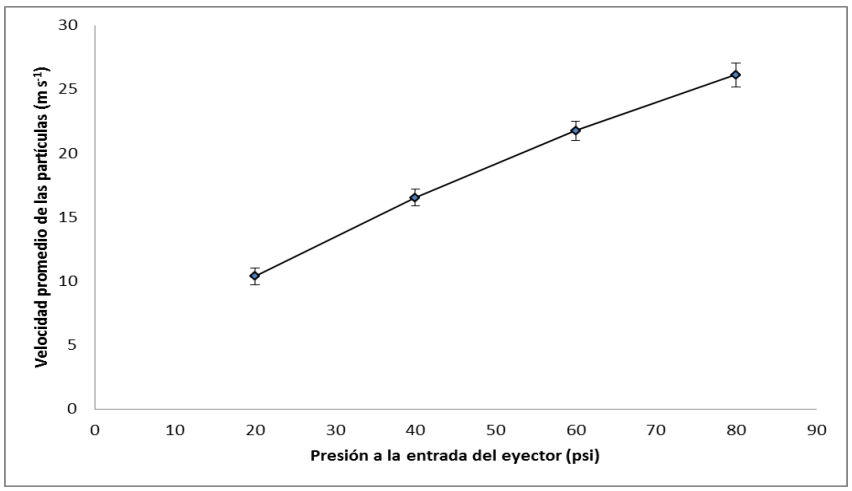
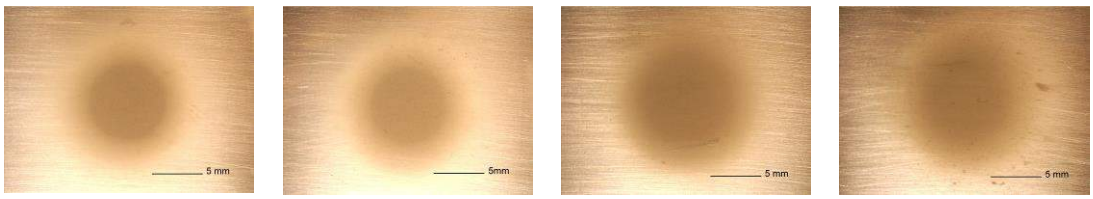


Figura 3: Correlación entre velocidad de partículas y la presión de alimentación en el eyector de la boquilla.

Para alcanzar una uniformidad y un adecuado acabado superficial, los especímenes fueron pulidos utilizando papel lija de SiC No. 240, 320 y 400 hasta alcanzar una rugosidad superficial final promedio de 0.2 μm_{rms}. Las muestras fueron limpiadas ultrasónicamente antes de realizar las mediciones gravimétricas iniciales. Se empleó una balanza digital marca SCIENTECH modelo SA 310, de precisión 0.1 mg, para determinar la pérdida de masa.

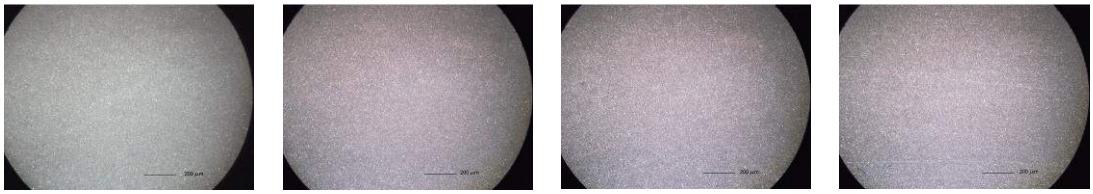
3. Análisis y discusión de resultados

La figuras 4 (a), (b), (c) y (d) muestran las huellas de desgaste obtenidas en la superficie de las probetas de acero AISI 304 para un tiempo de ensayo acumulado de 24 minutos, impactadas a un ángulo de 90°, correspondientes a las frecuencias de rotación de 0, 3000, 6000 y 9000 min^{-1}, respectivamente. Donde se puede observar las dos regiones descritas por Lapides y Levy [6], la región de impacto caraterizada por tener una tonalidad más oscura que la otra (región halo). Por otro lado, en la figuras 5 (a), (b), (c) y (d) se muestran las imágenes con una magnificación de 100X, correspondientes a la región de impacto para cada condición mecionada anteriormente.



(a) (b) (c) (d)

Figura 4: Huellas de desgaste obtenidas en el acero AISI 304 para un tiempo de ensayo acumulado de 1440 s, para las frecuencias de rotación de: (a) 0 rpm, (b) 3000 rpm, (c) 6000 rpm y (d) 9000 rpm.



(a) (b) (c) (d)

Figura 5: Huellas de impacto del punto de estancamiento con una magnificación de 100X, para las frecuencias de rotación de: (a) 0 rpm, (b) 3000 rpm, (c) 6000 rpm y (d) 9000 rpm.

Una vez generadas las huellas de desgaste, se determinaron las áreas de impacto a fin de obtener el gráfico correspondiente del desarrollo de éstas, como se indica en la figura 6. Donde es posible identificar un incremento del área de impacto para las diferentes condiciones de giro. Lo anterior es debido, a que probablemente la rotación del flujo, permite que las partículas sean expulsadas en una trayectoria tangencial, lo que a la vez generó una mayor dispersión en las áreas mencionadas.

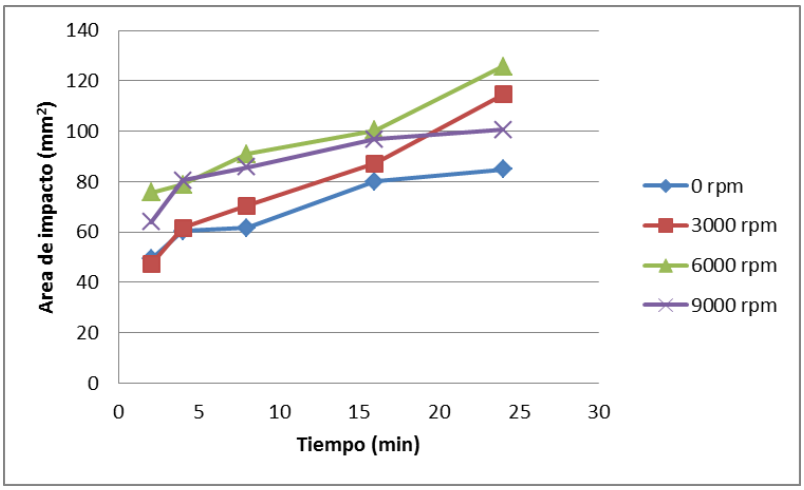


Figura 6: Gráfica del desarrollo de la región de impacto en el acero AISI 304 con respecto al tiempo de ataque.

En las huellas de desgaste obtenidas, se observó un incremento en la rugosidad de la superficie, en la tabla 3, se presentan las rugosidades medidas, a un tiempo de aproximadamente de 24 minutos de ensayo. Cabe señalar que para la condición de giro de 6000 rpm se obtuvo el valor máximo de rugosidad.

Tabla 3: Rugosidades promedio obtenidas en la región de impacto, despues de 24 min de ensayo.

	Rugosidad Ra (µm)			
Superficie sin daño	**0 rpm**	**3000 rpm**	**6000 rpm**	**9000 rpm**
0.171	0.436	0.276	0.534	0.266

Con la ayuda de un perfilómetro, ver figura 7, marca Mitutoyo modelo CV-500, se obtuvieron las curvas de perfilometría de sección transversal para las huellas de desgaste correspondientes.



Figura 7: Perfilómetro marca Mitutoyo modelo CV-500.

En la figura 8(a), se muestra la sección transversal de la huella obtenida a los 24 min de ensayo para la condición de no giro (0 rpm) donde se observa una distribución de la huella de manera regular, alcanzando la profundidad máxima en el punto de estancamiento y disminuyendo con una trayectoria aproximadamente parabólica conforme se aleja del punto de estancamiento. Por otro lado en la figura 8(b), se observa la distribución para la condición de giro a 3000 rpm, donde la profundidad máxima se encuentra desfasada con respecto al punto de estancamiento, con una profundidad menor a la condición de no giro. En tanto en la figura 8(c), se observa una distribución irregular con una profundidad de huella menor de todas las condiciones ensayadas. Finalmente, la figura 8(d) presenta la distribución uniforme alcanzada de amplitud estrecha y una profundidad máxima en el punto de estancamiento.

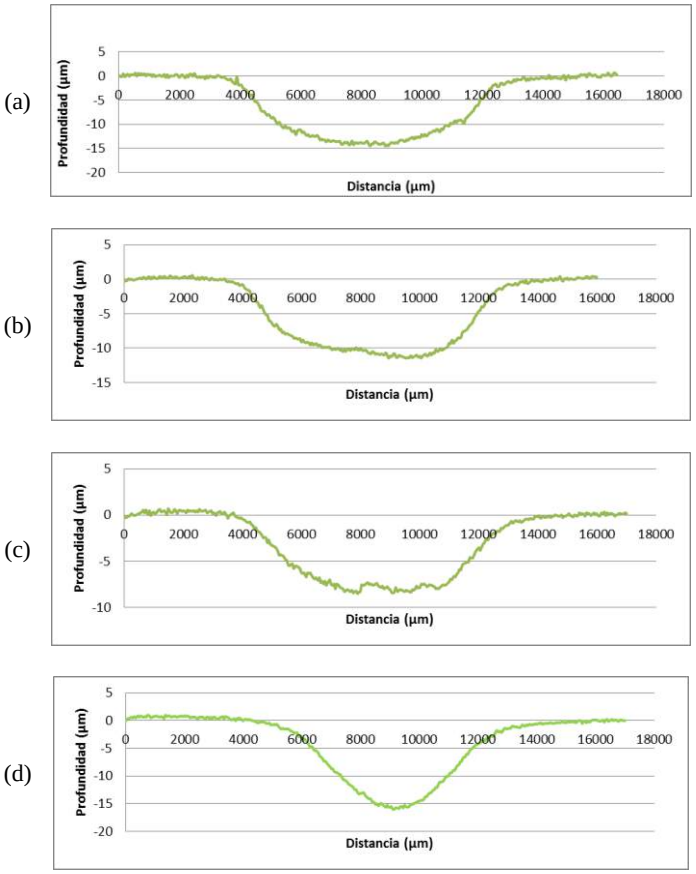


Figura 8: Sección transversal de las huellas de desgaste obtenidas a un tiempo de exposición de 24 minutos, para las condiciones de: (a) 0 rpm, (b) 3000 rpm, (c) 6000 rpm y (d) 9000 rpm.

En la gráfica de pérdida de masa mostrada en la figura 9, se obtuvo un incremento de la masa aproximadamente en los primeros 17 minutos. Este fenómeno se le conoce como proceso de incubación y se caracteriza por una etapa de acondicionamiento inicial en la superficie y subsuperficie [10]. También es posible observar que a partir de los 4 minutos de ensayo acumulado para las cuatro condiciones mencionadas, se excedió el proceso de incubación, iniciándose la etapa del proceso erosivo en estado estable.

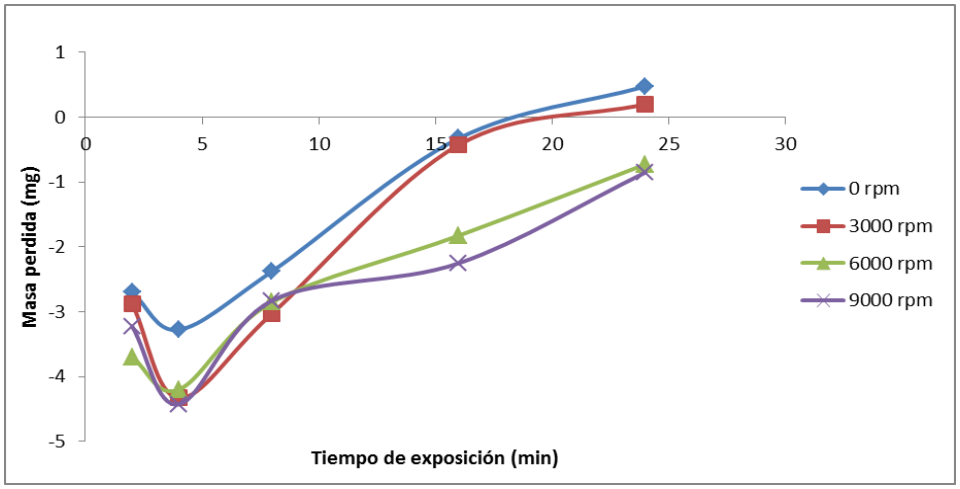


Figura 9: Correspondencia entre pérdida de masa y el tiempo de exposición acumulado de los ensayos.

Mientras que la tasa de desgaste fue calculada a partir de la pendiente de la curva en estado estacionario, de la gráfica de pérdida de masa con respecto al tiempo [11], mostrada en la tabla 4.

Tabla 4: Tasas de desgaste y valores de erosión a diferentes frecuencias de rotación, para el acero AISI 304.

Frecuencia de rotación (min^{-1})	Tasa de erosión promedio ($mg\ min^{-1}$)	Tasa de erosión normalizada ($mm^3\ g^{-1}$)
0	0.1932	6.900×10^{-4}
3000	0.2329	8.318×10^{-4}
6000	0.1635	5.830×10^{-4}
9000	0.1604	5.728×10^{-4}

4. Conclusiones

De los ensayos realizados a las probetas de acero AISI 304, con parámetros diferentes de giro, se observaron cambios en la distribución de la profundidad como en la amplitud de la huella de desgaste.

La tasa de erosión promedio máxima que se obtuvo, fue para la condición de giro a 3000 rpm, sin embargo se obtuvo una profundidad de huella de desgaste mayor a 9000 rpm.

Para las condiciones establecidas en los ensayos a fin de alcanzar números de giro elevados, se obtuvo una tasa de desgaste moderada. Lo anterior puede atribuirse a una menor velocidad de las partículas incidentes.

Finalmente para flujos turbulentos para giros de 6000 y 9000 rpm, la tasa de erosión resulta ser menor. En tanto a la profundidad de la huella de desgaste lograda fue irregular para las diferentes velocidades de giro. Esto último es de importancia práctica particularmente para determinar el desgaste por erosión en ductos, ya que pueden comprometer la integridad así como la funcionalidad de los mismos.

5. Referencias

[1] ASM Handbook, Friction Lubrication and Wear Technology, vol. 18, ASM International, United States, (1992).

[2] M. Patel, D. Patel, S. Sekar, P. B. Tailor, P. V. Ramana. Study of solid Particle Erosion Behaviour of SS 304 at Room Temperature, Procedia Technology, 23 (2016), 288-295.

[3] C. T. Morrison, R. O. Scattergood, Erosion of 304 stainless steel, Wear, 111 (1986), 1-13.

[4] J. R. Laguna-Camacho, A. Marquina-Chávez, J. V. Méndez-Méndez, M. Vite-Torres, E. A. Gallardo-Hernández. Solid particle erosion of AISI 304, 316 and 420 stainless steels, Wear, 301(2013), 398-405.

[5] L. Facciolo, A study on axially rotating pipe and swirling jet fows, Stockolm, Sweden, Technical reports from Royal Institute of Technology, Departament of Mechanics, (2006).

[6] L. Lapides, A. Levy. The halo effect in jet impingement solid particle erosion testing of ductile metals, Wear, 58 (1980), 301-311.

[7] Z. U. Ahmed, M. T. Al-Abdeli. The effect of inflow conditions on the development of non-swriling versus swirling impinging turbulent jets, Computers & Fluids, 118 (2015), 255-273.

[8] Standard, A.S.T.M. G76-95. Standard Test Method for Conducting Erosion Tests by Solid Particle Impingement Using Gas Jets, American Society for Testing and Materials (2000).

[9] A. W: Ruff, L. K. Ives. Measurement of solid particle velocity in erosive wear, Wear, 35 (1975), 195-199.

[10] P. J. Blau. Running-in: Art or Engineering?, Journal of Materials Engineering, 13 (1991), 47-53.

[11] Z. Martínez-Arriero, M. Vite-Torres, E. A. Gallardo-Hernández, J. R. Laguna-Camacho, C. Sedano-de la Rosa, C. Lasorsa. Erosion by silicon carbide particles on hard coating deposited on steel, International Journal of Current Research, 8 (2016), 25161-25165.

Comportamiento tribológico de recubrimientos de NiCrBSi dopados con WC y plaqueados con láser mediante ensayos de desgaste en seco bola-placa

A. Ortiz Marqués[1], A. García Martínez[2], R. González Rodríguez[3], J.M. Cuetos Megido[4], M.R. Fernández Rodríguez[5], M. Cadenas Fernández[6]

[1]*Dpto. de Tecnología Minera, Topográfica y de Estructuras, Universidad de León, España. aortm@unileon.es*
[2]*Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación, Universidad de Oviedo, España. garciamaralberto@uniovi.es*
[3]*Dpto. de Ciencia y Tecnología Náutica, Universidad de Oviedo, España. gonzalezrruben@uniovi.es*
[4]*Dpto. de Ciencia y Tecnología Náutica, Universidad de Oviedo, España. jmcuetos@uniovi.es*
[5]*Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación, Universidad de Oviedo, España. rocio@uniovi.es*
[6]*Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación, Universidad de Oviedo, España. cadenas@uniovi.es*

Este trabajo estudia el comportamiento mecánico y tribológico de recubrimientos realizados mediante plaqueado con láser formados por una aleación de NiCrBSi dopados con distintos porcentajes teóricos (0 a 50%) de partículas de refuerzo esferoidales de carburo de tungsteno (WC). La mayor densidad de las partículas de WC respecto a la fase matriz, hace necesario variar el ratio de volumen aportado de ambos materiales para cada concentración, durante el proceso de plaqueado con láser, a fin de mantener una altura de recubrimiento estable. Además, esta diferencia de densidades provoca que las partículas de WC tiendan a precipitar hacia el fondo del recubrimiento durante el proceso de solidificación, dando como resultado una distribución no homogénea en altura de las partículas de refuerzo. En esta investigación se evalúa el comportamiento tribológico considerando la concentración real en superficie de WC. Para caracterizar el desgaste del recubrimiento se realizan ensayos bola-placa en seco. Los resultados muestran una disminución exponencial del desgaste hasta que se alcanza una concentración real en superficie en torno al 30%; a mayores concentraciones ya no se aprecian cambios significativos en la disminución de desgaste. El mecanismo de desgaste varía con el porcentaje real en superficie de partículas de WC, pasando de un desgaste predominante adhesivo y oxidativo a un desgaste abrasivo a medida que aumenta el porcentaje de partículas de WC.

1. Introducción

Uno de los materiales más utilizados en los recubrimientos superficiales son las aleaciones con base níquel debido a su buen comportamiento frente a desgaste, impacto, fatiga, corrosión y condiciones térmicas adversas, todo ello, además, con un bajo coste [1-3]. Se han llevado a cabo numerosos estudios con el objetivo de mejorar aún más el comportamiento de estos recubrimientos superficiales y dichos estudios han apuntado en la dirección de añadir a la base formada por el material secundario partículas "duras" como (WC, NbC, Cr_3C_2, TiC, SiC, VC, WC-Ni). El efecto que producen estos carburos metálicos en los recubrimientos es el de aumentar notablemente la dureza de la aleación final y mejorar su comportamiento a desgaste. Los recubrimientos con estas características se denominan "Metal Matrix Composites" o MMC [4-8].

Diversos autores [9] han demostrado que la utilización de métodos de proyección térmica, como high velocity oxy fuel (HVOF) spraying, plasma spraying (PS) and flame spraying (FS) para la obtención de MMC, originan recubrimientos con poca adhesión al sustrato y una notable porosidad, concluyendo que uno de los métodos más adecuados para la obtención de MMC es el "plaqueado con láser", un proceso de proyección térmica que emplea una fuente láser para la fabricación del recubrimiento. La capa se obtiene por solapamiento de cordones paralelos mediante barridos del láser. La adherencia con el material base es muy buena, la porosidad obtenida reducida y homogeneidad en la capa alta. Tanto la dilución como el espesor son controlables mediante la correcta selección de parámetros de control del láser en el proceso [10-13].

Diversos autores [14] ya han estudiado la influencia de los diferentes porcentajes de partículas de WC en el comportamiento tribológico del recubrimiento. Los datos y resultados de estos trabajos hacen referencia a la concentración en peso de WC introducida en el alimentador de polvos (concentración teórica). Sin embargo esta concentración no es homogénea en la sección transversal del recubrimiento. La diferencia de densidad entre las partículas de la fase matriz y las de refuerzo hace que estas últimas precipiten hacia la zona baja del recubrimiento [15].

En este trabajo se ha estudiado el comportamiento a fricción y desgaste de un recubrimiento realizado mediante plaqueado con láser, formado por una aleación de NiCrBSi como matriz relativamente tenaz, a la cual se le han añadido partículas de WC con el objetivo de incrementar su dureza. Estas partículas de WC se insertan en la matriz metálica variando el porcentaje de unas probetas a otras (0%, 10%, 20%, 30%, 40% y 50%) y determinando posteriormente cómo influyen estas variaciones del porcentaje de WC en el comportamiento mecánico y tribológico de los recubrimientos. Para ello se realizaron ensayos tribológicos a fin de conocer con precisión el efecto de la concentración de WC en el comportamiento a fricción y desgaste de los diferentes recubrimientos. Para validar el comportamiento tribológico de estos recubrimientos se han realizado ensayos de desgaste en seco bola-placa (ASTM G99 – 05). Esta configuración permite el estudio de contactos deslizantes unidireccionales, adecuados para simular procesos industriales como el tren de laminación en caliente [16].

2. Procedimiento experimental

2.1. Materiales

Como material de sustrato, para este trabajo, se han empleado placas de acero C45E (43 x 40 x 10 mm). Para la fase matriz del recubrimiento se ha utilizado una aleación NiCrBSi con denominación comercial Metco 12C, con una granulometría media de -125 +45 µm. Como elemento de refuerzo de la aleación se ha optado por carburos de tungsteno de tipo esferoidal y con un tamaño de partícula medio de -106 +45 µm, cuya denominación comercial es Woka 50054 de la casa comercial Metco. Las características de ambos materiales de recubrimiento pueden verse en la Tabla 1.

Tabla 1: Materiales de recubrimiento

Material	Chemical composition (wt%)	Densidad del polvo (gr/cm^3)	Densidad del material fundido (gr/cm^3)	Temperatura de fusión (^oC)	Dureza Vickers (HV_1)
Metco 12C	84.59 Ni; 7.38 Cr; 1.62 B; 3.52 Si; 2.63 Fe; 0.26 C	4.78	8.1	1046	500
Woka 50054	4.11 C; 0.17 Fe; W balance	10	15.7	2870	2700-3400

2.2. Proceso de plaqueado con láser

Para la obtención de los recubrimientos se empleó un equipo de láser de CO2 Rofin Sinar con una potencia nominal de 1700 W y provisto con un cabezal de inyección coaxial de polvo Precitec YC 50M. El alimentador de polvo empleado es un Twin 10C Sulzer METCO, que permite la inyección simultanea de dos diferentes polvos de recubrimiento controlando independientemente el caudal de ambos. Se ha usado argón como gas de arrastre a una presión de 3 bares y un caudal de 5 l/min.

Se realizaron recubrimientos con la aleación base Ni con seis diferentes concentraciones de WC (0, 10, 20, 30, 40 y 50% en peso). Los parámetros del láser utilizados son: potencia 1750W, velocidad del cabezal 200 mm/min, caudal de inyección de polvo variable entre 13gr/min (para las probetas con 0% en peso de WC) y 18gr/min (para las probetas con una concentración de WC del 50%), obteniendo una separación entre crestas de cordones de 3.1 mm, para lo cual se empleó solapamiento variable entre el 11 y el 33%.

A fin de evitar el posible agrietamiento de las capas indicado por otros autores [9] especialmente para las concentraciones de WC más altas, el sustrato fue previamente precalentado a 400^oC [17] y sometido a un enfriamiento lento en horno (24 horas) tras el proceso de recubrimiento.

Para el estudio de la microestructura, así como la distribución de las partículas de WC en el recubrimiento, se ha utilizado microscopia óptica confocal (microscopio confocal Leica DCM 3D) y electrónica de barrido (SEM). Se ha utilizado un microdurómetro Shimadzu HMV-2000 para la determinación de la dureza Vickers en la sección transversal de la capas.

Los diferentes valores de densidad entre la aleación base Ni y el WC ($\rho_{NiCrBSI}/\rho_{WC}$ = 0.48), provocaron una reducción en el volumen del recubrimiento (y por lo tanto, en el espesor de la capa depositada) con el aumento de la concentración de partículas de refuerzo (WC). A fin de mantener un espesor estable para todos los recubrimientos, fue necesario variar el ratio de volumen aportado de ambos materiales para cada concentración durante el proceso de plaqueado con láser, para ello se utilizó la siguiente expresión:

$$Q_T = Q_{ref\ (0\%\,WC)} \cdot \frac{1}{1 - q \cdot \left(1 - \frac{\rho_{NiCrBSi}}{\rho_{WC}}\right)} \quad (1)$$

Donde:

Q_T: caudal total del recubrimiento
$Q_{ref(0\%WC)}$: caudal de referencia para un recubrimiento sin WC
q: tanto por uno de la fracción de caudal de polvo de WC que se aporta
$\rho_{NiCrBSi}$: densidad del polvo de la aleación base Níquel (gr/cm^3)
ρ_{WC}: densidad del polvo de Carburo de Tungsteno (gr/cm^3)

El recubrimiento final presenta baja porosidad y dilución (entre el 3% y el 7%), sin grietas, y una distribución no homogénea de las partículas de WC en su sección transversal.

Una vez finalizado el proceso de plaqueado con láser, los recubrimientos presentan una superficie irregular con espesores comprendidos entre 1000 y 1400 mm, dependiendo de los parámetros de proceso optimizados para cada concentración de WC.

2.3. Ensayos tribológicos

Los ensayos de fricción y desgaste se realizaron con un tribómetro Bruker® modelo UMT-3 en una configuración ball-on-disc según norma ASTM G-99. Previamente a la realización de ensayos los recubrimientos fueron rectificados y pulidos, obteniendo un acabado superficial con una rugosidad Ra ≤ 1 μm para garantizar las condiciones óptimas de la realización de los ensayos tribológicos y el posterior análisis de los recubrimientos con microscopía. Como contracuerpo se utilizaron bolas de WC (diámetro: 9.5 mm; dureza: 90.5 HRA).

Para cada concentración de WC en peso, se estudiaron tres velocidades lineales de deslizamiento diferentes: 290, 900, y 1500 mm/s. En cada probeta se realizaron tres huellas correspondientes a cada una de las velocidades, utilizando para ello tres radios diferentes: R_{max} = 17 mm, $R_{intermedio}$ = 13,5 mm, y R_{min} = 10 mm como se puede observar en la figura 1. Cada ensayo se llevó a cabo tres veces en condiciones idénticas. Para evitar la interferencia entre pistas, el ancho máximo de huella se limitó en base a resultados del proyecto (entre 1,6 y 2 mm).

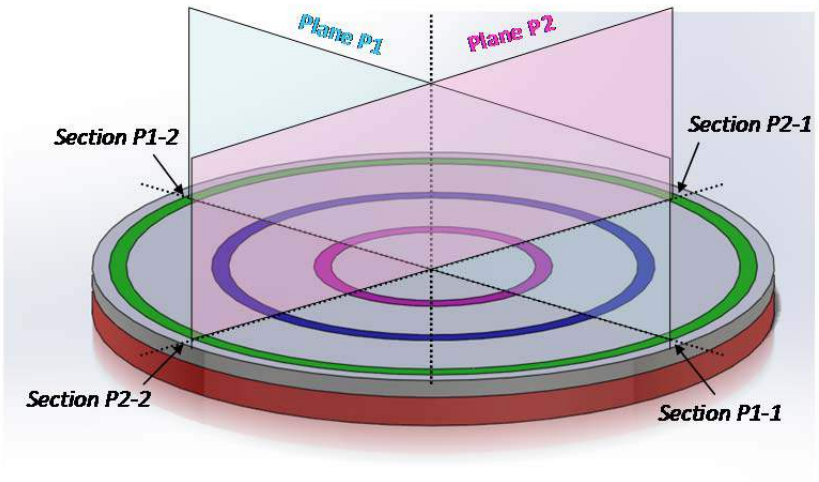


Figura 1: Puntos de recogida de datos en cada pista de desgaste.

Se realizaron varios ensayos previos a fin de determinar las condiciones de ensayo más adecuadas que permitiesen obtener una huella de desgaste cuantificable en los recubrimientos con mayor contenido en WC, pero que no causaran deformación plástica en aquellos sin presencia de partículas de refuerzo. Así se realizaron test de 36000 contactos entre la bola y un punto cualquiera de la huella, siendo las distancias deslizadas 3845 m

para la pista externa, 3054 m la pista intermedia y 2262 m para la pista de menor radio. Todos ellos a temperatura ambiente y con una carga normal de 60 N. El coeficiente de fricción se midió en tiempo real durante la realización de los ensayos. Antes de los ensayos las probetas fueron limpiadas ultrasónicamente con heptano durante 5 minutos y secadas con aire caliente.

El desgaste en cada sección transversal se ha determinado como el área (μm^2) del perfil de huella en dicha sección que fue determinado mediante una microscopio confocal Leica DCM 3D. Las huellas de desgaste fueron también analizadas mediante microscopia electrónica de barrido (SEM) con detección de energía dispersiva (EDS).

Para la obtención de datos se tomaron mediciones en los cuatro puntos cardinales, equidistantes angularmente como se muestra en la figura 1, considerando una longitud de pista de desgaste de 875 μm. Dentro de dicha longitud de pista, se establecieron tres medidas transversales correspondientes al 25, 50 y 75% de la longitud indicada, obteniendo para cada huella un total de 12 mediciones.

2.4. Medida de la concentración real de WC en la superficie de los recubrimientos

Como se ha indicado anteriormente, la concentración de partículas de WC no es homogénea en la sección transversal del recubrimiento, los carburos de tungsteno tienden a precipitar a la parte baja del recubrimiento, mostrando por tanto una concentración variable de los mismos en función de la profundidad de la capa. Por esta razón se ha realizado un estudio del porcentaje real de partículas de WC tanto en la superficie que va a ser ensayada a desgaste, como en la sección transversal del recubrimiento.

Para determinar la concentración real de WC en la superficie estudiada, se tratan digitalmente las imágenes de la superficie del recubrimiento adyacente a las pistas de desgaste. Mediante software de tratamiento de imagen se redujo la fotografía a tres colores: uno para la fase matriz, otro para los carburos y otro para los poros. Utilizando un software de procesado fotográfico desarrollado por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Oviedo se analizaron los píxeles de cada color contenidos en la imagen, lo que ha permitido estimar el porcentaje en volumen de la fase matriz, partículas de refuerzo y poros de la superficie sometida a ensayo.

Conocido el porcentaje en volumen de WC, se determina el porcentaje real en peso, empleando la siguiente fórmula que relaciona el porcentaje real en peso de carburos con el porcentaje en volumen de los mismos a través de las densidades de fase matriz y de las partículas de carburo de tungsteno.

$$\%\, real\ en\ peso\ de\ WC = \frac{\%\, real\ en\ vol. WC \cdot\ \rho_{WC}}{\%\, real\ en\ vol.\ WC \cdot\ \rho_{WC} + (100 -\ \%\, real\ en\ vol.\ WC) \cdot\ \rho_{NiCrBSi}} \quad (2)$$

Donde:

$\rho_{NiCrBSi}$: 8.1 gr/cm^3.
ρ_{WC}: 15.7 gr/cm^3.

3. Resultados y discusión

3.1. Propiedades del recubrimiento

En la figura 2 se observa la distribución no homogénea en altura de las partículas de refuerzo en el recubrimiento. Debido al punto de fusión elevado que presenta el WC y la mayor densidad con respecto a la fase matriz, las esferas de WC tienden a precipitar, causando durante el proceso de solidificación una mayor concentración de WC en las áreas de superposición entre cordones [18] y en el fondo del recubrimiento. Dando lugar a concentraciones superiores a la teórica cerca del material base, mientras que la concentración real disminuye al aumentar la distancia al material base.

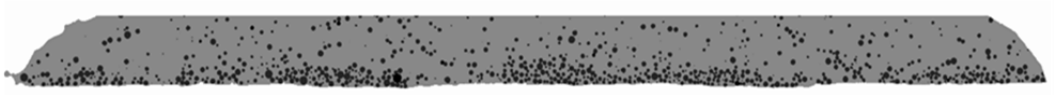


Figura 2. Sección transversal de un recubrimiento (concentración real de WC en superficie de 13.07% en peso y concentración de WC teórica introducida en el alimentador de polvo de 30% en peso).

3.2. Resultados de desgaste

Las variaciones obtenidas en el coeficiente de fricción (COF) no son sustanciales (figura 3). Sin embargo se aprecia un ligero incremento del mismo al aumentar el porcentaje real en superficie de WC, oscilando entre los valores 0,5 y 0,6. Este incremento se debe probablemente a la interacción de las partículas de refuerzo con el contracuerpo.

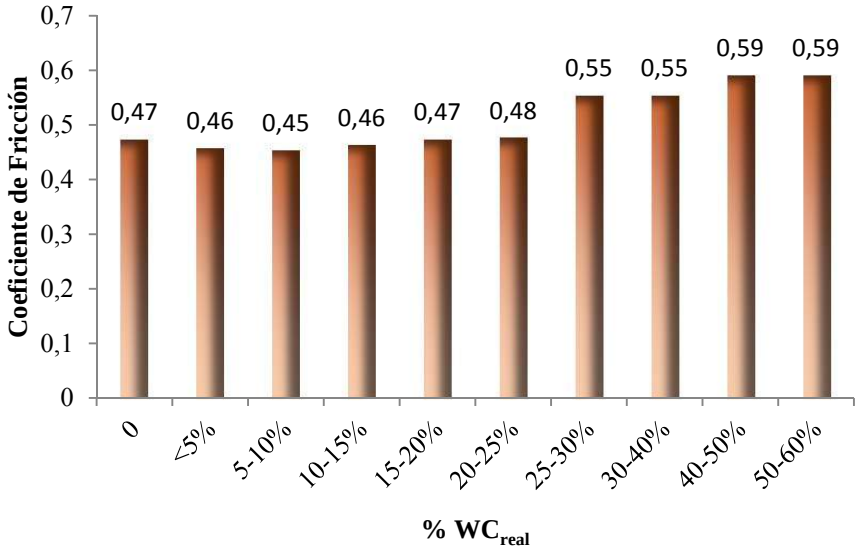


Figura 3. Coeficiente de fricción promedio

En la figura 4, no se observan diferencias significativas en la tendencia del desgaste cuando variamos la velocidad de deslizamiento, concluyendo que la velocidad no es determinante en el comportamiento tribológico.

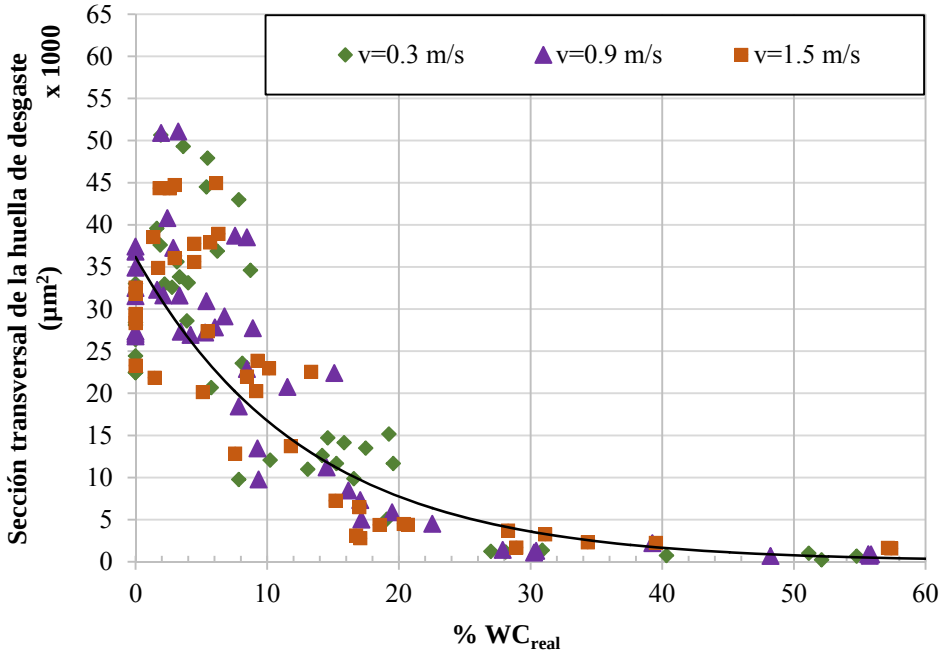


Figura 4. Sección media de huella de desgaste en función de la concentración real de WC para las tres velocidades de deslizamiento estudiadas.

En el análisis del comportamiento a desgaste, considerando el área de la sección de la huella, se produce un punto de inflexión alrededor de la concentración real en superficie del 30% en peso de WC. Por debajo de este valor, se observa una clara disminución del desgaste a medida que aumenta la concentración de WC. Sin embargo, por encima del citado valor, se estabiliza la sección de huella de desgaste, no apreciándose ninguna mejora en el comportamiento a desgaste. De hecho, puede resultar contraproducente, ya que el incremento del porcentaje en peso de WC por encima del 30%, supondría un aumento en el coste y un importante incremento de las tensiones residuales [19], lo que dificulta la obtención de un recubrimiento sin grietas. Esta conclusión se puede advertir en los diferentes mecanismos de desgaste presentes en el recubrimiento al variar el porcentaje de WC presente en el mismo.

Si no hay partículas de refuerzo, el mecanismo de desgaste predominante es el adhesivo, observándose también la formación de una fina capa de óxido que protege la superficie. Este mecanismo se describe en [20].

A medida que se va incrementando el porcentaje de partículas de WC, hasta un 30% en peso (medido en superficie), el mecanismo de desgaste evoluciona paulatinamente hacia un desgaste abrasivo. Por un lado, el incremento de carburos provoca un incremento en la dureza de la fase matriz, lo cual dificulta en cierto modo la adhesión de las superficies. Por otro lado, la presencia de carburos en la superficie, embebidos en una matriz de mayor dureza y fragilidad, propicia la fragmentación de los carburos en partículas de menor tamaño, que se pulverizan sobre el contacto. Este fenómeno favorece el desgaste abrasivo, al tiempo que contribuye a eliminar la película de óxido que se observa con bajos porcentajes de WC.

La figura 5 muestra una micrografía SEM de la huella de desgaste de una probeta con un 30% de WC en superficie. En la imagen de electrones secundarios se aprecia la presencia de surcos de desgaste abrasivo, así como de carburos de gran tamaño fragmentados. En la imagen de electrones retrodispersados se aprecia en tono más claro los fragmentos de WC (mayor peso atómico del wolframio), y su mayor concentración en las zonas próximas a los carburos de mayor tamaño más fragmentados.

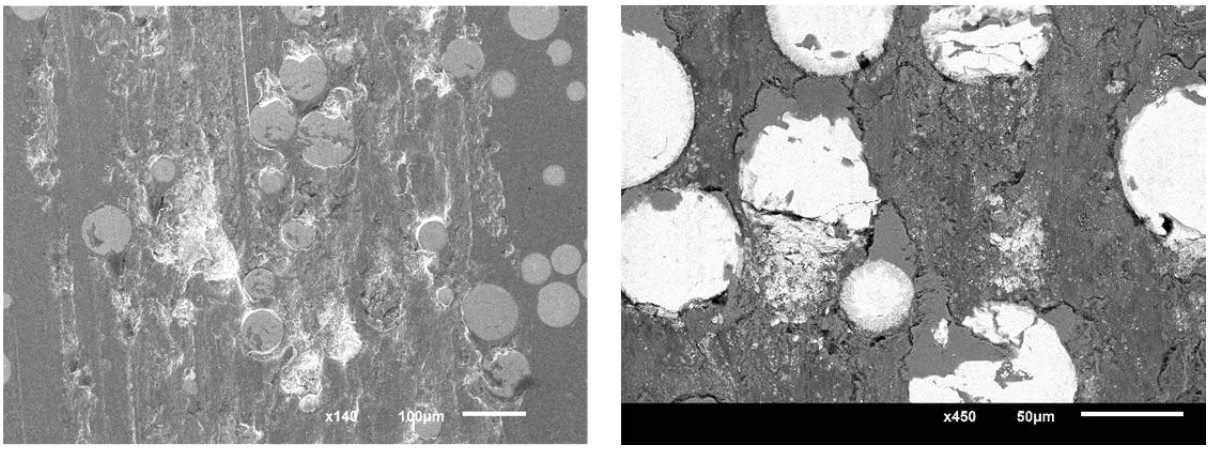


Figura 5. Micrografía SEM de partículas de WC fragmentadas en la huella de desgaste de una probeta con un 30% de WC. Imagen de electrones secundarios (izquierda) e imagen de electrones retrodispersados (derecha).

Para concentraciones superiores al 30% en peso real en superficie, no se observan cambios relevantes, manteniéndose el desgaste abrasivo y la fragmentación de carburos como mecanismo de desgaste predominante, al igual que han concluido otros investigadores [21].

4. Conclusiones

Las principales conclusiones obtenidas del presente estudio se pueden resumir en:

- "La adición de partículas de WC permite mejorar el comportamiento a desgaste de los recubrimientos de NiCrBSi proyectados por láser. Se observa como la disminución del desgaste sigue una curva exponencial a medida que aumenta el porcentaje de WC.
- Para mantener un espesor estable en los diferentes recubrimientos, es necesario modificar el caudal de polvo en el alimentador tanto de la fase matriz como de las partículas de refuerzo, a medida que vamos aumentando la concentración de las mismas en los recubrimientos.

- La mayor densidad que presentan las partículas de WC frente a la fase matriz, provoca que estas precipiten durante el proceso de solidificación, dando lugar a una distribución no-homogénea de WC en el recubrimiento.
- Existe un límite de concentración real en superficie de WC por encima del cual apenas se produce disminución del desgaste aunque aumente el porcentaje de carburo de tungsteno, este límite está situado aproximadamente en el 30% en peso.
- El mecanismo de desgaste presente en el recubrimiento depende del porcentaje real en superficie de WC.
- Sin la presencia de partículas de refuerzo en el recubrimiento, predomina el mecanismo de desgaste adhesivo, formándose a su vez una fina capa de óxido protectora. Con el aumento de la concentración de partículas de WC real en superficie, la matriz endurece y asimismo se produce una fragmentación de partículas duras que dan como resultado un mecanismo de desgaste predominante de tipo abrasivo, el cual prevalece para concentraciones altas de WC, por encima del 30%WC en peso.
- Para el rango de velocidades estudiadas, no se aprecia una relación clara entre el desgaste producido y la velocidad lineal de deslizamiento entre superficie y contracuerpo.
- El valor del coeficiente de fricción (COF) aumenta ligeramente con el aumento de la concentración de carburo de tungsteno real en superficie de los recubrimientos.

5. Agradecimientos

Los autores desean expresar su agradecimiento al Ministerio de Economía y Competitividad, por financiar el Proyecto DESCARTA (DPI2010-15285) del Plan Estatal de I+D+i, en el marco del cual se ha desarrollado esta investigación. Los autores también agradecen a la Fundación para la Promoción en Asturias de la Investigación Científica Aplicada y la Tecnología (FICYT) por financiar el GRUPIN14-023, en la que también se ha apoyado esta investigación.

6. Referencias

[1] E. Fernández, M. Cadenas, R. Gonzalez, C. Navas, R. Fernández, J. Damborenea. Wear behaviour of laser clad NiCrBSi coating, Wear, 259, (2005), 870-875.
[2] C. Navas, R. Vijande, J.M. Cuetos, M.R. Fernández, J. Damborenea. Corrosion behaviour of NiCrBSi plasma-sprayed coatings partially melted with laser, Surf. Coat. Technol., 201, (2006), 776-785.
[3] A. García, M. Cadenas, R.M Fernández, A. Noriega. Tribological effects of the geometrical properties of plasma spray coatings partially melted by laser, Wear, 305, (2013), 1-7.
[4] P. Niranatlumpong, H. Koiprasert. Phase transformation of NiCrBSi–WC and NiBSi–WC arc sprayed coatings, Surf. Coat. Technol., 206, (2011), 440-445.
[5] B. Yin, G. Liu, H. Zhou, J. Chen, F. Yan. Sliding Wear Behavior of HVOF-sprayed Cr3C2-NiCr/CeO2 Composite Coatings at Elevated Temperature up to 800 °C, Tribology Letters, 37, (2010), 463-475.
[6] Z. Zhang, Z. Wang, B. Liang. Microstructure and dry-sliding wear behavior of thermal sprayed and fused Ni-based coatings with the addition of La2O3, Tribol. Lett., 37, (2010), 141-148.
[7] J.R. García, J.M. Cuetos, E. Fernández, V. Higuera. Laser surface melting Cr-Ni coatings, in the erosive-corrosive atmosphere of boilers, Tribol. Lett., 28, (2007), 99-108.
[8] G. Chun, C. Jianmin, Z. Jiansong, Z. Jierong, W. Lingqian. Effects of WC-Ni content on microstructure and wear resistance of laser cladding Ni-based alloys coating, Surface & Coatings Technology, 206, (2012), 2064-2071.
[9] K. Van Acker, D. Vanhoyweghen, R. Persoons, J. Vangrunderbeek. Influence of tungsten carbide particle size and distribution on the wear resistance of laser clad WC/Ni coatings, Wear, 258, (2005), 194-202.
[10] J. Nurminena, J. Näkki, P. Vuoristo. Microstructure and properties of hard and wear resistant MMC coatings deposited by laser cladding, Int. J. of Refractory Metals and Hard Mater, 27, (2009), 472-478.
[11] Z. Iždinská, A. Nasher, K. Iždinský. The structure and properties of composite laser clad coatings with Ni based matrix with WC particles, Mater. Eng., 17, (2010), 1-5.
[12] M.J. Tobar, C. Alvarez, J.M. Amado, G. Rodríguez, A. Yañez. Morphology and characterization of laser clad composite NiCrBSi-WC coatings on stainless steel, Surf. Coat. Technol., 200, (2006), 6313-6317.
[13] A.H. Garrido, R. González, M. Cadenas, A.H. Battez. Tribological behavior of laser-textured NiCrBSi coatings, Wear, 271, (2011), 925-933.

[14] J.S. Xu, X.C. Zhang, F.Z. Xuan, Z.D. Wang, S.T Tu. Microstructure and Sliding Wear Resistance of Laser Cladded WC/Ni Composite Coatings with Different Contents of WC Particle, J. of Mater. Eng. and Perform, 21, (2012), 194-1911.
[15] C. Guo, J. Zhou, J. Chen, J. Zhao, Y. Yu, H. Zhou. High temperature wear resistance of laser cladding NiCrBSi and NiCrBSi/WC-Ni composite coatings, Wear, 270, (2011), 492-498.
[16] S. Matthews, B. James. Review of Thermal Spray Coating Applications in the Steel Industry: Part 1-Hardware in Steel Making to the Continuous Annealing Process. Journal of Thermal Spray Technology, 19(6), (2010), 1267-1276.
[17] C. Guo, J. Zhou, J. Chen, J.Zhao, Y. Yu, H. Zhou. High temperature wear resistance of laser cladding NiCrBSi and NiCrBSi/WC-Ni composite coatings, Wear, 270, (2011), 492-498.
[18] V. Ocelík, M. Eekma, I. Hemmati, J.Th.M. De Hosson. Elimination of Start/Stop defects in laser cladding. Surface & Coatings Technology, 206, (2012), 2403-2409.
[19] J.S. Xu, X.C. Zhang, F.Z. Xuan, F.Q. Tian, Z.D. Wang, S.T. Tu. Tensile properties and fracture behavior of laser cladded WC/Ni composite coatings with different contents of WC particle studied by in-situ tensile testing, Mater. Sci. Eng., 560, (2013), 744-751.
[20] R. Gonzalez, M.A. García, I. Peñuelas, M. Cadenas, M.D. Fernandez, A.H. Battez, D. Felgueroso. Microstructural study of NiCrBSi coatings obtained by different processes, Wear, 263, (2007), 619-624.
[21] N. Y. Sari, M. Yilmaz. Improvement of wear resistance of wire drawing rolls with Cr-Ni-B-Si+WC thermal spraying powders. ScienceDirect, Surface & Coatings Technology, 202, (2008), 3136-3141.

Comportamiento tribológico de pares recubiertos por PVD lubricados con líquidos iónicos basados en el anión FAP^- utilizado como aditivo

R. González Rodríguez[1], J.L. Viesca Rodríguez[2], A. Hernández Battez[3], D. Blanco Alonso[4]

[1]*Dpto. de Ciencia y Tecnología Náutica. Universidad de Oviedo. gonzalezrruben@uniovi.es*

[2]*Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación. Universidad de Oviedo. viescajose@uniovi.es*

[3]*Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación. Universidad de Oviedo. aehernandez@uniovi.es*

[4]*Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación. Universidad de Oviedo. davidwhite_dave@yahoo.es*

Este trabajo analiza el comportamiento tribológico del líquido iónico 1-Butyl-1-methylpyrrolidinium tris(pentafluoroethyl) trifluorophosphate ([BMP][FAP]) como aditivo en una polialfaolefina (PAO 6) en la lubricación de pares recubiertos por PVD de CrN y TiN. El comportamiento a fricción y desgaste fue determinado mediante un tribómetro CETR-UMT-3, con una configuración "ball-on-plate" y movimiento alternativo. Los ensayos de desgaste acelerado se realizaron a dos cargas (20 y 40 N) y la frecuencia del movimiento alternativo fue de 10 Hz. El comportamiento tribológico de esta mezcla también fue comparado con el de una mezcla formada, por el mismo aceite base, y un aditivo tradicional antidesgaste, el dialkilditiofosfato de zinc (ZDDP). Como aditivo, el líquido iónico exhibió una importante reducción de la fricción y el desgaste comparado con el aceite base sin aditivar. Sin embargo, los ensayos realizados utilizando ZDDP como aditivo mostraron unos resultados significativamente mejores.

1. Introducción

Los líquidos iónicos (LIs) son sales formadas por la interacción entre un anión inorgánico débilmente coordinante y un catión orgánico. La química y la funcionalidad de los LIs se controla normalmente por el anión. Además, la elección del catión tiene un fuerte impacto en las características de la sal y a menudo define su estabilidad. Recientemente, ha habido un considerable interés en los LIs debido a su gama única de propiedades y características particulares, tal como una insignificante presión de vapor, un bajo punto de fusión y de inflamabilidad, su alta conductividad iónica y la estabilidad termo-oxidativa, y una miscibilidad controlada con compuestos orgánicos [1- 6].

La existencia de una amplia variedad de iones lleva a considerar un número teórico de posibles combinaciones para formar LIs de 10^{18}, por lo que la creación de un nuevo LI parece ser relativamente fácil. Sin embargo, siendo realistas debe considerarse una cifra inferior y en la actualidad se han descrito alrededor de 1.000 líquidos en la literatura (con aproximadamente 300 líquidos disponibles comercialmente [2]). Además, su potencial como fluidos de ingeniería es alta, ya que pueden formar lubricantes "de diseño" con sus propiedades adaptadas a una aplicación en particular [1]. Últimamente, se han llevado a cabo importantes esfuerzos con el fin de desarrollar lubricantes de alto rendimiento y disolventes verdes que satisfagan la demanda actual. Sin embargo, con el fin de determinar la utilidad tribológica del nuevo compuesto, se hace necesario un mayor conocimiento y la determinación de sus propiedades físicas y químicas [2,7].

A pesar del inconveniente que supone tener un coste más alto en comparación con otros fluidos convencionales, el interés en líquidos iónicos es impulsado por la versatilidad potencial de estos fluidos, particularmente para las aplicaciones más exigentes. Estos materiales pueden tener una mayor utilidad como aplicaciones en diferentes campos, tales como la electroquímica, la tecnología de extracción, la catálisis, el desarrollo de nuevos materiales, síntesis orgánica y Tribología [3-6]. En los últimos años, ha habido un crecimiento exponencial de los estudios sobre ellos como una clase alternativa de lubricantes o aditivos, en particular bajo condiciones extremas de funcionamiento. Sin embargo, a pesar de la considerable investigación en líquidos iónicos como lubricantes especiales, sus propiedades tribológicas y mecanismo de acción siguen siendo poco conocidas [1,8].

Los líquidos iónicos han sido estudiados en la última década como lubricantes en una serie de diferentes contactos, en particular: de acero inoxidable [9-15], materiales ligeros (aleaciones de aluminio y silicio) [16-20],

varias superficies de ingeniería como recubrimiento de níquel nanocristalino [21], bronce fosforoso [22], recubrimiento de composición Ni/Si_3N_4 electrodepositado [23], de acero inoxidable 1Cr18Ni9Ti modificado por nitruración por plasma [24] y muchos otros [25-27]. Hace unos años, se han utilizado una variedad de sales de imidazolio [BF4] y [PF6] (como aditivos o lubricante puro) que se pueden obtener a un precio asequible, mostrando buen comportamiento a fricción y al desgaste [28, 29]. Una de las aplicaciones más prometedoras de estos nuevos lubricantes es su uso en condiciones severas, puesto que en tales condiciones frecuentemente lubricantes convencionales fallan [6,12,16,30-32]. Actualmente, un significativo porcentaje de la actividad de investigación en dicha línea se centra en las interacciones de superficie entre el material y el líquido iónico, que define la eficiencia del líquido iónico como lubricante [5, 33]. Se puede concluir que este tipo de lubricante muestra un mejor comportamiento tribológico que los aceites sintéticos, minerales o de motor, usados normalmente para diferentes superficies lubricadas [3,4,17,34].

Recientemente, el trifluorotris(pentafluoroetil) fosfato [FAP] ha sido introducido como un anión altamente hidrofóbico precursor de líquidos iónicos. En comparación con los convencionales aniones $[BF_4]$ y $[PF_6]$, la excelente estabilidad hidrolítica evita el problema de corrosión, y la flexibilidad del resto catiónico en la preparación de líquidos iónicos proporciona un buen lubricante y propiedades tribológicas, haciendo que este anión sea altamente adecuado para su uso en aplicaciones tribológicas [35]. La mayoría de investigaciones tribológicas sobre los LIs utilizan cationes derivados de imidazolio [1,11-13,17,18,20,28,29,32,33]. Sin embargo, Nainaparampil et al. [36] utilizaron los líquidos iónicos con baja volatilidad y alta estabilidad ambiental como lubricantes, incluyendo la utilizada en este trabajo, para sistemas microelectromecánicos (MEMS) con deslizamiento.

Con el fin de minimizar los problemas industriales derivados de fallos por desgaste, podría extenderse la vida de la herramienta industrial mediante la aplicación de la tecnología de recubrimiento superficial a base de deposición física de vapor (PVD) [37]. La utilidad de estos recubrimientos es muy diferente: desde decorativa, a aplicaciones ópticas y magnéticas al servicio médico, siendo las más comunes aquellas aplicaciones basadas en la mejora de las propiedades tribológicas de los elementos de la máquina [38]. El nitruro de cromo (CrN) es recubrimiento cerámico de baja fricción que ha sido utilizado cada vez más no sólo por sus propiedades anti-desgaste, sino también por su estabilidad térmica, alta dureza y propiedades anticorrosivas y anti-adhesivas que produce una excelente capa protectora [39,40]. Como se desprende de algunos trabajos previamente publicados, el comportamiento al desgaste y a la corrosión del recubrimiento de CrN en condiciones lubricadas mejoran, en comparación con el cromo duro: por lo tanto, el primero puede ser considerado como un sustituto potencial para sustituir este último [41].

Debido al excelente comportamiento tribológico exhibido por el recubrimiento de CrN en condiciones de lubricación límite, las incorporación de estos recubrimientos en componentes de automoción, especialmente para los segmentos de pistón, se han incrementado en la última década [42]. Además, el estudio de la fricción y las características de desgaste y mecanismos de fallo del recubrimiento TiN por PVD han demostrado que puede mejorar el rendimiento tribológico y extender la vida útil de los componentes. Este recubrimiento con frecuencia ofrece un buen acabado superficial y buena protección contra la corrosión, alta resistencia al desgaste y un bajo coeficiente de fricción [38,43].

Blanco et al. [44,45] trabajaron con un líquido iónico basado en el anión amonio, etil-dimetil-2-methoxyethylammonium tris (pentafluoroetil) trifluorofosfato líquido iónico ([(NEMM) MOE] [FAP]), como aditivo al 1% en peso a una polialfaolefina (PAO 6) para la lubricación de recubrimientos de CrN y TiN. Este LI provocó, para ambos recubrimientos, una ligera reducción de la fricción en comparación con las pruebas realizadas con el aceite base (PAO 6) puro, pero lejos de la más baja reducción de la fricción y del desgaste alcanzados al utilizar el tradicional aditivo ZDDP en la misma proporción.

Hernández et al. [46] analizaron el mismo líquido iónico [(NEMM) MOE] [FAP] como lubricante puro y como aditivo (utilizando PAO 6 como aceite de base) dentro de la lubricación de tres recubrimientos por PVD (TiN, CrN y DLC). Los resultados muestran una importante disminución de la fricción y el desgaste cuando se utiliza el LI como lubricante puro. Además, se observó una reducción de la fricción cuando se utilizó el líquido iónico como aditivo en comparación con el rendimiento del PAO 6 sin aditivar.

Teniendo en cuenta las aplicaciones industriales de estos recubrimientos en contactos lubricados y el creciente interés en la investigación de los líquidos iónicos en la lubricación, este trabajo estudia el uso de un líquido iónico, el 1-butil-1- metilpirrolidinio tris (pentafluoroetilo) trifluorofosfato líquido iónico ([BMP] [PAF]), como aditivo al 1% en peso en una polialfaolefina (PAO 6) para la lubricación de dos recubrimientos por PVD (CrN y TiN) e incluye una comparación con el comportamiento tribológico de la PAO 6 que contiene una concentración idéntica de ZDDP en la lubricación de la mencionada anteriormente.

2. Experimentación

Con el fin de estudiar la eficacia del líquido iónico [BMP] [FAP] como aditivo lubricante, se utilizó una polialfaolefina (PAO 6), proporcionada por REPSOL S.A., como el aceite de base. El líquido iónico utilizado en este trabajo fue adquirido a la compañía Merck KGaA (Darmstadt, Alemania).

Además, como referencia se utilizó una mezcla de PAO 6 con un aditivo tradicional, ZDDP. El ZDDP (CAS No. 68457-79-4) fue suministrado por REPSOL SA. Las características de los materiales y muestras utilizadas en los experimentos se listan en la Tabla 1.

Tabla 1: Propiedades de materiales.

Materials	**Properties**			
Base Oil/Additive	Density (g/cm^3) ASTM D 4052 (15 ºC)	Kinematic viscosity (mm^2/s) ASTM D 445		Viscosity Index ASTM D 2270
		40 ºC	100 ºC	
PAO 6	0.826	31.0	5.90	135
ZDDP	2.320	320	14	-

PVD Coatings	**Thickness (µm)**	**Hardness (Vickers)**
TiN	2.9	1633
CrN	3	2137

Ionic Liquid

IUPAC name	**Purity (%)**	**Water content (%)**
1-Butyl-1-methylpyrrolidinium tris(pentafluoroethyl)trifluorophosphate	98	<1 (Karl Fisher)

Con el fin de dispersar el LI y el ZDDP al 1% en peso en el aceite base se utilizó una sonda ultrasónica durante 5 minutos. Para las pruebas tribológicas, se empleó un micro-tribómetro CETR-UMT-3 con una configuración de movimiento alternativo de bola sobre placa. Las bolas de acero al cromo AISI 52100 con un diámetro de 9,5 mm y una dureza de 63 HRC estaban en contacto con placas de acero ASTM A-569 (10x10x3 mm^3) recubiertas con TiN y CrN, respectivamente, en presencia de 15 ml de mezcla PAO de 6 + 1% en peso [BMP] [PAF]. En las mismas condiciones, el aceite base puro (PAO 6) y la mexcla PAO 6 + 1% en peso de ZDDP se ensayaron también para comparar los resultados.

Los ensayos de fricción y el desgaste se llevaron a cabo durante un período de 30 minutos bajo cargas normales de 20 y 40 N (correspondiente a significar presiones de contacto de 0,9 y 1,14 GPa, respectivamente), 1 mm de amplitud y una frecuencia de 10 Hz. La carga normal se aplicó mediante un servomecanismo de circuito cerrado. Se hicieron tres repeticiones para cada condición de ensayo a temperatura ambiente.

Después de los ensayos tribológicos, se analizó la superficie ensayada a fin de determinar el volumen de desgaste de las placas inferiores recubiertas. Para ello se utilizó un microscopio interferómetro Zygo New View 5000. La composición química de las superficies desgastadas también se determinó por espectroscopía de fotoelectrones de rayos X (XPS) mediante un equipo SPECS Phoibos equipado con una analizador de electrones 100 MCD5, utilizando radiación Mg K alfa (hv = 1253,6 eV).

Con el fin de estudiar el posible daño por corrosión de las superficies revestidas debido a su interacción con el líquido iónico puro se aplicó sobre las superficies de CrN y TiN (previamente limpiados en un baño ultrasónico con heptano y secadas al aire) dicho LI, que se mantuvo a temperatura ambiente durante dos semanas mientras que se observó la actividad de la corrosión. Además, las superficies recubiertas se sumergieron en el líquido iónico y se mantuvieron a 100 °C durante 10 h. Después de ambas pruebas, se analizaron las superficies recubiertas mediante microscopía electrónica de barrido (SEM) y la espectroscopia de dispersión de energía (EDS). Como resultado, no se detectó actividad corrosiva en las superficies recubiertas con TiN o CrN.

3. Resultados y discusión

El coeficiente de fricción se midió durante las pruebas. Los determinaron los valores medios de las 3 réplicas realizadas para cada condición de ensayo y revestimiento PVD, asegurándose de que los valores de desviación típica estaban por debajo de 0,009 en todos los casos (Tabla 2). Como se observa, hay un aumento lógica del coeficiente de fricción cuando la carga aplicada se eleva.

La Fig. 1 también muestra el coeficiente de fricción en función del tiempo para todas las pruebas realizadas con los pares recubiertos de CrN y TiN. Se observan valores bastante constantes del coeficiente de fricción para todos los lubricantes utilizados.

Tabla 2: Resultados de fricción todos los ensayos.

Carga (N)	Recubrimiento	Lubricante	Media	Desviación Estándar	Reducción del COF (%)
20	CrN	PAO 6	0.122	0.0061	-
		+1% ZDDP	0.077	0.0033	36.85
		+1% IL	0.099	0.0030	18.38
	TiN	PAO 6	0.132	0.0061	-
		+1% ZDDP	0.072	0.0028	45.42
		+1% IL	0.091	0.0033	36.33
40	CrN	PAO 6	0.130	0.0061	-
		+1% ZDDP	0.098	0.0035	24.14
		+1% IL	0.110	0.0037	15.21
	TiN	PAO 6	0.164	0.0087	-
		+1% ZDDP	0.086	0.0046	47.43
		+1% IL	0.137	0.0043	15.54

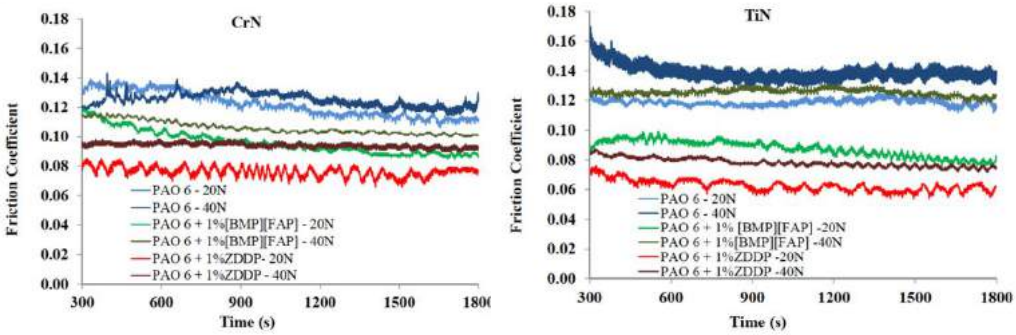


Figura 1: Evolución del coeficiente de fricción durante los ensayos tribológicos: (izq.) CrN; (der.) CrN.

Para ambos recubrimientos por PVD (CrN y TiN) bajo una carga aplicada de 20 N, no se detectaron diferencias significativas entre las muestras de lubricante. La mezcla con ZDDP muestra el coeficiente de fricción más bajo de las tres muestras de aceite. El mecanismo de acción del ZDDP puede explicar este hecho debido a la interacción aditivo - superficie de metal, lo que evita la soldadura y reduce la fricción y el desgaste [47,48].

Para los ensayos realizados con líquido iónico como aditivo, también se puede observar una reducción del coeficiente de fricción significativa en comparación con PAO 6 puro (sin aditivar). Sin embargo, este resultado era inferior en comparación con el rendimiento obtenido cuando se emplea el aditivo tradicional ZDDP.

El comportamiento a fricción observado en las pruebas realizadas a 40 N fue muy similar a la medida a 20 N. La muestra que contiene ZDDP exhibió el mejor rendimiento antifricción, mientras el PAO 6 puro obtuvo los peores resultados. Desde el punto de vista de la reducción de la fricción, la Tabla 2 también muestra que el ZDDP es mejor que el líquido iónico para todos los recubrimientos y para todas las condiciones de ensayo. Por otra parte, el líquido iónico también mejoró el rendimiento de PAO 6 bajo todas las condiciones de ensayo, mostrando el mejor rendimiento a 20 N para ambos recubrimientos por PVD.

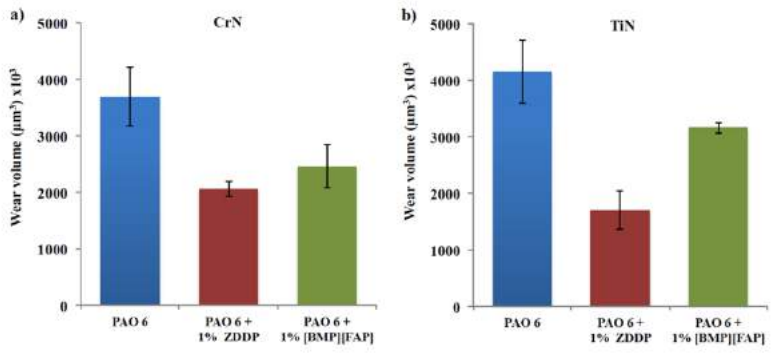


Figura 2: Resultados del desgaste para ensayos realizados a 40 N: (a) CrN; (b) TiN

La Figura 2 muestra solamente los resultados de volumen de desgaste para las pruebas realizadas en 40 N, ya que el desgaste en 20 N fue demasiado bajo para ser medido. En la carga aplicada más baja, se observó un excelente rendimiento anti-desgaste cuando se utilizó ZDDP como el aditivo, puesto que no se detectó ningún daño significativo en la superficie (Figura 3).

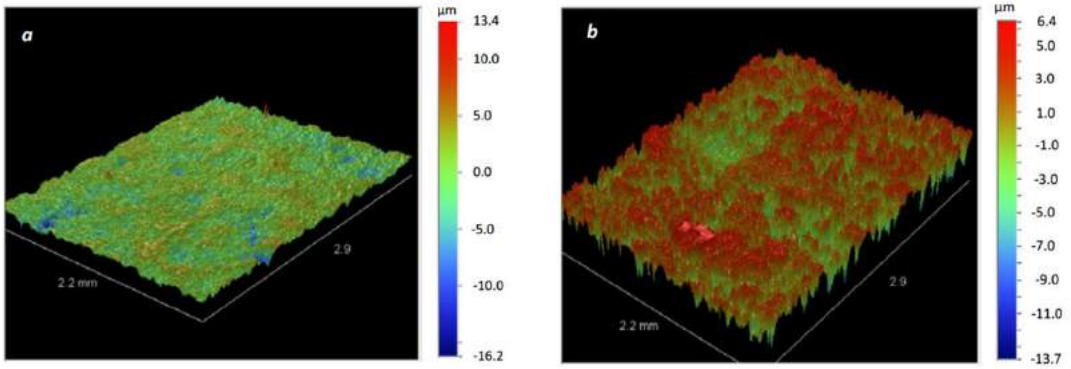


Figura 3: Imagen 3D de superficies de desgaste después de los ensayos tribológicos a 20 N lubricados con PAO 6 +1% ZDDP: (a) CrN y (b) TiN.

Estos resultados de desgaste están de acuerdo con los valores de fricción mencionadas anteriormente en la Tabla 2. El desgaste obtenido durante los ensayos realizados con aceite base puro a 40 N son claramente los mayores. Sin embargo, se observó una reducción de los daños sufridos por las superficies recubiertas cuando se utilizó como mezcla lubricante el PAO 6 + 1% en peso de ZDDP y el PAO 6 + 1% en peso [BMP] [PAF]. El mezcla aceite base + ZDDP como aditivo, conjuntamente con los recubrimientos de TiN, exhibió la mayor reducción de desgaste, de casi el 60% en comparación con el aceite sin aditivar. Sin embargo, los resultados también muestran una notable reducción en el desgaste (más del 25%), para ambos recubrimientos, cuando se utilizó el líquido iónico como aditivo, con respecto a los obtenidos con el aceite base sin aditivar.

Las superficies de desgaste se analizaron por XPS para evaluar los mecanismos químicos de las interacciones entnre el recubrimiento y el líquido iónico. Los analisis XPS se llevaron a cabo con una fuente de rayos X de magnesio (1253,6 eV) con un área de 1 cm^2 en condiciones de ultra-alto vacío. Con el fin de ser capaz de distinguir entre los electrones situados en el exterior de la huella de desgaste y los situados en el interior, se insertó un iris de 2,5 mm de diámetro entre la muestra y el detector, centrándose en el área correcta de la muestra antes del procedimiento de exploración.

Las muestras de CrN ensayadas a 40 N, las cuales mostraron el más elevado coeficiente de fricción, mostraron un único pico 1s F a 688,1 eV correspondiente al anión [FAP] [47]. Además, el análisis Cr 2p mostró dos picos diferentes en 575,7 eV y 574,9 eV asignable a CrN expuestos al aire y CrN, respectivamente [47]. De acuerdo con estos resultados, no parece haber ninguna evidencia de interacción entre el líquido iónico y el revestimiento a 40 N. Sin embargo, las muestras cargadas a 20 N mostraron dos picos F 1s a 687,9 eV y 686,2 eV perteneciente a anión [PAF] e IRC [48]. La existencia de compuestos de cromo fluorado y se confirmó mediante el análisis de la banda XPS Cr 2p. En este caso, tres picos se obtuvieron a 574,9 eV, 575,7 eV y 579,8 eV, lo que se puede asignar a CrN, expuestas al aire CrN y CrF, respectivamente [49,50]. En vista de los resultados, los experimentos con la carga inferior (donde se obtuvieron mejores coeficientes de fricción) mostraron una interacción F-Cr que podría caracterizarse por XPS. Estas interacciones se deben a la tribofilm creado sobre la superficie y podría ser responsable de la reducción en el coeficiente de fricción.

Respecto de las muestras recubiertas por TiN, se analizaron las bandas de fotoelectrones F 1s y Ti $2p^{3/2}$ con el fin de comprobar las modificaciones de la superficie recubierta y la posible interacción de flúor (en el caso de líquido iónico) con el recubrimiento. Para la prueba hecha en 20 N, la deconvolución de la banda 2p sugiere que la formación de un tribofilm se produce mediante la reducción de Ti (III) en TiN a Ti. De hecho, Ti y TiN son los únicos estados químicos para Ti detectados en las muestras de la mejor mezcla lubricante (PAO 6 + 1% ZDDP). En los ensayos llevados a cabo con PAO 6 + 1% [BMP] [FAP] a la misma carga (20 N) se detectaron estructuras presentes TiO en la superficie, además de los de Ti y TiN señalados. Esto está probablemente relacionado con el peor comportamiento tribológico de esta muestra de lubricante en comparación con los que contienen ZDDP. Adicionalmente, compuestos de fluoruro de titanio podrían también estar involucrados en el tribofilm creado durante los ensayos lubricados con líquido iónico. Según los datos de interferometría, el recubrimiento de TiN fue casi totalmente removido cuando se utilizó la carga más alta (40 N) con PAO 6 como lubricante puro. Esto también puede ser confirmado a través de experimentos XPS, ya que el recubrimiento no puede ser detectado en absoluto; en el caso de las otras muestras de lubricante aditivado, diferentes óxidos de titanio estaban presentes. Estos compuestos de Ti son probablemente los residuos de la capa de TiN originales.

En esta carga más alta, se encuentra flúor principalmente como FAP^- o parcialmente FAP^- dañado (con cadenas de carbono parcialmente hidrogenados) cuando el líquido iónico fue empleado como aditivo.

4. Conclusiones

En el presente trabajo, se estudió el comportamiento tribológico como aditivo de un líquido iónico ([BMP] [PAF]) para un aceite base (PAO 6), en la lubricación de recubrimientos por PVD de CrN y TiN. Además, los resultados se comparan con los obtenidos utilizando ZDDP como aditivo de referencia para PAO 6, en la misma concentración, y con los mismos pares tribológicos. Aunque el uso del líquido iónico como aditivo 1% en peso en la PAO 6 dio lugar a una reducción de la fricción y el desgaste en comparación con el PAO 6 puro (sin aditivar), para ambos recubrimientos y cargas aplicadas, dicha mejora tribológica fue inferior que la exhibida cuando se utilizó ZDDP como aditivo. A pesar de ello, el uso de este líquido iónico como aditivo es interesante debido a la mejora tribológica obtenida respecto del aceite base sin aditivar.

En el caso de CrN, los resultados de XPS muestran que con una carga de 20 N se formó un tribofilm que implica la interacción entre el flúor y el cromo. Sin embargo, este tribofilm no puede estar presente en 40 N, probablemente debido a la alta carga que conduce a una tasa de eliminación de película más alta que la velocidad a la que se forma una película en la superficie ensayada. La presencia (a 20 N) o ausencia (a 40 N) de esta interacción Cr-F se confirmó mediante el análisis de la banda de cromo 2p, mostrando Cr-F picos a 20 N, pero no a 40 N. Estos resultados también están en buenas de acuerdo con los datos de coeficiente de fricción.

Para los ensayos realizados a 20 N utilizando [BMP] [FAP] o ZDDP como aditivos en la lubricación de superficies de TiN, la disminución de la fricción y el desgaste se relaciona con la formación de un tribofilm que parece implicar la reducción del recubrimiento de TiN para producir una cierta cantidad de Ti. Dependiendo de las condiciones de desgaste, también se puede producir reducción parcial de TiN. A partir de los resultados de XPS, el PAO 6 puro es el peor lubricante para la creación de un tribofilm, lo que conduce a la eliminación casi completa del recubrimiento de TiN al 40 N.

Agradecimientos: Los autores desean agradecer al Ministerio de Economía y Competitividad (España) y FICYT (Fundación para el Fomento en Asturias de la Investigación Científica Aplicada y la Tecnología) por financiar los proyectos de investigación STARLUBE (DPI2013-48348-C2-1-R) y GRUPIN14-023, respectivamente, en el marco de la cual se desarrolló esta investigación.

5. Bibliografía

[1] H. Arora, P.M. Cann. Lubricant film formation properties of alkyl imidazolium tetrafluoroborate and hexafluorophosphate ionic liquids, Tribol. Int., 43 (2010), 1908-1916.

[2] P, Wassercheid, T. Welton. Ionic Liquid in Synthesis, Wiley-Vch: Weinheim, Germany, (2008).

[3] J.V. Rensselar. Unleashing the potential of ionic liquids, Tribol. Lubr. Technol. (2010), 24-31.

[4] W. Liu, Y. Liang, F. Zhou. Ionic liquid lubricants: designed chemistry for engineering applications, Chem. Soc. Rev., 38 (2009), 2590-2599.

[5] I. Minami. Ionic liquids in Tribology. Molecules, 14, (2009), 2286-2305.

[6] M.D. Bermúdez, A.E. Jiménez, J. Sanes, F.J. Carrión. Ionic liquids as advanced lubricant fluids. Molecules (2009), 14, 2888-2908.

[7] M.Palacio, B. Bhushan. A Review of Ionic Liquids for Green Molecular Lubrication in Nanotechnology, Tribol. Lett., 40 (2010), 247-268.

[8] A.E. Jiménez, M.D. Bermúdez. Ionic liquids as lubricants of titanium-steel contact, Tribol. Lett., 33, (2009), 111-126.

[9] F. López Sánchez, I. Otero, E.R. López, J. Fernández. Tribological Properties of Two Bis(trifluoromethylsulfonyl)imide-Based Ionic Liquids on Steel-Steel Contact, Tribol. Trans., 57, (2014), 637-646.

[10] M. Yao, Y. Liang, Y. Xia, F. Zhou. Bisimidazolium Ionic Liquids as the High-Performance Anti-wear Additives in Poly (ethylene glycol) for Steel-Steel Contacts, ACS Appl. Mater. Interfaces, 1, (2009), 467-471.

[11] M. Yao, M. Fan, Y. Liang, F. Zhou. Xia, Y. Imidazolium hexafluorophospate ionic liquids as high temperature lubricants for steel-steel contacts, Wear, 268, (2010), 67-71.

[12] R.A. Reich, P.A. Stewart, J. Bohaychick, J.A. Urbanski, J.A. Base oil properties of ionic liquids. Lubr. Eng., 59, (2003), 16–21.

[13] I. Otero, E.R. López, M. Reichelt, M. Villanueva, J. Salgado, J. Fernández. Ionic liquids based on phosphonium cations As neat lubricants or lubricant additives for a steel/steel contact, ACS Appl. Mater. Interfaces, 6, (2014), 13115-13128.

[14] L.J. Weng, X.Q. Liu, Y.M. Liang, Q.J. Xue. Effect of tetraalkylphosphonium based ionic liquids as lubricants on the tribological performance of a steel-on-steel system, Tribol. Lett.,26, (2007), 11–17.

[15] B.S. Phillips, G. John, J.S. Zabinski. Surface chemistry of fluorine containing ionic liquids on steel substrates at elevated temperature using Mossbauer spectroscopy, Tribol. Lett. 26, (2007), 85–91.

[16] J. Qu, P.J. Blau, S. Dai, H. Luo, H.M. Meyer III, J.J. Truhan. Tribological characteristics of aluminum alloys sliding against steel lubricated by ammonium and imidazolium ionic liquids, Wear, 267, (2009), 1226-1231.

[17] Y. Mo, W. Zhao, M. Zhu, M. Bai. Nano/Microtribological properties of ultrathin functionalized imidazolium wear-resistant ionic liquid films on single crystal silicon, Tribol. Lett., 32, (2008), 143-151.

[18] Y. Han, D. Qiao, L. Zhang, D. Feng. Study of tribological performance and mechanism of phosphonate ionic liquids for steel/aluminum contact. Tribol. Int., 84, (2015), 71-80.

[19] A.E. Jimenez, M.D. Bermudez, P. Iglesias, F.J. Carrion, G. Martinez-Nicolas. 1-N-alkyl-3-methylimidazolium ionic liquids as neat lubricants and lubricant additives in steel–aluminium contacts, Wear, 260, (2006), 766–782.

[20] A.E. Jimenez, M.D. Bermudez. Ionic liquids as lubricants for steel–aluminum contacts at low and elevated temperatures, Tribol. Lett., 26, (2007), 53–60.

[21] Y. Xia, L. Wang, X. Liu, Y. Quiao. A comparative study on the tribological behavior of nanocrystalline nickel and coarse-grained nickel coatings under ionic liquid lubrication, Tribol. Lett., 30, (2008), 151-157.

[22] Y. Xia, L. Wang, X. Liu, Y. Quiao. Tribological properties of phosphor bronze and nanocrystalline nickel coatings under PAO + MoDTC and ionic liquid lubricated condition, Tribol. Lett., 3, (2008), 149-158.

[23] Y. Xia, S. Sasaki, T. Murakami, M. Nakano, L. Shi, H. Wang. Ionic liquid lubrication of electrodeposited nickel-Si3N4 composite coatings, Wear 262, (2007), 765-771.

[24] Y. Xia, S. Wang, F. Zhou, H. Wang, Y. Lin, T. Xu. Tribological properties of plasma nitrided stainless steel against SAE52100 steel under ionic liquid lubrication condition, Tribol. Int., 139, (2006), 635-640.

[25] T. Espinosa, M. Jimenez, J. Sanes, A.E. Jimenez, M. Iglesias, M.D. Bermudez, Ultra-low friction with a protic ionic liquid boundary film at the water-lubricated sapphire-stainless steel interface, Tribol. Lett., 53, (2014), 1-9.

[26] A.E. Jiménez, M.D. Bermúdez, P. Iglesias. Lubrication of Inconel 600 with ionic liquids at high temperature, Tribol. Int., 42, (2009), 1744-1751.

[27] N.S. Nooruddin, P.G. Wahlbeck, W.R. Carper. Semi-empirical molecular modeling of ionic liquid tribology: Ionic liquid-hydroxylated silicon surface interactions, Tribol. Lett., 36, (2009), 147-156.

[28] A.H. Battez, R. González, J.L. Viesca, D. Blanco, E. Asedegbega, A. Osorio. Tribological behaviour of two imidazolium ionic liquids as lubricant additives for steel/steel contacts. Wear, 266, (2009), 1224–1228.

[29] J.L. Viesca, A.H. Battez, R. González, T. Reddyhoff, A.T. Pérez, H.A. Spikes. Assessing boundary film formation of lubricant additivised with 1-hexyl-3-methylimidazolium tetrafluoroborate using ECR as qualitative indicator. Wear, 269, (2010), 112–117.

[30] C.M. Jin, C.F. Ye, B.S. Phillips, J.S. Zabinski, X.Q. Liu, Q.M. Liu. Polyethylene glycol functionalized dicationic ionic liquids with alkyl or polyfluoroalkyl substituents as high temperature lubricants, J. Mater. Chem., 16, (2006), 1529–1535.

[31] A.E. Jiménez, M.D. Bermúdez. Ionic liquids as lubricants of titanium-steel contact. Part 2: Friction, wear and surface interactions at high temperature, Tribol. Lett., 37, (2010), 431-443.

[32] M. Masuko, T. Terawaki, K. Kobayashi, S. Aoki, A. Suzuki, Y. Fujinami, T. Nogi, S. Obara. Contrasting lubrication properties of imidazolium-based ionic liquids affected by the nature of the surface under high vacuum, Tribol. Lett., 55, (2014), 235-244.

[33] H. Zhang, Y. Xia, M. Yao, Z. Jia, Z. Liu. The influences of methyl group at C2 position in imidazolium ring on tribological properties, Tribol. Lett., 36, (2009), 105-111.

[34] J. Qu, P.J. Blau, S. Dai, H. Luo, H.M. Meyer III. Ionic liquids as novel lubricants and additives for diesel engine applications, Tribol. Lett.,35, (2009), 181-189.

[35] J.L. Viesca, A. García, A.H. Battez, R. González, R. Monge, A. Fernández-González, M. Hadfield. FAP− Anion Ionic Liquids Used in the Lubrication of a Steel–Steel Contact. Tribol. Lett, 52, (2013), 431–437.

[36] J.J. Nainaparampil, K.C. Eapen, J.H. Sanders, A.A. Voevodin. Ionic-liquid lubrication of sliding MEMS contacts: Comparison of AFM liquid cell and device-level tests, J. Microelectrom. Syst., 16, (2007), 836-843.

[37] T. Schrader, U. Engel, M. Merklein. Tribological characterization of PVD-coatings, Key Eng. Mater, 438, (2010), 179-186.

[38] P. Harlin, P. Carlsson, U. Bexell, M. Olsson. Influence of surface roughness of PVD coatings on tribological performance in sliding contacts, Surf. Coat. Technol., 201, (2006), 4253–4259.

[39] T. Haque, A. Morina, A. Neville, R. Kapadia, S. Arrowsmith. Non-ferrous coating/lubricant interactions in tribological contacts: Assessment of tribofilms, Tribol. Int., 40, (2007), 1603–1612.

[40] J.L. Mo, M.H. Zhu. Sliding tribological behaviors of PVD CrN and AlCrN coatings against Si3N4 ceramic and pure titanium, Wear, 267, (2009), 874–881.

[41] E. Bozyazi, M. Ürgen. Comparison of reciprocating wear behaviour of electrolytic hard chrome and arc-PVD CrN coatings, Wear, 256, (2004), 832–839.

[42] T. Haque, A. Morina, A. Neville, S. Arrowsmith. Tribochemical Interactions of Friction Modifier and Antiwear Additives With CrN Coating Under Boundary Lubrication Conditions. J. Tribol., 130, (2008), 042302.

[43] M. Hua, H.Y. Ma, C.K. Mok, J. Li. Tribological behavior of patterned PVD TiN coatings on M2 steel. Tribol. Lett., 17, (2004), 645-653.

[44] D. Blanco, A.H. Battez, J.L. Viesca, R. González, A. Fernández-González. Lubrication of CrN Coating With Ethyl-Dimethyl-2-Methoxyethylammonium Tris(pentafluoroethyl)Trifluorophosphate Ionic Liquid as Additive to PAO 6. Tribol. Lett., 41, (2010), 295–302.

[45] D. Blanco, R. González, A.H. Battez, J.L. Viesca, A. Fernández-González. Use of ethyl-dimethyl-2-methoxyethylammonium tris(pentafluoroethyl)trifluorophosphate as base oil additive in the lubrication of TiN PVD coating. Tribol. Int., 44, (2011), 645–650.

[46] A.H. Battez, R. González, J.L. Viesca, A. Fernández-González, M. Hadfield. Lubrication of PVD coatings with ethyl-dimethyl-2-methoxyethylammonium tris(pentafluoroethyl)trifluorophosphate. Tribol. Int., 58, (2013), 71–78.

[47] H. Spikes. The history and mechanisms of ZDDP. Tribol. Lett, 17, (2004), 469-489.

[48] A.M. Barnes, K. Barthe, R. Vincent, P.A. Thinbon. A review of zinc dialkyldithiophosphates (ZDDPS): characterization and role in the lubricating oil. Tribol. Int., 34, (2001), 389-395.

[49] J.H. Chang, M.N. Jung, J.S. Park, S.H. Park, I.H. Im, H.J. Lee, J.S. Ha, K. Fujii, T. Hanada, T. Yao, Y. Murakami, N. Ohtsu, G.S. Kil. X-ray photoelectron spectroscopy study on the CrN surface grown on sapphire substrate to control the polarity of ZnO by plasma-assisted molecular beam epitaxy, Appl. Surf. Sci., 255, (2009), 8582-8586.

[50] C.D. Wagner, W.M. Riggs, L.E. Davis, J.F. Moulder. Handbook of X-Ray Photoelectron Spectroscopy. Perkin-Elmer Corporation: Minnesota, USA, (1979).

Medida de la superficie de contacto en suelas con tecnología de alta-velocidad

M. Sanchís Mollá[1], E. Jiménez Ormeño [2], C. Llobell Andrés[3], M.A. de la Casa Lillo[4]

[1]*Dpto. de Calidad. Instituto Tecnológico del Calzado. msanchis@inescop.es*

[2] *Dpto. de Análisis Funcional. Instituto Tecnológico del Calzado. ejimenez@inescop.es*

[3]*Dpto. de Materiales de Piso. Instituto Tecnológico del Calzado. cllobell@inescop.es*

[4]*Instituto de Bioingeniería. Universidad Miguel Hernández. mcasa@umh.es*

Las caídas de personas por resbalamiento son unos de los accidentes más comunes tanto en ambientes laborales como cotidianos, siendo el principal factor de riesgo la baja fricción entre el calzado y el pavimento. La interacción entre el calzado y la superficie del suelo depende de diversos factores: humanos, ambientales, de los materiales y el diseño de las superficies en contacto. Desde la línea de estudio de calzado, se ha demostrado que la superficie de contacto real entre la suela y el pavimento es uno de los factores más influyentes en la probabilidad de caída por resbalamiento. Por ello, la suela, entendida como la combinación material y diseño, debe ser capaz de maximizar la superficie de contacto para obtener un mayor agarre.

Dentro de este ámbito, se han desarrollado metodologías para la visualización y cuantificación de la superficie de la suela que contacta con el pavimento. En este estudio se implementan dos sistemas de evaluación de área de contacto que utilizan diferentes técnicas: una aplicación sencilla basada en la obtención de la huella con pedigrafía, y otra tecnológicamente más avanzada basada en la adquisición de imágenes con cámaras de alta velocidad.

La tecnología de grabación de vídeo de alta velocidad proporciona secuencias de imágenes, obtenidas con la suficiente resolución espacial y temporal como para permitir una vista detallada del contacto de la suela con la superficie; esto facilita el análisis en cualquier posición de la muestra e incluso el estudio de la evacuación del contaminante. Además, se puede cuantificar la evolución de la superficie durante el contacto.

Se han desarrollado dos aplicaciones de la tecnología de alta velocidad para el estudio de las superficies de contacto entre calzado y pavimento: se ha integrado una cámara en el equipo normalizado de ensayo de resistencia al deslizamiento del calzado en laboratorio, y también una cámara en una plataforma de marcha sobre la que camina el usuario del calzado a estudiar, lo que permite visualizar la evolución del contacto suela-pavimento durante la marcha real.

1. INTRODUCCION

En general los resbalones ocurren cuando el calzado no proporcionara un suficiente agarre[1, 2], es decir un bajo coeficiente de fricción (COF) entre la interfase de contacto de la suela y pavimento, por tanto se hace necesario optimizar la propiedad antideslizante en las suelas de calzado.

El diseño del exterior de la suela, principalmente el dibujo de la pisada y su relieve, se utiliza para controlar el agarre del calzado [3], especialmente en calzado de uso profesional y en calzado deportivo.

La suela, entendida como la combinación de material y diseño, debe ser capaz de maximizar la superficie de contacto entre el calzado y el pavimento, puesto que en general a mayor contacto se optimiza el agarre. Además, dicha combinación debe ser capaz de evacuar los posibles contaminantes existentes en el pavimento, tales como agua, grasas, etc., para favorecer un mayor agarre al suelo, ya que es en las superficies mojadas donde se producen un mayor porcentaje de caídas.

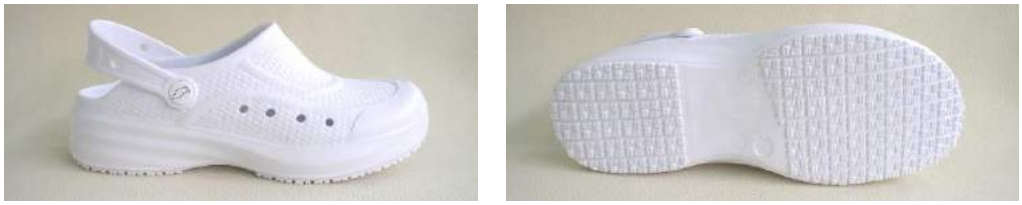
La superficie de contacto [4], es un parámetro relevante a conocer a la hora de optimizar el comportamiento frente al deslizamiento de una determinada suela, pero en este objetivo planteado ha de tenerse en consideración que un exceso de fricción también resulta perjudicial [5, 6], puesto que se incrementa la posibilidad de tropezones durante el uso.

En esta línea de trabajo, INESCOP ha puesto a punto varias metodologías para la visualización y medida del contacto suelo-suela. Estas herramientas son muy útiles para optimizar diseños de suelas frente a su comportamiento antideslizante, mediante maximización de la superficie de contacto entre la suela y el pavimento y su capacidad de evacuación del contaminante.

En este trabajo se exponen de forma comparativa los resultados de la medición del área de contacto de la suela de una muestra de calzado, con las técnicas consideradas más tradicionales y la tecnología de alta velocidad como innovación tecnológica en esta área [7]. También se trata el análisis de evacuación del contaminante que posibilitan las nuevas técnicas exponiendo sus ventajas e inconvenientes de aplicación.

2. MATERIALES

Se escoge como muestra para determinar la superficie de contacto de calzado un zueco polimérico de EVA (etilenvinilacetato) de color blanco.



(a) (b)

Figura 1 Muestra 1 de calzado seleccionada para estudio del área de contacto, vista empeine y suela, (a) y (b)

Para la obtención de la superficie de pisada de la suela, es decir el contacto de la suela con el pavimento, se utiliza papel de carbón o calco, usado en aplicaciones podológicas para transmitir huellas plantares, obteniendo así las huellas a medir.

Para el estudio de evacuación de contaminante se escoge una zapatilla deportiva de goma de color caramelo y agua destilada como contaminante.



Figura 2 Muestra 2 de calzado seleccionada para análisis de evacuación de contaminante

3. METODO

Estudio del contacto mediante la obtención de pedigrafías:

INESCOP ha participado en el desarrollo de la norma UNE 59531:2014, "Calzado. Medida de superficies en suelas". Esta norma establece el procedimiento para la determinación del contacto en suelas de calzado: la superficie de relieve total de la suela y la superficie del relieve en contacto con el pavimento en el ensayo de resbalamiento normalizado para calzado , UNE-EN ISO 13287:2013, en las tres disposiciones de ensayo: plano, tacón y tenar, (como se muestra en la figura 3).

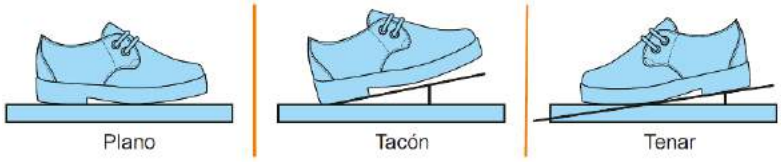


Figura 3 Posiciones de ensayo según EN ISO 13287

En este método, se registra la huella de la suela sobre un papel tipo calco. Éste se sitúa entre la suela y el pavimento, y se presiona la suela sobre él, con una fuerza vertical de 500N, en base a las condiciones del ensayo

de resbalamiento de la norma EN ISO 13287. La huella obtenida se escanea y se pasa a un formato de archivo que puede ser importado a un programa informático específico de tratamiento de imágenes (se ha utilizado ImageJ). El resultado final es la obtención de la superficie en centímetros cuadrados. Este valor se puede relacionar directamente con el COF cuando se determina en las mismas condiciones de ensayo.



Figura 4 Obtención de pedigrafía en el quipo de deslizamiento de calzado según EN ISO 13287

Estudio del contacto mediante adquisición de imágenes a alta velocidad

Esta novedosa tecnología, desarrollada en el proyecto ULTRAGRIP [8], se basa en la adquisición de imágenes a alta velocidad, durante el contacto real entre la suela y el pavimento, con sus posibles contaminantes. Estas imágenes se obtienen a través de un pavimento de cristal sobre el que pisa el calzado a estudiar, proporcionando la información sobre los mapas de contacto del diseño.

Para la captación de imágenes de alta velocidad se utiliza la cámara modelo Vosskühler HCC-1000, con las siguientes especificaciones técnicas: hasta 1024 x 1024 píxeles, y hasta 462 frames/sec (fps).

Además se utiliza una herramienta informática que calcula la evolución de la superficie de contacto entre la suela y el pavimento, a partir de las imágenes obtenidas con la tecnología de alta velocidad. El software, que tiene como entrada las imágenes capturadas por el sistema de alta velocidad, calcula el área de contacto en cada una de ellas mediante un proceso automático. Se ha de seleccionar un contraste adecuado ya que es fundamental para conseguir medidas del área lo más exactas posibles. Por tanto se obtiene información cualitativa (mapas de contacto) y cuantitativa (cm^2) sobre el contacto efectivo del diseño de la suela.

Se han desarrollado dos versiones distintas de esta tecnología: la primera enfocada al ciclo de la marcha real del usuario, y la segunda dirigida al ensayo estandarizado para la determinación del coeficiente de fricción (COF) en calzado.

Versión 1: El cristal se inserta en una plataforma de 7 metros sobre la que camina el usuario del calzado a estudiar. De esta forma se mide la evolución de la superficie de contacto de la suela durante la acción del paso. La medición se realiza sobre un espejo que recoge la imagen de la superficie de contacto iluminada.



Figura 5 Incorporación de cámara de alta velocidad para adquisición de imágenes en el podoscopio de la plataforma de marcha

Versión 2: El cristal se instala en el equipo normalizado de ensayo de resistencia al resbalamiento del calzado (según EN ISO 13287), que reemplaza al pavimento de referencia, baldosa o acero, y se filma a su través. De esta forma se mide la evolución del contacto suelo-suela durante el ensayo normalizado de medida del COF, tanto en plano como en tacón y en tenar. Los parámetros utilizados se basan en los del procedimiento experimental según EN ISO 13287, se aplica una fuerza vertical de 500N ejercida a la suela sobre el pavimento que se desplaza a una velocidad de 0.3m/s.

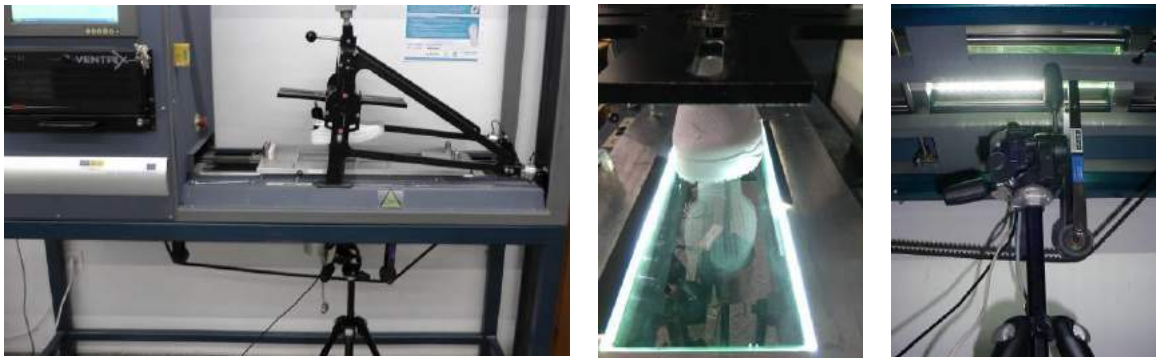


Figura 6 Incorporación de cámara de alta velocidad para adquisición de imágenes en el quipo de deslizamiento de calzado según EN ISO 13287.

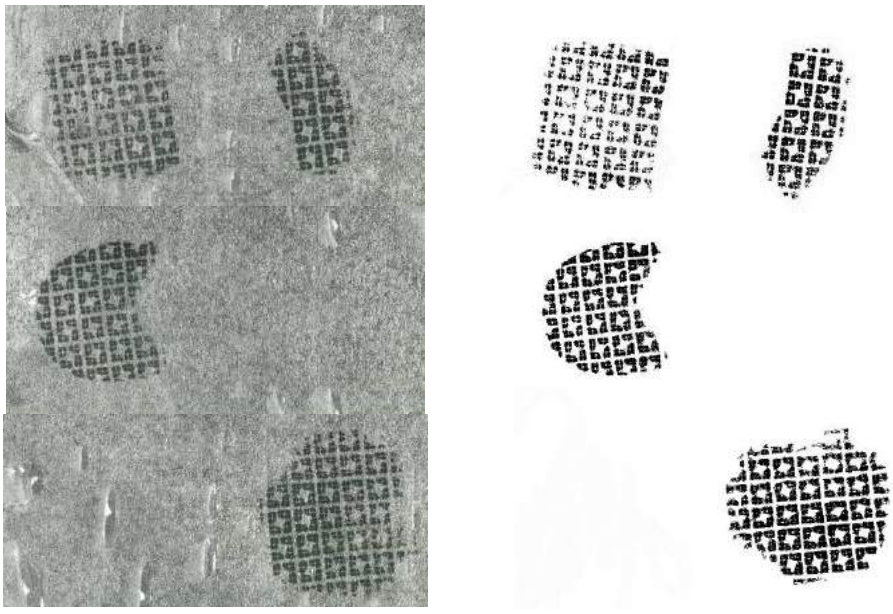
Se ha hecho el estudio adaptando el equipo de resbalamiento del calzado de la norma EN ISO 13287 de modo que permita filmar la interacción entre suela y superficie. En su estado original la máquina consta de un pistón neumático que presiona con una fuerza definida el calzado a ensayar contra una plataforma móvil, sobre la que se coloca el pavimento de ensayo. Esta plataforma móvil es arrastrada a una velocidad definida por un motor mediante una correa sujeta a ambos extremos de la plataforma que pasa por una polea en el eje motriz y otra en el otro extremo del recorrido. Todo este sistema de arrastre del pavimento se ha reubicado para posibilitar la integración de la tecnología necesaria para la filmación a alta velocidad.

La puesta a punto para el ensayo requiere el ajuste del sistema de captura de video (cámara, lentes e iluminación) para lograr la resolución y contraste necesarios para el análisis de las secuencias optimizando las sombras y los reflejos en la bandeja de cristal.

4. RESULTADOS Y DISCUSION

Área de contacto obtenida mediante pedigrafías:

Se realiza la pedigrafía en la posición de la realización del ensayo de plano, tacón y tenar, sujetando la muestra de calzado 1 tal y como indica la norma EN ISO 13287.



(a) (b)

Figura 7 Captación del contacto en Pedigrafía, en posición plano-tacón-tenar, y, aplicación de contrastes y limpieza para aplicación de ImageJ, (a) y (b)

Mediante el procesado de imágenes se obtiene el valor del área de contacto, para cada posición de ensayo (plano, tacón y tenar), se realiza de forma manual el tratamiento de la imagen escaneada y se aplica el ImageJ para cálculo del área de contacto.

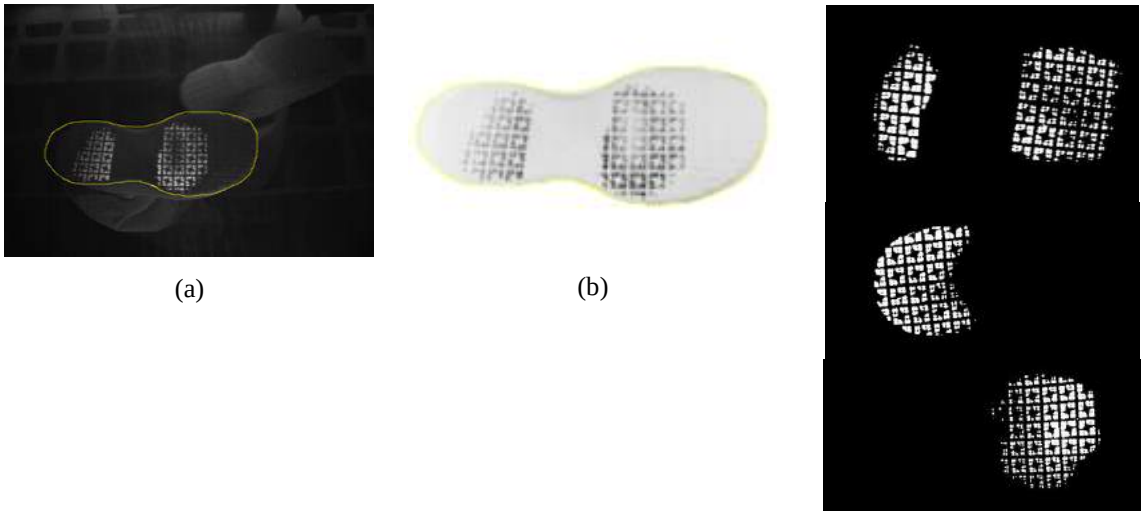
Área de contacto obtenida mediante alta velocidad

En cada ensayo se genera un número muy elevado de imágenes. La tecnología de grabación de vídeo de alta velocidad para el estudio del contacto del zapato con el suelo proporciona archivos de vídeo AVI no comprimido a 1025 x 512 píxeles y 230 fps. También se pueden obtener como mapas de bits. Sin embargo, para la determinación de la superficie de contacto durante el ensayo según la norma EN ISO 13287 sólo se utiliza una de estas imágenes, correspondiente al momento en el que ya se han aplicado los 500 N de fuerza y todavía no se ha iniciado el movimiento. Esto es así ya que la superficie de contacto es constante durante todo el ensayo al no haber una entrada de tacón y salida de puntera, sino un deslizamiento horizontal con posición constante de la suela. Para identificar esta imagen, antes de filmar se debe colocar una marca sobre el pavimento que identifique el inicio del movimiento del calzado.

Mediante el software se analizan automáticamente las imágenes proporcionadas por el sistema de alta velocidad y tiene como salida el área de contacto buscada. Dicho software hace un tratamiento de las imágenes proporcionadas, formado por diferentes filtros sucesivos que posibilitan el cálculo del área.

Alta velocidad Versión 1: Pasarela

Se realiza la captación de imágenes durante la marcha de un usuario calzando la muestra. Se ha seleccionado una mujer de 50 Kg, por analogía a la fuerza vertical aplicada en el ensayo descrito en la norma EN ISO 13287.



(a) (b) (c)

Figura 8 Captación de imagen del contacto, posiciones equivalentes a plano-tacón-tenar, aplicación de filtros y contrastes, (a), (b) y (c)

Mediante el procesado de imágenes se obtiene la evolución del área de contacto, obteniendo durante la pisada de la gráfica las posiciones de tacón, plano y tenar.

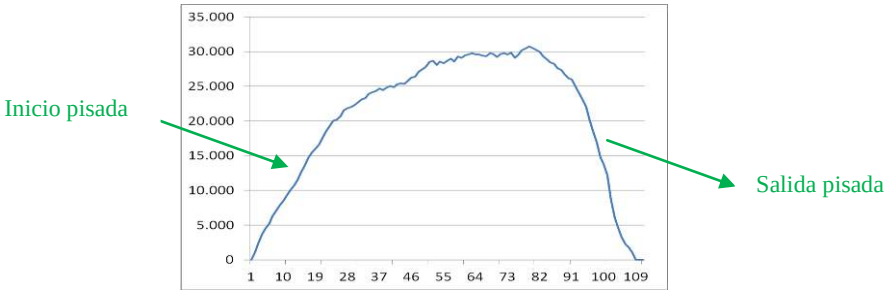


Figura 9 Evolución del área de contacto (y=segundos, x=cm^2)

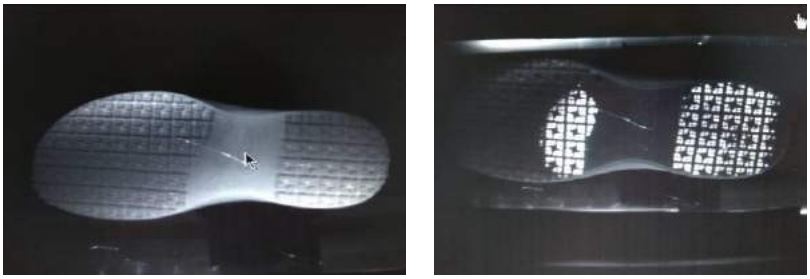
Se realiza la captación de imágenes durante la marcha de un usuario calzando la muestra 2, y sobre la superficie de cristal mojada con agua. Se aprecia la evacuación del contaminante al contactar con la superficie mojada en diferentes resoluciones.



Figura 10 Imágenes del contacto inicial, tacón, con agua en: 1, 6, 9 y 20 fps.

Alta velocidad Versión 2: Equipo normalizado EN ISO 13287

Se realiza la captación de imágenes durante la realización del ensayo con la muestra, en el equipo de resistencia al deslizamiento de calzado, en las posiciones de plano, tacón y tenar.



(a) (b)

Figura 11 Captación de imagen del contacto, aplicación de filtros y contrastes, (a), (b) y (c*)*

Mediante el procesado de imágenes se obtiene la evolución del área de contacto, obteniendo en los picos de la gráfica las posiciones de tacón, plano y tenar.

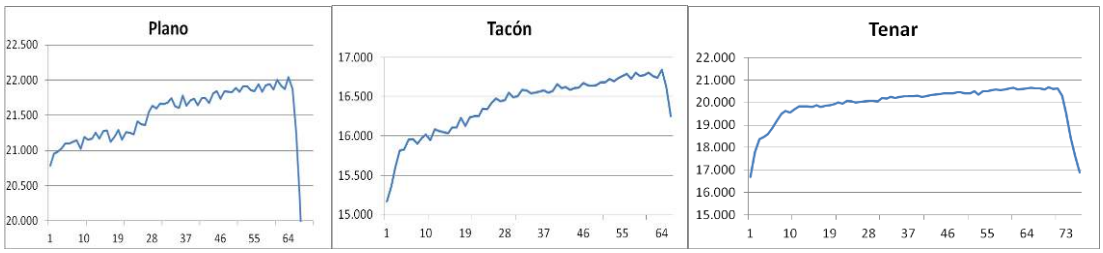


Figura 12 Evolución del área de contacto ensayando posición en plano-tacón-tenar (y=segundos, x=cm^2)

A continuación se incluyen algunas consideraciones para la aplicación de la metodología de adquisición de imágenes a alta velocidad, al momento actual de la preparación de este informe:

- Hay que buscar siempre el máximo contraste con la suela.
- Para contacto con lubricante se han de probar colorantes que mejor contraste muestren en cada caso concreto.
- Para poder ensayar suelas de todos los colores, se han de poner a punto metodologías de contraste específicas.

Las áreas de contacto obtenidas por los diferentes métodos son razonablemente comparables entre sí, como se muestra en los valores de la tabla 1.

Tabla 1: Comparativa de valores de área de contacto muestra 1

	Área de contacto		
	Pedigrafía (cm^2)	**Pasarela (cm^2)**	**Equipo de ensayo (cm^2)**
Tacón	17.07	-	16.84
Plano	18.65	30.74 (*)	22.00
Tenar	20.47	-	20.67

(*) Valor máximo de la curva definida por el área de contacto de la pisada

Las áreas de contacto obtenidas tanto con la pedigrafía cómo con las cámaras de alta velocidad resultan similares en las tres posiciones de ensayo (plano, tacón y tenar).

En cuanto a las medidas realizadas con las técnicas de alta velocidad aplicadas durante el paso, en la plataforma de marcha, el máximo valor de área de contacto obtenida podría relacionarse con el obtenido en la posición de ensayo en plano según la norma EN ISO 13287, tanto con la técnica de pedigrafía como con alta velocidad. Realizando la comparativa en plano con las tres metodologías, resulta significativamente mayor el área de contacto en el caso de la pasarela de marcha. Este hecho podría atribuirse a una mayor fuerza vertical ejercida durante la acción de caminar del usuario.

5. CONCLUSIONES

Las técnicas de alta velocidad ofrecen una mayor rapidez de ejecución del cálculo del área de contacto, y en la versión de la pasarela de marcha la posibilidad de obtener el avance del área de contacto en la pisada, de forma completa.

El contraste de la imagen, aunque no es constante para diferentes materiales y colores de las suelas, es suficiente para distinguir el contacto del no contacto. Considerando que la calidad de la imagen puede ser mejorada optimizando condiciones de iluminación y mediante el uso de filtros, las imágenes proporcionan suficiente calidad para el análisis de la zona de contacto de la suela con la superficie.

Cuando se trata de estudiar el comportamiento del contaminante las imágenes son buenas para un análisis cualitativo. En todas las secuencias de imágenes obtenidas con el statu quo actual se obtiene suficiente calidad para analizar el contacto entre la suela y pavimento usando diferentes materiales y colores de suelas y también para un análisis cualitativo del agarre del calzado.

6. TRABAJOS FUTUROS

En las próximas líneas de trabajo a realizar, se ha previsto la aplicación de esta metodología de medida de superficie de contacto en suelas para analizar la variación de propiedades del agarre del calzado durante el uso. Para ello se realizará seguimiento a la modificación de las superficies de contacto de las suelas durante un periodo de uso prolongado, analizando la influencia del desgaste en el COF. Con esta ampliación del estudio se espera poder optimizar el diseño del calzado antideslizante para garantizar la durabilidad de la resistencia al deslizamiento, habitualmente testeada solo en producto sin uso.

7. AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo ha sido parcialmente financiado por el proyecto en curso de INESCOP en la línea de investigación sobre resistencia al deslizamiento en calzado:

SEGURLAB - “Soluciones optimizadas de pavimento cerámico y calzado para entornos laborales”, (2013-2014), referencia IMDECA/2016/65, con apoyo de IVACE y Fondos Feder en el marco del programa de actividades de I+D de carácter no económico destinadas a Institutos Tecnológicos

Financiación:

Convocatoria de ayudas del Instituto Valenciano de Competitividad Empresarial (IVACE) dirigida a centros tecnológicos de la Comunitat Valenciana para el ejercicio 2016. Proyecto apoyado por el IVACE (Generalitat Valenciana) y cofinanciado en un 50% por la Unión Europea a través del Fondo Europeo de Desarrollo Regional (FEDER), dentro del Programa Operativo FEDER de la Comunitat Valenciana 2014-2020, con número de expediente IMDECA/2016/65.

GENERALITAT VALENCIANA

IVACE INSTITUTO VALENCIANO DE COMPETITIVIDAD EMPRESARIAL

UNIÓN EUROPEA
Fondo Europeo de Desarrollo Regional

Una manera de hacer Europa

8. REFERENCIAS

[1] Resultado del proyecto europeo DEMOULTRAGRIP “Implementation of high grip designing tools” (2013-2015) – financiado por la UE a través de 7º Programa Marco investigación de la CE, para desarrollo tecnológico y demostración, con referencia. 606549. Libro ”Resistencia al deslizamiento de calzado. Desarrollo de herramientas de diseño de alto agarre” (Book Slip Resistant Footwear. Implementation of hight grip designing tools). 2015. ISBN: 978-84-934261-8-7). 32-35.

[2] T. Yamaguchi, K. Hokkirigawa. Walking-Mode Maps' based on slip/non-slip criteria. Industrial Health. (2008). 46, 23_31.

[3] K. Moriyasua et al. Basic study on grip generation mechanism based on quantitative contact area measurement, Footwear Science, Volume 7, Supplement 1, (2015), pages S89-S91, DOI: 10.1080/19424280.2015.1038625.

[4] C. Wen-Ruey Chang et al. The effect of contact area on friction measured with the portable inclinable articulated strut slip tester (PIAST), Ergonomics, Volume 51, Issue 12, (2008), Special Issue: Slips, Trips and Falls.

[5] Nummel et al. Factors related to top running speed and economy. International Journal of Sports Medicine, 28(8), (2007), 655_661.

[6] Wannop et al, Footwear traction and lower extremity non-contact injury. Footwear Science, 3(Suppl. 1) (2011), 166_167.

[7] K. Moriyasu et al. (2013). Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C (in Japanese), 79(808), 4464_4473.

[8] ULTRAGRIP, “Desarrollo de herramientas para diseño de productos de alto agarre” (Development of a high grip designing tool), financiado por el 7º Programa Marco de la CE. (2010-2012).Referencia 262413.

BLOQUE XIX

OTROS

Estudio comparativo de sistemas de condensación en ciclos de potencia termosolares

C. García Cutillas[1], J. Ruiz Ramirez[1], F. J. Aguilar Valero[1], J. Catalán Martínez[2], M. Lucas Miralles[1]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández de Elche. clemente.garcia@goumh.umh.es*

[2]*Jefe de Operación. UTE O&M Termosolar Villena*

La elección del sistema de disipación de calor en las plantas de potencia es uno de los factores más importantes a tener en cuenta en su diseño, puesto que la solución adoptada influirá directamente en el rendimiento del ciclo, y por tanto, en la generación de potencia y en el consumo energético de los sistemas auxiliares. Habitualmente, la condensación del vapor proveniente de la última etapa de la turbina se lleva a cabo mediante un sistema de enfriamiento húmedo, generalmente a través de una torre de refrigeración. Si bien se consigue condensar el vapor a unas presiones muy bajas, este tipo de sistemas requieren de una gran cantidad de agua para su funcionamiento. Hecho que puede suponer serios inconvenientes en las plantas de potencia termosolares, ya que en las zonas geográficas donde éstas son más productivas suelen corresponderse con lugares en los que existen restricciones en el abastecimiento de agua y severas regulaciones ambientales por su escasez. Como alternativa a la refrigeración húmeda se plantea el sistema seco, el cual no requiere de agua de aporte para realizar las tareas de condensación. Sin embargo, el hecho de no utilizar agua tiene como resultado un elevado consumo energético por parte de los sistemas auxiliares, principalmente para proporcionar una mayor ventilación a la hora de disipar el calor. No obstante, estos sistemas no logran condensar a unas temperaturas tan bajas como en el caso de las torres de refrigeración, por lo que el rendimiento del ciclo y la potencia generada es menor. En un punto intermedio a estos dos sistemas se encuentran los dispositivos híbridos, los cuales establecen una relación de compromiso entre un excesivo consumo de agua y un elevado consumo eléctrico. El propósito de este trabajo es evaluar el comportamiento de los tres sistemas de refrigeración descritos (torre de refrigeración, aerorefrigerador y aerorefrigerador con pre-enfriamiento adiabático) en una central de potencia termosolar en términos de capacidad y consumo de agua. Para ello se ha modelizado una planta termosolar a partir de datos reales de operación con una capacidad nominal neta de 50 MW para unas condiciones de clima mediterráneo.

1. Introducción

Un aspecto importante a tener en cuenta en las plantas de potencia termosolar por concentración (CSP) es la selección del sistema de enfriamiento más apropiado. Las centrales por CSP actuales tienen un diseño similar a las convencionales, utilizando de forma habitual los sistemas de enfriamiento húmedo para condensar el vapor proveniente de la turbina. Este proceso se lleva a cabo principalmente de dos formas: mediante el enfriamiento directo o el enfriamiento evaporativo. Con el enfriamiento directo o en un paso, el vapor proveniente de la planta de potencia es condensado en un intercambiador de calor de tubos con carcasa, transfiriendo el calor sensible al fluido refrigerante (normalmente agua de mar) para posteriormente ser devuelta al medio a una temperatura considerablemente mayor. Este tipo de sistemas disipa una gran cantidad de energía al ambiente, contribuyendo al calentamiento global y al cambio climático, con la posibilidad de ocasionar daños severos para la fauna marina. También requiere de un gran volumen de agua, generalmente entre 87 – 102 m^3/MWh [1]. Por otro lado, en el enfriamiento evaporativo se utiliza una torre de refrigeración para disipar el calor cedido al agua tras pasar a través del condensador. En este caso el medio utilizado para enfriar es agua corriente en lugar del agua de mar, con el propósito de evitar problemas de incrustaciones en la torre. El agua caliente proveniente del condensador es pulverizada en un sistema de distribución de agua para caer uniformemente sobre un relleno poroso mientras se le somete a una corriente de aire que circula a contracorriente. Al tomar contacto el aire con el agua caliente, este forma una película de aire húmedo alrededor de cada gota. Como consecuencia, parte del agua de la gota se evapora, extrayendo parte del calor en el proceso y enfriando el resto. El aire húmedo continúa su paso hasta salir de la torre de refrigeración. En ocasiones esta corriente de aire de salida con alta temperatura y humedad relativa al mezclarse con el aire ambiente se convierte en un penacho visible (el cual puede tener cierto impacto

visual y afectar al rendimiento de los captadores solares). Dado que una parte del agua se evapora, este método de enfriamiento requiere una constante fuente de agua de aporte del orden de 2 – 2,5 m^3/MWh [1]. La principal ventaja de los sistemas evaporativos es que el gasto de agua a la entrada muy inferior al del enfriamiento directo, amén de que reduce el impacto ambiental en las plantas de CSP. Por este motivo, es el sistema de disipación de calor más usado en plantas termosolares, de cogeneración y de ciclo combinado.

Sin embargo, si continúa aumentando la tendencia en el uso de los sistemas de enfriamiento húmedo en las nuevas plantas de CSP, el consumo de agua podría duplicarse para el año 2030 [2]. A esto se le añade el hecho de que en las zonas geográficas donde las plantas de CSP son más productivas suelen corresponderse con lugares en los que existen restricciones en el abastecimiento de agua y una severa legislación ambiental por su escasez. En este sentido, los sistemas de enfriamiento seco ofrecen una alternativa viable a los tradicionales sistemas húmedos. Estos sistemas reducen considerablemente el consumo de agua de las plantas de CSP a unos 0,30 – 0,40 m^3/MWh [3], empleados para la limpieza de los captadores y la renovación de la pérdida de vapor en el ciclo. Sin embargo, aunque existe un considerable potencial en el ahorro de agua con los sistemas secos, estos sistemas tienen los inconvenientes de que reducen la energía de generación, aumentan la demanda de potencia auxiliar (los condensadores de aire requieren un mayor consumo eléctrico por ventilación con respecto a los sistemas húmedos) y aumentan los costes de inversión. Algunos estudios muestran que el coste por unidad de energía generada aumenta un 5 – 10% [4]. Existen varios estudios en los que se busca la innovación en estos tipos de sistemas de disipación de calor seca, como los trabajos de Zandian et al. [5] y Ghorbani et al. [6], en los que se combinó una torre de refrigeración con el concepto de una chimenea solar, obteniendo incrementos en la eficiencia térmica de la planta de un 0,538%. Moore et al. [7] y O'Donovan et al. [8] modelizaron y diseñaron un aerocondensador seco modular con el objetivo de mejorar el comportamiento en las plantas de CSP.

En cuanto a la comparación de los métodos de enfriamiento anteriormente descritos para una planta de potencia, Palenzuela et al. [9,10] llevó a cabo una evaluación de las tecnologías de enfriamiento húmedo (sistemas de evaporación de agua y refrigeración directa) y seco para diferentes configuraciones de una planta de CSP en el área del Mediterráneo y en el Golfo de Arabia. Los resultados mostraron que los sistemas evaporativos fueron los más económicos en términos de producción de electricidad. Sin embargo, el coste del agua fue mayor que el sistema de enfriamiento directo y el sistema de enfriamiento seco. Blanco-Marigorta et al. [11] realizó un análisis exergético comparando una torre de refrigeración y un aerocondensador en una central de potencia termosolar de 50 MW. Se concluyó que el uso del sistema seco no era una solución viable a bajas presiones de vapor a la salida de la turbina como ocurre en las zonas Mediterráneas.

Una alternativa para disminuir el consumo de agua y no penalizar el consumo energético puede ser el uso de dispositivos híbridos. Con estos sistemas se puede conseguir una generación cercana al 100%, incluso con una temperatura ambiente elevada. Fundamentalmente se pueden establecer en dos grupos: Los sistemas secos con pre-enfriamiento evaporativo y aquellos que combinan una torre de refrigeración y un aerocondensador conectados en paralelo. Este último grupo, el cual requiere de un coste inicial elevado al combinar dos tecnologías, puede estar enfocado al ahorro de agua (utilizando la torre de refrigeración únicamente en periodos calurosos) o a la eliminación del penacho que se forman en las torres de refrigeración (reduciendo la humedad del aire de salida de la torre con un aerocondensador). Los sistemas de enfriamiento híbrido han sido igualmente analizados por varios autores. Barigozzi et al. [12] llevó a cabo una detallada simulación de un sistema de enfriamiento híbrido para la condensación del vapor en una planta de cogeneración ubicada en Brescia, al norte de Italia. Los resultados mostraron que la mejor estrategia de enfriamiento consistía en enfriar la mayor parte del vapor con un enfriamiento húmedo, reduciendo así el coste de operación de los sistemas secos. Por otro lado, Richter and Dersch [4] llevaron a cabo varios estudios combinando sistemas de enfriamiento húmedos y secos. Concluyeron que el uso de sistemas híbridos reduce la penalización del coste de la energía con respecto al uso de sistemas secos, además de conseguir un ahorro aproximado de un 80% en el agua requerida en comparación con una planta refrigerada únicamente con agua.

Aunque en la revisión bibliográfica se hace referencia a los sistemas híbridos como la combinación de los sistemas de disipación húmedo y seco, no se ha encontrado en la bibliografía el estudio de un sistema híbrido considerado como un único elemento de condensación asociado a una CSP, compuesto por un aerocondensador con un pre-enfriamiento adiabático. El objetivo de este trabajo es contribuir a la mejora de la eficiencia energética en la producción de energía y reducir el consumo de agua en las centrales termosolares, evaluando tres diseños de condensador (torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático). Para ello se ha modelizado en el software simulación Engineering Equation Solver (EES) un ciclo de potencia, que utiliza captadores cilindro-parabólicos y posee una potencia nominal neta de 50 MWe. La influencia de cada sistema de condensación se ha llevado a cabo a través de un estudio comparativo entre la producción de energía y el gasto de agua.

2. Metodología

2.1. Descripción de la planta

La central termosolar objeto de estudio cuenta con una capacidad nominal de 50 MWe, producidos a través de un ciclo Rankine conectado a un campo solar de colectores cilíndrico-parabólicos (figura 1). El proceso de generación de vapor se lleva a cabo con un par de economizadores, generadores de vapor, sobrecalentadores y recalentadores conectados en paralelo, estos últimos localizados a la salida de la primera etapa de la turbina (por simplicidad en el esquema solo se muestra un componente). El vapor se expande durante 2 etapas más haciendo rotar la turbina para la producción de potencia, realizándose un total de seis extracciones para alimentar 5 intercambiadores cerrados (I.C.) y un desgasificador (I.A.). El vapor restante es condensado y bombeado a través de los intercambiadores, en los que aumenta su temperatura hasta completar el ciclo en el economizador.

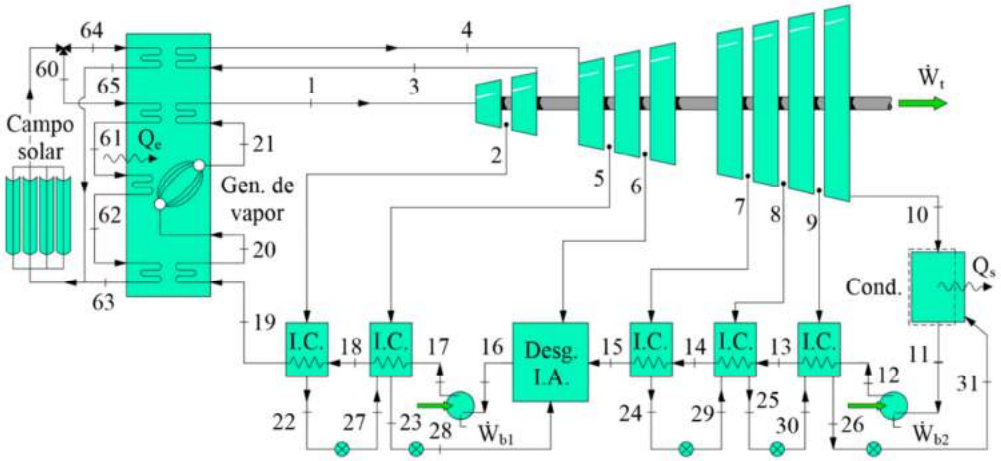


Figura 1: Esquema del ciclo de la planta termosolar de 50 MW.

2.2. Modelización del ciclo

Para la simulación se ha utilizado el software de cálculo Engineering Equation Solver (EES). Se trata de una potente herramienta que ofrece de forma directa el cálculo de propiedades termodinámicas de diferentes fluidos. Existen dos vías para llevar a cabo la comparativa entre los distintos sistemas de condensación: establecer la potencia neta generada o fijar el calor de entrada al ciclo. En el primer caso se requiere de la modificación de las dimensiones del campo solar para compensar entre sí las variaciones en la capacidad del ciclo producidas como consecuencia de la implementación de cada tecnología, mientras que en la segunda opción se permite que la capacidad de la turbina varíe en función del sistema de refrigeración. Ya que la naturaleza de este trabajo reside en evaluar el comportamiento de una central ya ejecutada, se ha seguido el segundo procedimiento.

La información requerida para el cálculo del ciclo se ha obtenido del trabajo de Blanco-Marigorta [11], la cual se basa en el funcionamiento real de una planta. Los datos utilizados para la modelización del ciclo son los siguientes: Temperatura de entrada a la primera y segunda etapa de la turbina (373 y 373,4ºC) y las temperaturas a la salida del economizador y del generador de vapor (309 y 313ºC). Por otro lado, la presión de salida de la primera etapa de la turbina y la presión de condensación (18,5 y 0,063 bar), así como la presión de cada una de las seis extracciones (33,48, 13,99, 6,18, 3,04, 1,17 y 0,37 bar) y las presiones de salida de las bombas de alta y de baja (103 y 8,38 bar). Por último se ha utilizado un gasto total de 60,08 kg/s. Dichos valores se han utilizado para la validación del ciclo Rankine tipo. Posteriormente, éste ha sido modificado para evaluar el efecto de tres sistemas de condensación diferentes (torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático) en la generación de potencia y el gasto de agua de la central de potencia.

Las consideraciones para llevar a cabo la tarea de modelización son: La generación de vapor cuenta con unas pérdidas de carga de 0,8 bar en el economizador, 0,2 bar en el evaporador, 1 bar en el sobrecalentador y 2 bares en el recalentador. En lo que respecta a las etapas de la turbina, éstas poseen, de la etapa 1 a la 3, un rendimiento isoentrópico de 0,852, 0,9 y 0,852 respectivamente. El rendimiento del generador de la turbina es de un 0,97. Las bombas también tienen asociadas un rendimiento isoentrópico, siendo de 0,81 para la de alta presión y 0,73 para la de baja. El desgasificador produce una pérdida de carga de 1,9 bares. Los intercambiadores de calor tienen una pérdida de carga en el lado de las extracciones de vapor de 0,1 bar, mientras que para en el lado del agua de alimentación existe una pérdida de 0,5 bares para los intercambiadores de alta y 0,1 bar para los de baja.

En el diseño de los intercambiadores se han tenido en cuenta los parámetros TTD y DCA [13]. El término TTD (Terminal Temperature Difference) se define como la diferencia entre la temperatura de saturación a la presión a la que se realiza la extracción de la turbina menos la temperatura del agua de salida del intercambiador de calor,

$$TTD = T_{v,sat(P)} - T_{w,o_{inter}} \quad (1)$$

siendo de 4ºC para el intercambiador de alta y 5ºC para el de baja. En cuanto al DCA (Drain Cooler Approach), se ha tomado un valor de 5ºC tanto para alta como para baja presión, calculándose como la diferencia entre la temperatura del vapor condensado de salida menos la temperatura del agua de entrada del intercambiador,

$$DCA = T_{v,cond} - T_{w,i_{inter}} \quad (2)$$

Para el cálculo del rendimiento global de la planta es necesario describir previamente la potencia neta ($\dot{W}_{neto}$),

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{bruto} - \dot{W}_{aux,ref} \quad (3)$$

$$\eta_{planta} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{campo\ solar}} \quad (4)$$

Donde $\dot{W}_{bruto}$ se define como la potencia generada incluyendo el consumo requerido por los componentes del ciclo Rankine ($\dot{W}_{turbina}$ - $\dot{W}_{bombas}$), y $\dot{W}_{aux,ref}$ como el consumo de los elementos auxiliares del sistema de refrigeración en cada caso. Este último ha sido estimado en base al estudio comparativo de los sistemas de refrigeración de agua [14], donde se establece un EER promedio (relación entre la potencia térmica disipada y la potencia eléctrica consumida) de 96,7 kWt/kWe para torres de refrigeración, 52,7 kWt/kWe para el sistema híbrido y 19,5 kWt/kWe para el aerocondensador seco. Del mismo modo, se ha determinado la superficie requerida por estos sistemas en función del calor disipado, siendo de 10,7, 34,6 y 78,3 m^2/MWt respectivamente.

En cuanto a la ubicación de la planta, esta ha sido modelizada para un clima mediterráneo, tomando como datos ambientales de diseño la temperatura seca de la zona y la temperatura húmeda coincidente en el mismo instante con un percentil del 1%, conforme a lo especificado por la Guía Técnica de condiciones climáticas exteriores de proyecto [15]. La temperatura ambiente tomada es de 31,2ºC, mientras que la de bulbo húmedo es de 22,8ºC.

2.3. Torre de refrigeración

La inclusión de la torre en el ciclo se modela a través del *ITD* (Initial Temperature Difference), según el procedimiento establecido en el Electric Power Research Institute (EPRI) [16] y que consiste para este caso en el cálculo de la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de bulbo húmedo,

$$ITD = T_{cond} - T_{wb} = \underbrace{\left(T_{w,i} - T_{w,o}\right)}_{\text{Rango}} + \underbrace{\left(T_{cond} - T_{w,i}\right)}_{\text{TTD}} + \underbrace{\left(T_{w,o} - T_{wb}\right)}_{\text{Aproximación}} \quad (5)$$

Para la torre de refrigeración se ha considerado un *ITD* de 11,5ºC, un *Rango* de 5ºC y un *TTD* de 3ºC, tomando como referencia valores típicos de funcionamiento. Una vez diseñada la torre de refrigeración, la presión de condensación se obtiene calculando la presión de saturación a la temperatura de condensación. La figura 2(a) muestra de forma esquemática la interacción torre-condensador y las variables que intervienen.

Estos dispositivos poseen una gran capacidad de enfriamiento, puesto que para unas mismas condiciones de funcionamiento es capaz de enfriar el agua a una temperatura próxima a la de bulbo húmedo, a diferencia del resto de sistemas que se describen en este trabajo. En un ciclo térmico, el hecho de disponer de un foco más frío para un mismo foco caliente, supone una mayor generación de potencia y un mejor rendimiento en el ciclo. Sin embargo, las torres de refrigeración requieren de una gran cantidad de agua de aporte debido a los procesos de evaporación y arrastre, lo que deriva en un gasto de agua por purgas para controlar el nivel de sólidos suspendidos dentro de la torre. El consumo de agua de la torre viene determinada por la siguiente expresión,

$$\dot{m}_{aporte} = \underbrace{\dot{m}_{w,i} - \dot{m}_a \cdot (\omega_{a,o} - \omega_{a,i})}_{\text{Evaporación}} + \underbrace{\dot{m}_w \cdot \frac{Arrastre\ (\%)}{100}}_{\text{Arrastre}} + \underbrace{\frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_d}{(C_{conc} - 1)}}_{\text{Purga}} \quad (6)$$

Planteando el principio de conservación masa y energía en régimen estacionario para el volumen de control mostrado en la figura: (Fig. 3.1), se obtiene

$$\dot{m}_a \cdot h + \left((\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W) + \dot{m}_a dW)h_{f,w}\right) = \dot{m}_a \cdot (h + dh) + \left(\left(\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)\right) \cdot \left(h_{f,w} + dh_{f,w}\right)\right) \quad (7)$$

A partir del desarrollo de esta ecuación se determinan las propiedades de salida del aire y con ellas el agua evaporada en el proceso.

En el caso del arrastre, proceso por el cual se produce una pequeña pérdida de agua como consecuencia de la captación de gotas por parte de la corriente de aire, se ha considerado un valor típico del 0,0005% del gasto de recirculación. Por otro lado, con el propósito de reducir la concentración de sólidos disueltos en el agua, se realizan purgas periódicas. Éstas se calculan en función de la pérdida de agua por evaporación y arrastre y del número de ciclos de concentración, el cual se determina a partir de la calidad del agua de la ubicación geográfica (establecido en 3,3 para este caso),

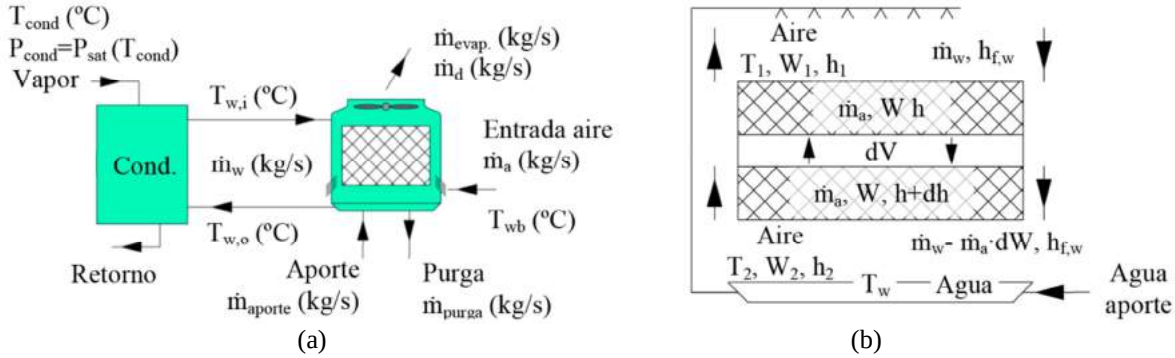


Figura 2: Esquema de la torre de refrigeración (a) y el modelo de cálculo de la evaporación (b).

2.4. Aerorefrigerador

Los aerorefrigeradores secos en cambio no requieren de un consumo de agua, por lo que todos los costes asociados a esa variable desaparecen. No obstante, este tipo de equipos tienen un elevado coste inicial y de mantenimiento, debido su elevado consumo en los ventiladores. Otro inconveniente es que a altas temperaturas la eficiencia del ciclo cae. En este caso, el diseño del aero se calcula utilizando el ITD referenciado a la temperatura ambiente, puesto que este tipo de sistemas está limitado a ella,

$$ITD = T_{cond} - T_{amb} \tag{8}$$

Otro parámetro que se ha tenido en cuenta ha ido el incremento de la temperatura del aire,

$$\Delta T_{aire} = T_{a,o} - T_{amb} \tag{9}$$

El valor adoptado para el *ITD* ha sido de 16ºC, con un incremento de la temperatura del aire de 22ºC. Ambos criterios de diseño se han determinado conforme al rango de funcionamiento descrito en EPRI [16]. La figura 3(a) muestra el esquema típico del funcionamiento de un aerocondensador y sus variables.

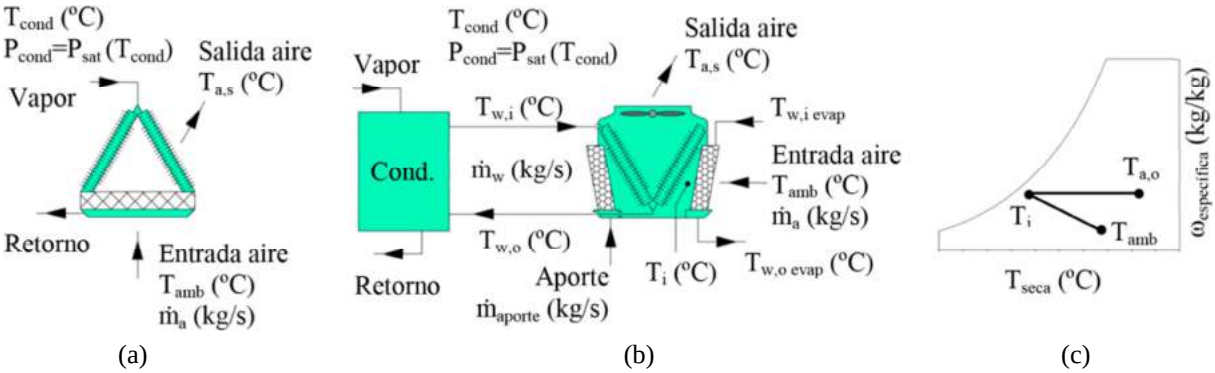


Figura 3: Esquema del aerocondensador seco (a), del sistema híbrido (b) y diagrama psicrométrico (c).

2.5. Aerorefrigerador con pre-enfriamiento adiabático

En el aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático, previo a la entrada de la sección seca, el aire debe cruzar una sección evaporativa en la que disminuye su temperatura y aumenta su humedad específica de forma adiabática (figura 3(c)). Este dispositivo se encuentra en un punto intermedio en el que el agua de aporte necesaria es menor que en las torres de refrigeración y el consumo de energía es inferior al condensador seco,

manteniendo unas buenas prestaciones en ambientes calurosos. Sin embargo se trata de un sistema complejo que involucra ambas tecnologías (seco y húmedo), pudiendo a menudo requerir una gran inversión inicial. En condiciones ideales la temperatura del aire alcanzaría la temperatura de bulbo húmedo, sin embargo se ha aplicado una eficiencia de enfriamiento del 0,8; teniendo en cuenta el trabajo de Wu [18], calculada en base a la relación entre la diferencia de la temperatura ambiente y la temperatura del aire una vez pre-enfriado con respecto al máximo enfriamiento que podría obtenerse en condiciones ideales,

$$\varepsilon_{evap} = \frac{(T_{amb} - T_i)}{(T_{amb} - T_{wb})} \tag{10}$$

Una vez obtenida la temperatura intermedia T_i se calcula el *ITD* y el incremento de la temperatura en base a la mejora obtenida de las condiciones del aire,

$$ITD = T_{cond} - T_i \tag{11}$$

$$\Delta T_{aire} = T_{a,o} - T_i \tag{12}$$

Al igual que para el aerorefrigerador seco, se ha considerado un *ITD* de 16ºC y un aumento en la temperatura del aire de 22ºC en la sección seca. En cuanto a la cantidad de agua evaporada, ésta se ha calculado con el mismo principio que en el caso de la torre de refrigeración, con la salvedad de que en este caso los flujos se cruzado en lugar de ir a contracorriente,

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{aire} \cdot (\omega_{a,evap} - \omega_{amb}) \tag{13}$$

La figura 3 muestra el esquema típico del funcionamiento de un aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático (b) y el diagrama psicrométrico (c).

3. Resultados

3.1. Validación de la planta

La modelización de la central termosolar se ha llevado a cabo definiendo el modelo matemático de cada uno de los elementos que componen el ciclo. Para ello se han tenido en cuenta una serie de consideraciones y valores de entrada, partiendo de datos reales de funcionamiento. Posteriormente, los resultados obtenidos con el software de cálculo han sido comparados con los resultados de Blanco-Marigorta [11] de forma satisfactoria. La figura 6 muestra el diagrama T-s del ciclo, indicándose los rendimientos isoentrópicos tanto en turbinas como en bombas.

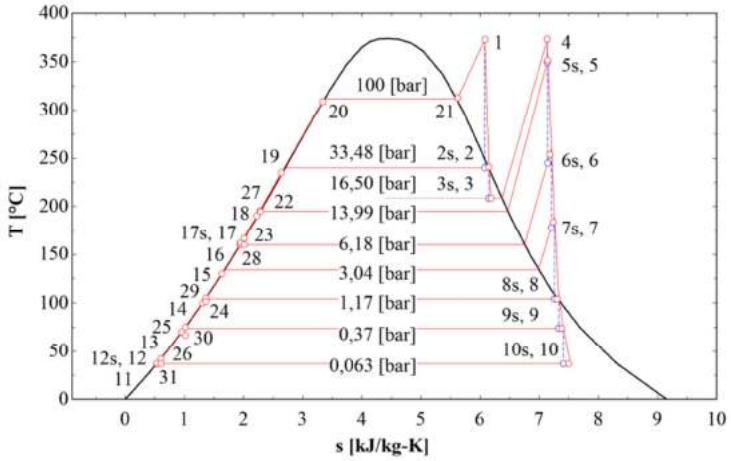


Figura 4: Diagrama T-s del ciclo de la planta termosolar.

Cabe señalar que el punto 10, correspondiente a las condiciones de condensación, es la variable sobre la cual ejerce su influencia cada uno de los sistemas de refrigeración. En el caso tipo que muestra este apartado, se ha tomado una presión de 0,063 bar para el caso de condensación mediante una torre de refrigeración.

3.2. Comparativa de sistemas de condensación

En la tabla 1 se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los sistemas de refrigeración.

Tabla 1: Resultados obtenidos para cada tecnología.

	Torre de refrigeración	Aerorefrigerador	Aerorefrigerador con pre-enfriamiendo adiabático
Potencia neta (kW)	57100,0	50697,0	55145.0
Rendimiento del ciclo	0.397	0.377	0.387
Consumo eléctrico aux. (kW)	912.2	4662.2	1699.2
Consumo eléctrico total (kW)	1759.3	5509.3	2546.3
Gasto de agua total (kg/h)	186694.7	0.0	39996.0
Espacio ocupado (m^2)	932.3	3651.1	3093.8

Analizando la potencia neta generada (figura 5 (a)), la configuración compuesta por la torre de refrigeración es la que más produce, siendo un 12,6% mayor que en el caso del aerorefrigerador y un 3,5% más que en el caso híbrido. Este hecho tiene que ver con la presión de condensación, ya que cuanto menor sea más se expande el vapor y mayor es el aprovechamiento de este. Otro factor que afecta a la producción de potencia en la planta es el consumo de los elementos auxiliares del ciclo. Como se ha mencionado en anteriores apartados, el aerorefrigerador seco requiere de un elevado consumo para satisfacer los requerimientos de los ventiladores, lo que supone un aumento en el consumo 3,1 veces superior al de la torre de refrigeración y 2,1 veces mayor que al del sistema híbrido (figura 5(b)). El porcentaje de ese consumo destinado a los sistemas auxiliares es de un 51,8% para el sistema húmedo, el 84,6% en el sistema seco y el 66,7% en el húmedo.

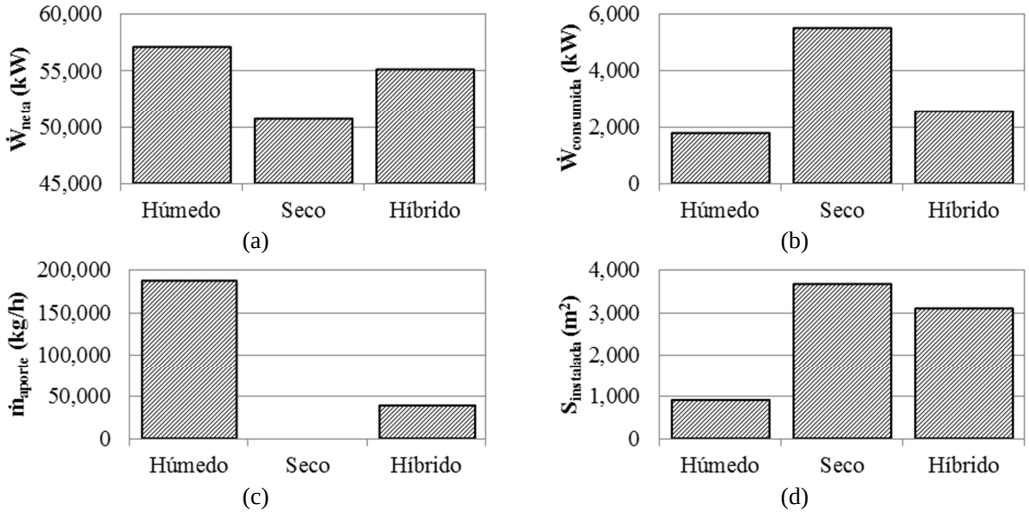


Figura 5: Potencia neta generada (a) y consumida (b), agua de aporte (c) y superficie instalada (d).

En lo que al agua de aporte empleada en la condensación se refiere, el aerorefrigerador seco no requiere de este recurso puesto que su capacidad de enfriamiento se basa únicamente en el gasto de aire generado por los ventiladores. Sin embargo, tanto el sistema híbrido como la torre de refrigeración presentan pérdidas de agua. En el primer caso las pérdidas se deben al proceso de evaporación, mientras que en el enfriamiento húmedo se encuentran los fenómenos de evaporación, arrastre y purga, resultando en este caso un consumo 4,7 veces mayor (figura 5(c)). La distribución del empleo del agua de aporte requerida es de un 69,67% para el proceso de evaporación, 0,04% para el fenómeno de arrastre y 30,29% para el tratamiento de purgas. La superficie instalada del sistema de refrigeración tiene relación con la eficiencia de cada dispositivo, siendo la torre de refrigeración la que menor espacio requiere, seguido del sistema híbrido y el seco. Concretamente el sistema seco requiere un área 3,9 veces mayor que el necesario para las torres de refrigeración y un 18% más que en el caso del sistema híbrido (figura 5(d)).

4. Conclusiones

Se ha modelizado y validado en EES una planta termosolar a partir de datos experimentales, definiéndose tres sistemas de disipación de calor en el condensador, con el objeto de comprobar su influencia la planta. La configuración con torre de refrigeración dota de una mayor capacidad y rendimiento al ciclo. Sin embargo este sistema acarrea un gasto de agua considerable, hecho a tener en cuenta en ubicaciones con problemas de abastecimiento de agua. Si bien el sistema seco no emplea agua, sí requiere de un elevado consumo energético

para alimentar a un mayor número de ventiladores, ocupando por tanto una mayor superficie. Este hecho podría repercutir en plantas con limitaciones en el tamaño de la parcela. Finalmente, el sistema híbrido se encuentra en un punto intermedio, ofreciendo una situación de compromiso entre las otras dos configuraciones mencionadas.

5. Agradecimientos

Este trabajo se enmarca dentro del proyecto titulado "Estudio para la mejora de instalaciones de energía solar térmica y enfriamiento evaporativo en edificios y centrales termosolares" (ENE2013-48696-C2-1-R). Financiado mediante Fondos FEDER por el Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación 2013 - 2016 del Ministerio de Economía y Competitividad (MINECO).

6. Bibliografía

[1] US DoE. Concentrating solar power commercial application study: Reducing water consumption of concentrating solar power electricity generation. Wasihngton, DC: U.S. Department of Energy, (2009).

[2] US DoE. Energy demands on water resources: Report to Congress on the Interdependency of Energy & Water. Wasihngton, DC: U.S. Department of Energy, (2006).

[3] G. Turchi, C. Kutscher. Water use in concentrating solar power (CSP), Tucson, (2002).

[4] C. Richter, J. Dersch. Methdos for reducing cooling water consumption in solar thermal power plants. Proceedings of the 15th SolarPACES Symposium. The CSP conference: Electricity, fuels and clearn water from concentrated solar energy, Berlin, Germany, (2009).

[5] A. Zandian, M. Ashjaee. The thermal efficiency improvement of a steam Rankine cycle by innovative design of a hybrid cooling tower and a solar chimney concept, Renewable Energy, 51, (2013), 465-473.

[6] B. Ghorbani et al. Electricity production with low grade heat in thermal power plants by design improvement of a hybrid dry cooling tower and a solar chimney concept, Energy Conversion and Management, 94, (2015), 1-11.

[7] J. Moore, et al. Modelling the thermodynamic performance of a concentrated solar power plant with a novel modular air-cooled condenser, Energy, 69, (2014), 378-391.

[8] A. O'Donovan, R. Grimes. A theoretical and experimental investigation into the thermodynamic performance of a 50 MW power plant with a novel modular air-cooled condenser, Applied Thermal Engineering, 71, (2014), 119-129.

[9] P. Palenzuela et al. Evaluation of cooling technologies of concentrated solar power plants and their combination with desalination in the mediterranean area. Applied Thermal Engineering,50,(2013),1514–1521.

[10] P. Palenzuela et al. Large-scale solar desalination by combination with CSP: Technoeconomic analysis of different options for the Mediterranean Sea and the Arabian Gulf. Desalination, 366, (2015), 130–138.

[11] A. Blanco-Marigorta et al.. Exergetic comparison of two different cooling technologies for the power cycle of a thermal power plant. Energy, 36, (2011), 1966–1972.

[12] G. Barigozzi et al. Wet and dry cooling systems optimization applied to a modern waste-to-energy cogeneration heat and power plant. Applied Energy, 88, (2011), 1366–1376.

[13] P. Palenzuela et al. Concentrating Solar Power and Desalination Plants. Ed. Springer (2015). ISBN: 978-3-3-319-20534-2.

[14] L'institut Català d'Energia. Estudi comparatiu dels sistemes de refredament d'aigua. Gencat, (2010).

[15] IDAE. Guía técnica de condiciones climáticas exteriores de proyecto. Ministerio de industria, turismo y comercio. Gobierno de España, (2010).

[16] EPRI. Comparison of Alternate Cooling Technologies for California Power Plants: Economic, Environmental, and Other Tradeoffs. Palo Alto, and California Energy Commission, Sacramento, (2002).

[17] J.E. Braun et al. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. Conference Paper in ASHRAE Transactions 95(2), (1989).

[18] J.M. Wu, X. Huang, H. Zhang. Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler, Applied Thermal Engineering, 29, (2009), 980-984.

Análisis del funcionamiento de un sistema desecante en función del clima

P.J. Martínez Beltrán[1], J.C. Martínez Castillo[2]

[1]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. Pjuan.martinez@goumh.umh.es*

[2]*Dpto. de Ingeniería Mecánica y Energía. Universidad Miguel Hernández. Jose.martinez34@goumh.umh.es*

Los sistemas de climatización basados en ciclos desecantes proporcionan ciertas ventajas relativas a la gestión de las cargas térmicas o a la posibilidad de incorporar fuentes de energías renovables o calor residual. Sin embargo, diversas fuentes apuntan la necesidad de dedicar esfuerzos en I+D para el desarrollo de estos sistemas.

En la bibliografía se encuentran diversos estudios sobre el impacto de las condiciones climatológicas en el funcionamiento de este tipo de sistemas. Además son diversos los estudios que enmarcan el análisis de estos sistemas en climas cálidos y húmedos. Por otro lado, también se pueden encontrar diversos artículos que estudian las distintas configuraciones posibles o el efecto de la variación de distintos parámetros de control sobre el rendimiento de la instalación. Sin embargo, son escasos los estudios comparativos sobre el comportamiento de los sistemas desecantes cuando se centra la atención en la interacción con el uso y tipología del edificio que se pretende climatizar.

En el presente trabajo se estudia el funcionamiento de un sistema de climatización híbrido que incorpora una rueda desecante para el tratamiento de la carga latente. Se simulará el comportamiento del sistema unido a distintas tipologías de edificio en los que el nivel de carga latente es elevado. Además, se han introducido las condiciones climáticas de distintas localizaciones españolas con el fin de cubrir las distintas zonas climáticas referenciadas en el CTE DB HE1.

1. Introducción

En los últimos años el aumento de exigencias en las condiciones de confort ha incentivado la instalación de sistemas de aire acondicionado que cubran las cargas térmicas de los edificios. Los sistemas de climatización convencionales, basados en ciclos de compresión de vapor, funcionan haciendo pasar una corriente de aire a través de un serpentín frío, con una temperatura superficial por debajo de la temperatura de rocío del aire. De esta manera se consigue enfriar y deshumectar y vencer así las cargas sensible y latente de una estancia o edificio. Sin embargo, esta técnica puede resultar poco efectiva a la hora de controlar la humedad ya que suele predominar el control de la carga sensible frente a la latente.

Por otro lado, el aumento de la concienciación sobre la necesidad de reducir el consumo de energía y las emisiones de gases de efecto invernadero, ha puesto en el punto de mira a los sistemas convencionales de refrigeración como grandes consumidores de energía en los países desarrollados, incluso en aquellos con carga de calefacción predominante. Por ello, en los últimos años se están haciendo grandes esfuerzos en investigación y desarrollo de nuevos sistemas de climatización que sean capaces de provechar fuentes de energía residual o renovable para satisfacer las exigencias de confort, ya sea en invierno o en verano.

En esta dirección, los sistemas de climatización desecantes de ciclo abierto han sido investigados extensamente durante las últimas décadas [1,2]. Estos son capaces de actuar sobre la humedad y la temperatura o sobre la humedad únicamente, con lo que sería necesario complementarlo con un sistema de refrigeración que cubra la carga sensible. De esta forma, se conseguiría una mejor gestión de las cargas internas.

Los sistemas desecantes cuentan también con la ventaja de necesitar para su regeneración niveles de energía térmica a baja temperatura, lo que los hace susceptibles de ser integrados en sistemas de climatización mediante energías renovables como la solar térmica, o aprovechar fuentes residuales térmicas de procesos industriales. Este aspecto es el que ha incentivado la mayor parte de la investigación en los últimos años. Sin embargo, diversos

autores apuntan la necesidad realizar un mayor esfuerzo en investigación y desarrollo de estos sistemas, y de su difusión entre empresas e instaladores.

En la bibliografía encontramos diversos estudios sobre el impacto de las condiciones climatológicas en el funcionamiento de este tipo de sistemas. El-Agouz y Kabeel [3] estudiaron el comportamiento de un sistema de climatización mediante ciclos desecantes para 4 zonas climáticas diferentes. Además son diversos los estudios que enmarcan el análisis de estos sistemas en climas cálidos y húmedos [4] (El Hourani et al., 2014). Por otro lado, también se pueden encontrar diversos artículos que estudian las distintas configuraciones posibles o el efecto de la variación de distintos parámetros de control sobre el rendimiento de la instalación [5] (Angrisani et al., 2013). Sin embargo, son escasos los estudios comparativos sobre el comportamiento de los sistemas desecantes cuando se centra la atención en la interacción con el uso y tipología del edificio que se pretende climatizar.

2. Objetivos

Los objetivos de este trabajo se pueden enmarcar en una fase inicial del estudio del comportamiento de sistemas desecantes en función de la tipología y uso del edificio objeto, del clima en el que se halla dicho edificio, así como de la configuración del sistema desecante empleado. Así pues tenemos:

1. Definición del edifico objeto, atendiendo a su uso. Son candidatos aquellos edificios en los que se requieran altas tasas de renovación de aire, así como la presencia de una carga latente, ya sea por ocupación u otros motivos. En este trabajo se define un aulario universitario para su posterior modelización y estudio.

2. Caracterización de los climas de las diversas zonas climáticas de España. Para ello se elige una ciudad representativa para cada una de las zonas en las que el Código Técnico de la Edificación [6], en su documento básico HE1, divide la geografía española. Los datos horarios de temperatura y humedad obtenidos a partir del software Meteonorm [7] se utilizarán para establecer que localización es más adecuada para la realización del estudio.

3. Selección de la configuración del sistema desecante que mejor se ajuste en función del edificio tipo y del clima seleccionado. Título

3. Definición del edificio objeto

La tipología y el uso van a ser decisivas a la hora de seleccionar el edificio objeto para el presente estudio. Se ha considerado un tipo de edificio en el que, ya sea por ocupación u otras cargas internas, la generación de vapor y las tasas de renovación de aire del recinto sean elevadas y con ellas la carga latente, tanto interna como de ventilación.

En este primer estadio de la investigación, se lleva a cabo el estudio de un aula tipo con un área de 150 m2 y un ratio de ocupación de 1,5 m2·persona-1. La altura media del aula es de 3,3 m. Con dicha ocupación, si atendemos al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios [8] se obtiene un caudal de ventilación de 1,25 m3·s-1. Se establecen unas condiciones interiores de 20ºC y 50% de humedad relativa en invierno y 25ºC y 50% de humedad relativa en verano. Los cerramientos exteriores tienen orientaciones sur y este, ambos con un área de superficie acristalada del 50%. Los cerramientos norte y oeste, así como los forjados de suelo y techo se consideran adiabáticos.

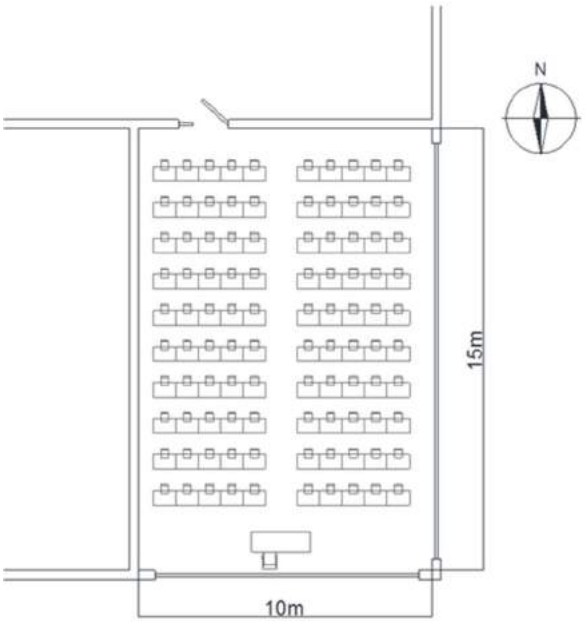


Figura 1: Aulario tipo

Para conocer las distintas cargas (internas y externas, latentes y sensibles) se utilizará el software TRNSYS [9], este programa permite simular el comportamiento termodinámico del edificio durante un periodo de tiempo establecido por el usuario. Las condiciones exteriores pueden definirse de dos formas:

1. Haciendo uso de archivos de datos climatológicos horarios como los proporcionados por Meteonorm, lo que nos permitiría, por ejemplo, caracterizar el comportamiento del edificio durante un año meteorológico tipo.

2. Introduciendo las condiciones ambientales como parámetros fijos. De esta forma, haciendo uso de valores de condiciones climáticas para proyectos, se puede realizar el cálculo de cargas del edificio.

En nuestro caso, nos interesa conocer los valores de carga latente y sensible del edificio en condiciones de proyecto, por lo que haremos uso de los valores incluidos en la norma UNE 100.001 sobre condiciones climáticas para proyecto.

Se ha establecido el caudal de ventilación y así como las cargas internas presentes en el aulario. Se han seleccionado 2 ubicaciones objeto, una con elevada humedad específica en los meses de verano, Almería, y otra en un clima más seco, Cáceres. Además, se ha definido la composición de los cerramientos y las propiedades de los vidrios, variándola en función de la ubicación para lo que se ha tomado como referencia los valores de transmitacias máximas reflejados en el CTE DB HE1. Las condiciones ambientales exteriores de la norma UNE 100.001 se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Condiciones de proyecto según UNE 100.001

	Verano		Invierno
	T seca (ºC)	T húmeda (ºC)	T seca (ºC)
ALMERÍA	29.6	20.7	4.3
CÁCERES	33.8	18	1.5

Los resultados obtenidos en TRNSYS para ambas ciudades se reflejan en la tabla 2

Tabla 2. Resultados del cálculo de cargas con TRNSYS

	ALMERÍA	CÁCERES
Calefacción		
Sensible Total	25,4 kW	28,2 kW
Sensible de Ventilación	22,4 kW	24,9 kW
Refrigeración		
Total	28,8 kW	23,1 kW
Sensible Total	17,1 kW	23,1 kW
Sensible de Ventilación	6,6 kW	12,7 kW
Latente Total	11,7 kW	-5,5 kW
Latente de Ventilación	6 kW	-12,2 kW

En el caso de Cáceres se observa que la carga latente interna generada por los ocupantes del recinto es compensada con la ventilación con aire exterior con una humedad específica menor a la de la estancia. Este hecho provoca que a la hora de obtener la carga total de refrigeración se considere únicamente la carga sensible total. Para Almería se obtiene una carga latente debido a ocupación y ventilación significativa..

4. Caracterización de climas

El Código Técnico de la Edificación asigna a cada localidad del territorio español una zona climática. Se establecen 6 zonas de menor a mayor severidad climática de invierno (α, A, B, C, D y E) y 4 zonas menor a mayor severidad climática de verano (1, 2, 3, 4). A cada ubicación se le asigna una letra de invierno y un número de verano. Se han seleccionado capitales de provincia de cada combinación de zona climática disponible. Las localidades estudiadas son:

- α3 Las Palmas de Gran Canarias
- A3 Málaga
- A4 Almería
- B3 Valencia
- B4 Alicante
- C1 Bilbao
- C2 Barcelona
- C3 Granada
- C4 Cáceres
- D1 Santander
- D2 Logroño
- D3 Madrid
- E1 Burgos

Los datos climatológicos para cada localidad se obtienen a partir del programa Meteonorm. Dicho software incluye una base de datos de datos climáticos para distintas localidades.

Hausladen et al. [10] sugiere un umbral de 12 gv·kgas-1 de humedad específica ambiente a partir del cual se considera apropiado la implantación de un sistema desecante. Tomando como referencia dicho umbral, se seleccionan como ubicaciones de referencia Almería y Las Palmas de Gran Canarias. En las figuras 2 y 3 se representan los valores horarios de temperatura y humedad específica de estas localidades sobre un diagrama psicrométrico. Se puede observar que en ambos emplazamientos se registran valores de humedad por encima del valor umbral establecido. Además, contamos con al menos dos meses en verano en el que el valor medio mensual también supera los 12 gv·kgas-1.

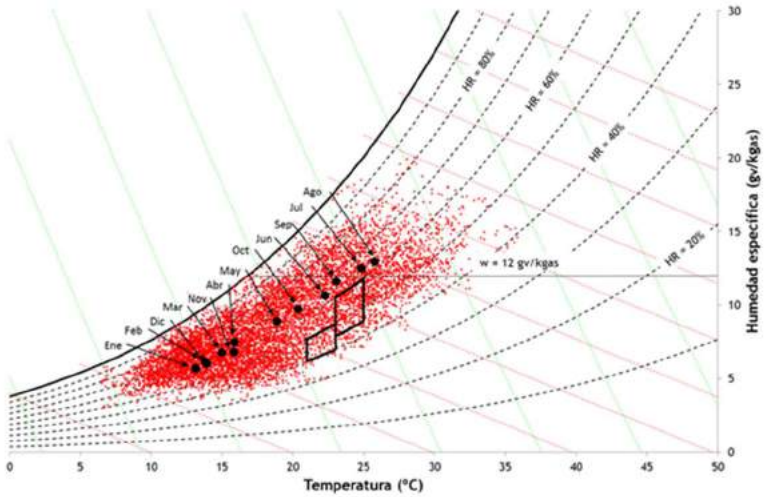


Figura 2: Psicrométrico condiciones ambientales Almería

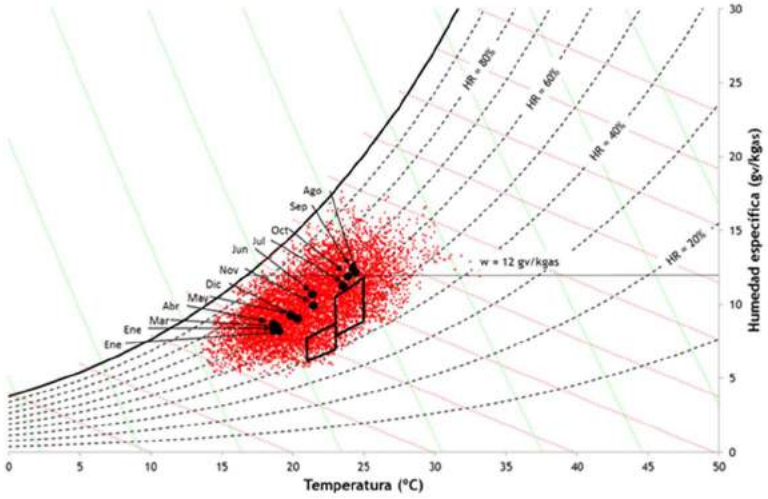


Figura 3: Psicrométrico condiciones ambientales Las Palmas

5. Sistema desecante

El sistema desecante seleccionado deberá ser capaz de vencer la carga latente del edificio objeto, tanto interna como de ventilación. Además, en caso de poder extraer mayor cantidad de agua del aire ambiente de la indispensable para vencer la carga latente, se puede hacer uso de un enfriador evaporativo con el propósito de vencer además parte de la carga sensible.

En este caso, se ha considerado como caso de estudio inicial el ciclo Pennington [11] o de ventilación cuyo esquema se presenta en la figura 4.

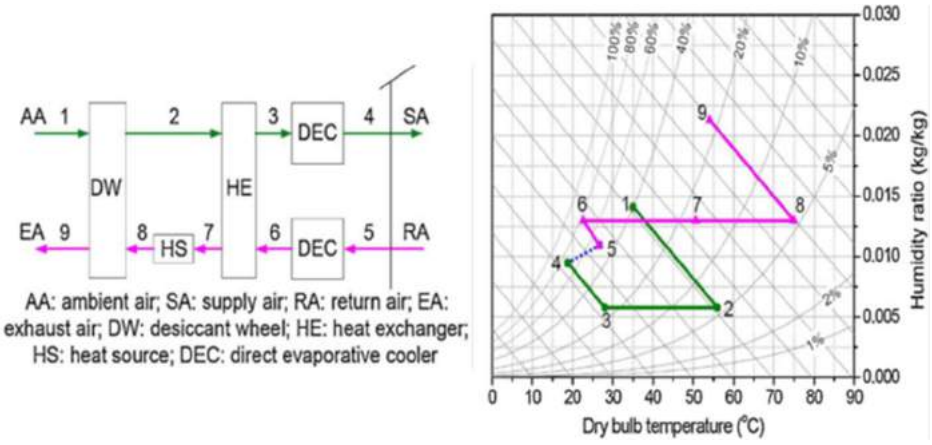


Figura 4: Ciclo Pennington

En este ciclo, el aire de proceso es en su totalidad aire de ventilación. Este se hace pasar por la rueda desecante donde pierde parte de su humedad y gana temperatura. A continuación se hace pasar por el intercambiador de calor donde se enfría mientras cede calor al caudal de aire de regeneración para precalentarlo. Si se considerara oportuno, el aire de proceso puede pasar por un enfriador evaporativo para disminuir su temperatura.

Para comprobar el efecto que un sistema desecante basado en ciclo de Pennington tendría en una tipología de edifico como la seleccionada para este trabajo (aulario) se introduce dicha configuración en TRNSYS y se realiza una simulación de su comportamiento termodinámico. Los parámetros característicos de los distintos componentes (rueda desecante, intercambiador sensible y evaporativo) se han dejado con los valores indicados por TRNSYS, comprobando que están dentro de rangos que concuerden con los parámetros característicos de productos comerciales.

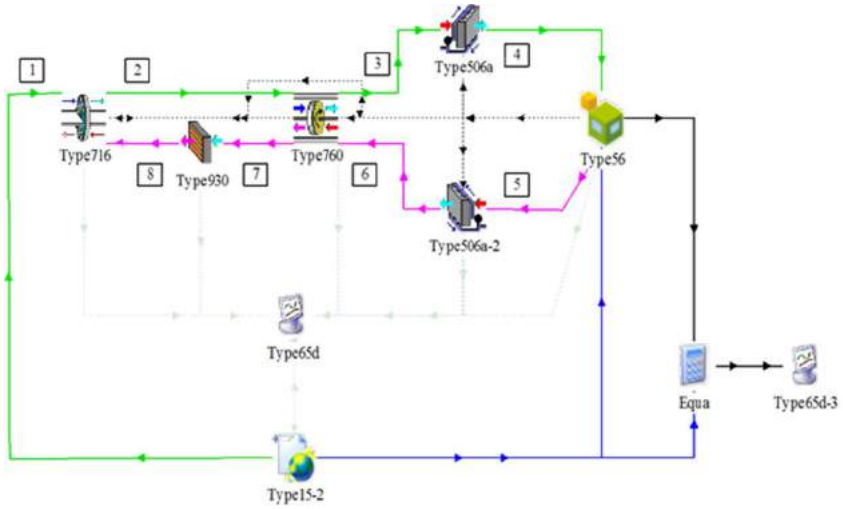
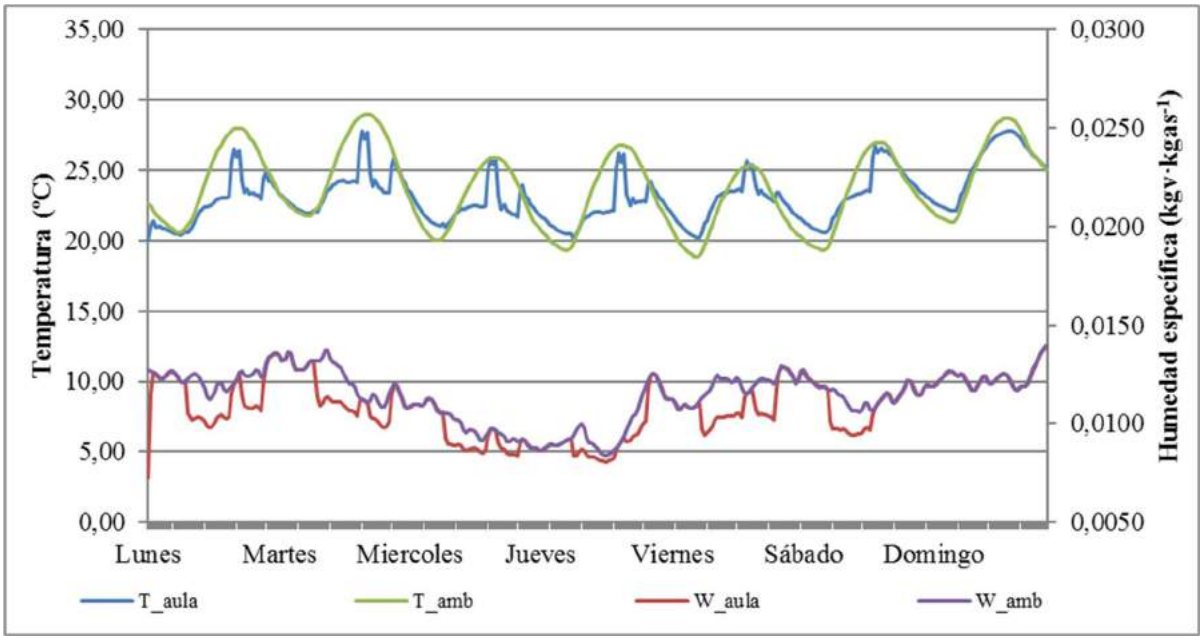


Figura 5: Esquema ciclo Pennington en TRNSYS

La simulación se ha realizado empleando datos climatológicos de la ciudad de Almería, una de las seleccionadas debido a su alta humedad específica durante los meses de verano. En concreto se enmarcado la simulación en la primera semana del mes de julio. El modelo del edificio se ha ajustado en lo referente a transmitancias máximas de cerramientos y factores solares de vidrios a la zona correspondiente a Almería (A4). Además, se han establecido los perfiles de uso correspondientes a un edificio no residencial, con un horario de 12 horas de lunes a viernes y 8 horas los sábados, cómo se establece en el Código Técnico de la Edificación en su documento básico HE1.

La gráfica 1 refleja el comportamiento de la temperatura y humedad interna del aula, así como la temperatura y humedad exterior durante esa semana.



Gráfica 1: Datos de temperatura y humedad específica simulados con TRNSYS

Se puede observar cómo se consigue un descenso de la temperatura del aula de hasta 4ºC en algunos casos gracias al sistema híbrido desecante/evaporativo. En el caso de la humedad específica interna se consigue disminuir la cantidad de agua presente en el aire exterior, consiguiendo saltos de 2 gv·kgas-1

6. Conclusiones

Este trabajo pretendía establecer las bases para el posterior estudio del potencial de los sistemas desecantes en función de la tipología de edificio, así como del clima en el que se encuentra ubicado.

En una primera etapa del estudio se ha considerado como posible candidato de estudio el caso de un aulario debido a la alta ocupación que suelen tener estos edificios que se traduce en altas cargas latentes internas y por ocupación. Se ha definido un aulario tipo y se ha caracterizado a nivel térmico para corroborar estas suposiciones para dos localidades, comprobando que, en ubicaciones con humedades específicas bajas, la carga latente interna se cubre únicamente con la impulsión de aire exterior dentro del edificio.

Con relación al clima, se han estudiado distintas localidades representativas de las zonas climáticas en las que la normativa vigente divide el territorio español. Se han obtenido los datos horarios gracias a una base de datos reconocida. A partir de estos se han podido obtener los diagramas psicrométricos y así seleccionar aquellos emplazamientos en los que se considera que los sistemas desecantes pueden desempeñar un papel más apropiado a la hora de acondicionar el aire de un recinto.

Por último, se ha estudiado el ciclo Pennington, uno de los esquemas de sistema híbrido desecante/evaporativo más representativo, a través del software de simulación TRNSYS, mostrando que la configuración elegida, aplicada al caso práctico de un aulario en un clima húmedo de la península, es capaz de reducir tanto temperatura como humedad específica del espacio acondicionado.

7. Agradecimientos

Este trabajo se enmarca dentro del proyecto de plan nacional “Estudio para la mejora de instalaciones de energía solar térmica y enfriamiento evaporativo en edificios y centrales termosolares” (ENE2013-48696-C2-1-R.)

8. Referencias

[1] Ashrae Handbook Fundamentals, Chapter 22, Sorbents and Desiccants.

[2] Ashrae Handbook System & Equipment, Chapter 22, Desiccant Dehumidification and Preassure Drying Equipment.

[3] EL-AGOUZ, S.A., KABEEL, A.E., Performance of desiccant air conditioning system with geotermal energy under different climatic conditions, Energy Conversion and Management, 2014, vol. 88, pp- 464-475.

[4] EL HOURANI, M., GHALI, K. GHADDAR, N., Effective desiccant dehumidification system with two-stage evaporative cooling for hot and humid climates, Energy and Buildings, 2014, vol. 68, pp. 329-338.

[5] ANGRISANI, G., ROSELLI, C., SASSO, M. Effect of rotational speed on the performances of a desiccant wheel. Applied Energy, 2013, vol. 104, pp. 268-275.

[6] Código Técnico de la Edificación, documento básico Ahorro de Energía 1, 2013.

[7] METEONORM v7.1.3, Meteotest, 2014.

[8] Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios y sus Instrucciones Técnicas Complementarias, 2007.

[9] TRNSYS 17 v5.4.0.0, Universidad de Wisconsin Madison, 2012.

[10] HAUSLADEN et al., Building to suit the climate. A handbook. Birkhauser Verlag AG, 2012.

[11] PENNINGTON, N.A. humidity changer for air conditioning. USA patent No 2(700):537.

ÍNDICE DE AUTORES

Abasolo Bilbao, M.	1051,1663, 1687
Abellán López, D.	1253
Abellán-Nebot, J.V.	684,692
Abou-Assali Rodríguez, A.	1216
Aceituno, J.F.	778
Acero Cacho, R.	660
Acevedo Peñaloza, C.	1245
Acosta Higuera, D.	592
Aginaga García, J.	436
Aguado Jiménez, S.	692
Aguilar Valero, F.J.	1765
Aguilar, J.J.	564
Aguirre Flores, V.	1223,1230, 1237
Aguirre Martínez, J. L.	1440,1571
Aguirrebeitia Celaya, J.	1051,1663, 1687
Ait Salem Duque, O.	1002
Al Omar, A.	129,731
Álamo Meneses, G.M.	1147
Albajez García, J.A.	571
Alberich-Bayarri, A.	21
Alberto Gallardo Hernández, E.	1719
Albizuri Irigoyen, J.	1271
Alcalá Fazio, E.	956,980,996
Alcaraz Tafalla, J.L.	153
Alcelay Larrión, I.	129,731
Alencastre Miranda, J.	75
Alonso González, J.	1033
Alonso Sánchez, F.J.	175,578,584
Altuzarra Maestre, O.	1091,1401, 1466
Alvares, A.J.	653
Álvarez Borea, M.A.	1010
Álvarez Caldas, C.	884,1279
Álvarez Fernández, R.	1002,1261
Amezua San Martín, E.	228
Ana Sáenz-Nuño, M.	59
Andrés, J.	51,1432
Andrés-de la Esperanza, J.	161
Ansoategui Belategui, I.	1417
Antonio Aguirre, D.	1719,1732
Antunes, J.	1593
Arana Ostolaza, A.	1695
Arcos Villamarín, R.	1491
Arenas Alonso, A.	1130
Arenas Pinilla, E.	1130
Ariza Escudero, A.	1114
Arizmendi Jaca, M.	676
Arribas Fernández, N.	1711
Arrizubieta Arrate, J.I.	534
Arrocha Carrera, M.	353,599
Artano Aldalur, M.	676
Artés Gómez, M.	1587
Artetxe Elorza, E.	485
Avilés Ajuria, A.	1271
Avilés González, R.	1271
Ayabaca Sarria, C.	353,599
Aznárez González, J.J.	1147
Baeza de los Santos, F. J.	1161,1450
Baeza, L.	818
Balbás Antón, M.	607
Barreiro, J.	550
Barrios Muriel, J.	175,578,584
Bastidas Briones, D.	353,599
Batista Ponce, M.	739
Bautista Paz, E.	428
Bayod López, J.	121
Becerro de Bengoa Vallejo, R.	121
Belén Rivera, E.	1563
Bellón Vallinot, I.	1671
Belmonte, A.	1383
Blanco Alonso, D.	1747
Blanco Claraco, J.L.	1579
Blanco Marigorta, E.	1033
Blanco-Romero, E.	1655
Blaya Haro, F.	1185
Blázquez Martínez, J.	607
Boada, B. L.	940,948
Boada, M. J. L.	844,876, 940,948
Bolívar León, R.	1391
Brocal Fernández, F.	1499
Bru Orts, D.	1169,1450
Bruni, S.	810
Bruscas Bellido, G.M.	692
Bruscas, G.M.	684
Buroni, F.C.	1724
Bustos Caballero, A.	786,826
Cabrera Carrillo, J.A.	852,860
Cabrera Salame, A.	1639
Cacho Pérez, M.	1041
Cadenas Fernández, M.	1739
Caeiro Rey, J.R.	67
Cafolla, D.	1409
Calleja Ochoa, A.	485
Calvo Ramos, J.A.	1279
Cambero Rivero, I.	578,584
Campa Fomez, F.	1091
Campa Gómez, F.J.	1401,1417
Canales Vázquez, J.	1482
Cano Lorente, J.C.	244
Cantero, J.L.	761

Cantizano González, A.	1130
Cañabate López, A.J.	412
Capdepon Carvajal, E.	956
Capela Fortunas Teixeira, S.F.	1201,1209
Carabias, E.	860
Carballeira, J.	810,1531
Cardín-Catalán, D.	1432
Cardona Foix, S.	278,1059
Carmona Loeches, P.	607
Casado Muñoz, M.	1458
Casas Villalba, E.	1185
Castejón Sisamón, C.	345,786,826
Castillo Aguilar, J.J.	852,860
Castillo Añazco, B.	1223,1230, 1237
Castro García, M.	1482
Català Calderon, P.	278
Catalán Martínez, J.	1765
Cavas Martínez, F.	396,1099
Ceccarelli, M.	420,459,1409
Celdrán Cáceres, A.	1177
Celi Ortega, S.	353,599
Chacón Tanarro, E.	428,1216, 1679,1711
Chacón, J.L.	940
Chicharro Higuera, J.M.	1547
Christopher, C.J.	1295
Cifuentes Bulté, H.	834,1328
Clar García, D.	908
Clavijo Jiménez, M.	924
Clos, D.	196
Clot Razquín, A.	1491
Collazo Rodríguez, J.	1287
Corbera Caraballo, S.	1002,1261, 1458
Coria Martínez, I.	1695,1663
Corral Abad, E.	1075
Corral Saiz, J.	1091
Crespí Llorens, D.	270
Cruz-Peragón, F.	1025
Cuadrado Hernández, A.	37,169
Cuadrado Iglesias, J.I.	420
Cuadrado Sempere, O.	1018
Cuadrado, J.	196
Cuenca Muñoz, J.	244
Cuetos Megido, J.M.	1739
de Andres, J.R.	1603,1611
De Blas Romero, A.	202,477
De Castilla Hernández, M.	1261
de Juan de Luna, A.M.	379,1106
de la Casa Lillo, M.A	1755
De la Flor López, S.	310,1375
De la Flor, S.	1338,1383
de la Guerra Ochoa, E.	428,770,1671, 1679,1711
de Loma-Ossorio García, M.	82
Debut, V.	1593
del Castillo Zas, M.L.	1587
Delgado Plaza, E.	1639
Delgado, E.	1647
Denia, F.D.	818,1531
Di Gialleonardo, E.	810
Díaz Garrido, F.	1360,1507, 1515
Díaz Garrido, F.A.	1295,1353, 1368
Díaz Lantada, A.	202,477
Díaz López, V.	469,844,868, 876,964,972
Díaz, V.	940,948,972
Díaz-Álvarez, J.	761
Díaz-Pérez, L.C.	564
Diez Sánchez, M.	1091
Díez Valero, R.	452
Díez, N.	700
Diez-Ibarbia, A.	379,1083,1106
Doblaré Castellano, M.	121
Dopico Dopico, D.	212,335,1177
Dorado-Vicente, R.	1122
Durazno Palacio, G.	1639
Ealo Muñoz, J.A.	1539
Echávarri Otero, J.	428,1671, 1679,1711
Echavarri, J.	75,387
Escalona, J.L.	778
Esnal Lorenzo, J.	1099
Espantaleón Ruiz, M.	82,980,988
Espejo Baena, A.	189
Espejo Reina, A.	189
Esteve Pérez, J.A.	1153
Esteves Silva, A.M.	1201
Estrems Amestoy, M.	1425
Etxezarreta Larrañaga, A.	1051
Ezquerro Juanco, F.	189
Fabregat-Sanjuan, A.	310,1338,1383
Feijoo García, F.	366,1555
Felipe Sesé, L.	1353,1360, 1507
Fernandes Rodrigues, M.H.	1539
Fernandes Teixeira, J.C.	1201,1209
Fernández de Bustos, I.	328
Fernández del Rincón, A.	379,1083,1106
Fernández Francos, X.	1383
Fernández Rodríguez, M.R.	1739

Fernández Zapico, G.	477,1320
Fernández-Abia, A.I.	550
Fernández-Cañavate, F.J.	396
Fernández-Pacheco, D.G.	396,1099
Fernández-Valdivielso, A.	542,550
Ferrando Piera, F.	1375,1618
Ferrando, F.	310,1338
Ferrer-Martí, L.	1655
Flórez Solano, E.	1137
Font-Llagunes, J.M.	196
Francisco Ortiz, O.	1425
Fuenmayor, F.J.	43,1193,1531
Fuentes Aznar, A.	286
Gallardo Hernández, E. A.	1719,1732
Gallego, I.	892
Gámez López, A.J.	668
Gaona Roman, A.	1237
Garcés Martín, G.	37,169
García Álvarez, A.	82,802, 980,988
García Bellido, E.	700
García Benítez, A.M.	105
García Cutillas, C.	1765
García del Pino, F.	1147
García Domínguez, A.B.	753,1626
García Fernández, P.	379,1106
García Gómez, W.	361
García León, R.A.	1114,1391
García Marina, V.	328
García Martínez, A.	1739
García Prada, J.C.	345,786,826,1 075,1114,
García Sanz-Calcedo, J.	578,584
García Vacas, F.	189
García-Barrachina, L.	668
García-Berrocal Sánchez, A.	607,1523
García-Espinosa, J.	1153
García-Pozuelo Ramos, D.	844,876
García-Prada, J.C.	345
García-Sánchez, F.	1724
Garitaonaindia Antsoategi, U.	153
Garitaonandia Areitio, I.	1539
Garrosa Solana, M.	972
Gauchía Babé, A.	964
Gil Aparicio, A.	270
Giménez Cánovas, D.	244
Giménez Fernández, A.	1579
Giner Maravilla, E.	67
Giner-Navarro, J.	810,818
Godínez Salcedo, J.G.	1732
Godino Fernández, L.	502
Gómez Amador, A.M.	972
Gómez Bravo, A.	262
Gómez Casado, O.	924
Gómez de León Hijes, F.C.	1563
Gómez García, M.J.	345,1075
Gómez Gil, F.J.	366,1555
Gómez Gil, J.	366
Gómez Gras, G.	526,747
Gomez, S.	892
Gómez-Elvira López, V.	802
Gonçalves Carneiro, A.F.	1201
González Barrio, H.	485
González Gaya, C.	1499
González González, A.	578,584
González Palma, R.	615
González Pérez, I.	286
González Rodríguez, R.	1739
González Rueda, J.	181
Gonzalez, R.	1583
González-Rojas, H.A.	708
Gracia Ibáñez, V.	137
Gregori, S.	1193
Guerra Fernández, A.J.	852,860
Guerrero-Villar, F.	1025,1122
Guimaraes, C.	1383
Gutiérrez Moizant, R.	469
Gutiérrez-Romero, J.E.	1153
Habib, K.A.	1703
Hameed, S.	708
Heras Miguel, I.	1663,1687
Hernández Alonso, P.	1587
Hernández Frías, A.	228,236,1466
Hernández Gómez, O.	1041
Hernández-Battez, A.E.	1747
Hernández Vazquez, J.M.	1539
Hernando Arriandiaga, I.	493
Herrera, J.M.	578,584
Ibán Lorenzana, N.	1041
Ibarreche Mendía, J.I.	236
Iglesias Santamaría, M.	379,1106
Iserte Vilar, J.L.	1067
Islán Marcos, M.	1185
Ito Gonzales, T.	1346
Iturbe Zabalo, E.	502
Ivorra Chorro, S.	1161,1169, 1450
Izquierdo, M.	892
James, M.N.	1295
Jarque Bou, N.	145
Jerez Mesa, R.	526,747
Jiménez Alonso, F.	924,932
Jiménez Ormeño, C.	1755
Jiménez Pacheco, R.	592

Jiménez Zabaleta, A. 676
Jordi Nebot, L. 278,1059
Káiser, A.S. 1631
Kalengayi Tshilumbu, Z. 826
Lamikiz Mentxaka, A. 485,493, 518,534
Lamikiz, A. 556
Larraínzar Garijo, R. 67
Larrañaga Amilibia, J. 1695
Larrañaga Varga, A. 1271
Larrañaga, J. 1583
Leal Cano, D. 1703
Lešnik, L. 1122
Llobell Andrés, C. 1755
Llumà Fuentes, J. 526,747
López Alba, E. 1353,1360,1368 ,1507,1515
López Béjar, J. 1312
López Boada, B. 948,964
López Boada, M.J. 948,964
López de Lacalle Marcaide, L.N. 485
López de Lacalle, L.N. 542,550,556
López García, R. 404,412, 510,637
López Gayarre, F. 294
López Lago, M. 1287
Lopez Martinez, J.A. 129,1579
López Núñez, J. 1631
López Ugarte, C. 1417
López, J.J. 1482
López-Colina Pérez, C. 294
López-Martínez, J. 1579
Lorente Pedreille, R.M. 645
Lorenzana Ibán, A. 1041
Lorenzo, V. 1383
Loro Díaz, D. 387
Losa Iglesias, M.E. 121
Loya Lorenzo, J.A. 1346
Lozano García, M. 294
Lozano Ruiz, J.A. 1002,1261, 1458
Lucas Miralles, M. 270,1765
Lucas, M. 1631
Lugrís, U. 196
Luna Buendía, J.M. 1304
Macho Mier, E. 228,236
Maeso Fortuny, O. 1147
Magdaleno González, Á. 1041
Marco Esteban, M. 67,1346
Marco Lozano, S.M. 452
Marcos de la Fuente, I. 518
Marcos, M. 668,723,739
Marín López, J.M. 270
Marín Rueda, J.R. 1482
Martel Fuentes, O. 37,169
Marti-Bonmati, L. 21
Martín Beato, J. 1261
Martínez Arriero, Z. 1732
Martínez Beau, M. 493
Martínez Beltrán, P.J. 1763
Martínez Castillo, J.C. 1763
Martínez de la Concha, A. 834
Martínez Díaz, M. 286
Martínez Gala, F. 996
Martínez García, F. 1563
Martínez Gracia, M.J. 1360
Martínez Ibáñez, P. 212,244,1440
Martínez Legaz, J. 1563
Martínez Martínez, A. 1555
Martínez Muneta, M.L. 444
Martínez Pastor, C. 1010
Martínez Rodríguez, S. 534
Martínez Sáez, L. 82,802, 980,988
Martínez Seijas, P. 153
Martínez, P. 1631
Martínez, P.J. 1631
Martínez, S. 556
Martínez-Casas, J. 810,818,1531
Martínez-Sanchís, S. 43
Mayo Núñez, J. 29
Medina Encina, F. 834,1328
Medina Sánchez, G. 637
MedinaFerro, R. 1523
Meléndez Pastor, C. 366
Mendoza Nuñez, M.A. 302
Mendoza Petit, M. 876
Meneses Alonso, J. 4 826,1075
Mestre Vicent, S. 145
Mielgo, R. 1583
Miguélez Garrido, H. 1346
Miguélez Garrido, M.H. 67
Miguélez, M.H. 761
Molina Viedma, A.J. 1360,1368, 1507,1515
Monserrat, C. 43
Montalvo Martín, C. 607,1523
Monzón del Olmo, S. 932
Mora Santos, C.A. 302
Mora, M.C. 51,1432
Morales Robredo, A.L. 794,1547
Moreno Bellido, F. 700
Moreno Ríos, M. 1719
Moreno Sánchez, D. 739

Munuera Saura, G.	1440,1571
Muñoz Guijosa, J.M.	1216,1320
Muñoz Rubio, A.	615
Muñoz Sanz, J.L.	75,387
Muñoz Vallejo, D.	629
Muñoz, J.M.	387
Muñoz, S.	778
Muñoz, V.	761
Muñoz-Abella, B.	1304,1312
Muñoz-Gordo, D.	59
Nadal, E.	43,1193,1531
Nápoles Alberro, A.	708
Naranjo Hernández, J.E.	924,932
Narváez Benjumea, G.	361
Narváez Muñoz, C.	1223,1230, 1237
Navarro Arcas, A.R.	452
Navarro Leyva, Z.E.	1626
Navarro Menargues, M.	1161,1169
Naya Villaverde, M.Á.	320
Nieto Martínez, J.	1099
Nieto Quijorna, A.J.	794,1547
Nieto Sevilla, I.A.	1571
Nivelo Cepeda, K.	1237
Nuere Menéndez, S.	1185
Ojeda Granja, J.	29
Olabarrieta, A.	328
Olaskoaga Fernández, I.	1051
Oliveros Colay, M.J.	1474
Olmeda Santamaría, E.	469,972
Ontiveros Zepeda, S.	592
Ordóñez Sarmiento, J.	629
Oregui Echeverria-Berreyarza, M.	1491
Orozco Murillo, W.	361
Ortelles, P.	1703
Ortiz Marqués, A.	1739
Ortiz-Landazuri Suárez, I.	1474
Oviedo Fierro, F.H.	753,1626
Oyanguren, A.	1583
Padrón Hernández, L.A.	1147
Páez Ayuso, F.J.	996,1010
Pallarés Santasmartas, L.	1271
Palomares Novalbos, E.	1547
Pàmies-Vilà, R.	196
Parejo, F.	700
Parras Burgos, D.	396,1099
Parrón Rubio, M.E.	1603,1611
Parrón Vera, M.A.	1603,1611
Pascual Huerta, J.	113
Patterson, E.A.	1295,1353
Payá Castelló, L.	270
Peláez Bravo, R.	802
Peláez Vara, J.	1555
Peña Pitarch, E.	129,731
Peñaranda Carrillo, M.	1245
Peralta Jaramillo, J.	1639
Peralta, J.	1647
Pereira, O.	542,550,556
Pérez de Ciriza Gárriz, V.	436
Pérez García, F.	1603,1611
Pérez González, A.	145,161
Pérez Muñoz, P.	571
Pérez Rodríguez, R.	753,1626
Pérez Rojas, E.	1137
Pérez-Blanca Cobos, A.	189
Pérez-Mallada, N.	59
Petuya Arcocha, V.	228,236,1466
Pintado Sanjuán, P.	794,1547
Pinto Cámara, C.	1091,1466
Pintor Borobia, J.M.	436
Plana García, V.	526
Plaza Puértolas, A.	436
Polvorosa, R.	550,556
Pombo Rodilla, I.	502
Poncela Méndez, A.V.	1041
Postigo Pozo, S.	181,189
Pozhilova, N.	1002
Prado Nóvoa, M.	181,189
Preziati, S.	1209
Prieto Velasco, R.	444
Pueo Arteta, M.	660
Puig-Ortiz, J.	278
Pulido Pulido, P.	1010
Quesada, A.	868,1279
Quintero Rodas, A.	361
Ramírez Berasategui, M.	452
Ramírez Mendoza, I.	1245
Ramiro Redondo, C.	794
Ramos Romero, D.	1618
Restrepo Ardila, D.	716
Riba-Romeva, C.	1655
Riofrío, A.	948
Ríos Jiménez, J.D.	1328
Rivera Hoyos, J.	988
Roda Casanova, V.	621,1067
Roda Sales, A.	113,145
Ródenas, J.J.	21
Rodríguez Cervantes, P.J.	113
Rodríguez Millán, M.	1346
Rodríguez Salgado, D.	175,578,584
Rodríguez Suárez, J.	716
Rodríguez, A.	542,550,1185
Rodríguez-Tembleque, L.	1724
Roldán Paraponiaris, C.	1401

Romero Maya, A. 374
Romero Sánchez, F. 175,578,584
Romero, F. 196
Romeu Garbí, J. 1491
Rubert, C. 1432
Rubio Alonso, H. 786,826,1114
Rubio Cintas, M.D. 1603
Rubio Díaz, I. 1346
Rubio Herrero, P. 1312
Rubio Ruiz de Aguirre, L. 1304,1312
Ruiz Calvo, J. 1555
Ruiz González, R. 366,1555
Ruiz Ramírez, J. 270,1765
Ruiz Salas, J.E. 534
Ruiz, J. 1631
Rupérez, M.J. 43
Sáenz Nuño, M.A. 59,645,700
Sáez Blázquez, R. 972
Sáez, A. 980,1724
Salazar Hincapie, A. 374
Salvadó Rovira, J. 1618
San Martín-Quintanilla, J.J. 542
San Román García, J.L. 884,1279
Sanchenz-Taronger, J.J. 21
Sánchez Egea, A.J. 708
Sánchez Figueredo, R.P. 753,1626
Sánchez Galíndez, J.A. 502
Sánchez Hernández, Y. 510
Sánchez López, A. 1679
Sánchez Lozano, M. 1018,1253
Sánchez Marín, F. 621,1067
Sánchez Reinoso, H.T. 1425
Sánchez Robles, J. 1563
Sanchez-Marin, F. 1067
Sanchís Mollá, M. 1755
Sanchis Sales, E. 113
Sancho Bru, J.L. 113,137,145
Sanjurjo Maroño, E. 320
Sans García, J. 1491
Santiago Abraira, D. 1375
Santolaria Mazo, J. 571,660
Santos Cuadros, S. 884
Saura Sánchez, M. 212,244, 335,1177
Sebastián Pérez, M.A. 1499
Sedano De La Rosa, C. 1719,1732
Segade Robleda, A. 1287
Segado Cabezos, P. 212,244, 335,1440
Senabre Blanes, C. 900,916
Serrano López, M.A. 294
Serrano Mira, J. 692
Serrano, J. 684
Sevilla, L. 723
Sevilla Hurtado, L. 510
Siegmann, P. 1353
Silva, P.J. 653
Simón Mata, A. 852
Sinigaglia, E. 320
Soriano Heras, E. 1114,1185
Sosa, I. 1647
Sospedra, B. 1647
Susarrey Huerta, O. 302
Tarazona Caudet, C. 1703
Tayupanta Mena, E. 629
Teruel Ruano, D. 1368
Theodossiades, S. 1083
Ticó Falguera, N. 129
Tipanluisa Sarchi, L. 353,599
Tornell Barbosa, M. 615
Torralba, M. 564
Torres San Miguel, C.R. 82
Torres-Jiménez, E. 1025,1122
Travesí Ansón, J. 1711
Travieso Rodríguez, J.A. 526,747
Trujillo Vilches, F.J. 404,412, 510,637
Trujillo, F.J. 723
Tuckart, W.R. 1719
Tumipamba Tituasán, C. 629
Tur, M. 43,1193
Ukar Arrien, E. 518,534
Ulacia Garmendia, I. 1695
Ulacia, I. 892,1583
Urízar Arana, M. 236
Urkullu Martín, G. 328
Valencia Hernández, C. 374
Valenzuela, M. 564
Valerga Puerta, A.P. 739
Valero Verdú, S. 900,916
Vallejo Matilla, J. 1663
Valles Fernández, B. 956
Valverde Conesa, A. 90,97,105
Valverde Martínez, A. 90
Vargas Melendez, L.J. 964
Varona Moya, F.B. 1161,1169
Vasconcelos Silva, J.P. 1209
Vasco-Olmo, J.M. 1295
Velasco Peña, M. 716
Velasco Sánchez, E. 452,900, 908,916
Velázquez Sancho, J. 660
Venegas Vásconez, D. 353,599
Vergara Monedero, M. 137

Vergara, M.	145
Viadero Rueda, F.	379,1106
Viaña Pérez, A.J.	220
Vicéns Moltó, J.L.	254
Viedma, A.	1631
Viesca, J.L.	1747
Vila Pastor, C.	692
Vila, C.	684
Vila, P.	818
Vilán Vilán, J.A.	1287
Vite Torres, M.	1719,1732
Yagüe Alcaraz, V.	1482
Yagüe Fabra, J.	592
Yagüe-Fabra, J.A.	564
Yánez Cabrera, J.	353,599
Yánez Santana, A.	37,169
Yunta Ramírez, J.	844
Zamora Morillas, M.	404
Zamora Parra, B.	254,1153
Zamora, B.	1631
Zayas Figueras, E.E.	1059
Zhang, Z.	228