

PISTAS

Educativas

NUEVA ÉPOCA • No. 118 • SEPTIEMBRE 2016 • ISSN 1405-1249

30 Aniversario

Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica

Instituto Tecnológico de Celaya

Recopilación de Artículos



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO

Manuel Quintero Quintero
Director

DIRECTORIO ITC
MED. Ignacio López Valdovinos
Director

MC. Martha Carreño Juárez
Subdirectora Académica

M.F. Martín Campos Moreno
Subdirector de Servicios Administrativos

MC. Julián Ferrer Guerra
Subdirector de Planeación y Vinculación

MDPH Teresita de las Nieves Armengol Rico
Jefe del Departamento de Desarrollo Académico



PISTAS EDUCATIVAS
pistaseducativas@itcelaya.edu.mx

COMITÉ EDITORIAL

Héctor Rojas Garduño
Karla Anhel Camarillo Gómez
Álvaro Sánchez Rodríguez
Alejandro Alcaraz Caracheo
Benjamín Arroyo Ramírez
Carlos Gustavo Manríquez Padilla
Carolina Hernández Navarro
Daniel Aguilera Camacho
Francisco Javier Cervantes Vallejo
Kevin Alejandro Niño Velázquez
Mauro Santoyo Mora
Mauricio Ramos Vázquez
Arnoldo Maeda Sánchez
Karla Judith Moreno Bello
Martín Caudillo Ramírez
Raúl Lesso Arroyo

Pistas Educativas es una publicación impresa del Departamento de Desarrollo Académico del Instituto Tecnológico de Celaya.

Los artículos y ensayos son responsabilidad de sus autores y no expresan necesariamente la ideología de la institución ni de la revista. En caso de citar la información de los contenidos se agradecerá dar los créditos a los autores, sus obras, así como a esta fuente.

Dirección: Antonio García Cubas Pte. No. 600 Esq. Av. Tecnológico, C.P. 38010, Celaya, Gto. Tel. 01-(461)-61-175-75. Fax. 01-(461)-61-179-79. Certificado de Licitud y Contenido 6216 y 4777, respectivamente. Registro de Derecho de Autor, Expediente de Reserva: 6 98 92. ISSN 1405-1249.

PISTAS EDUCATIVAS No. 118, septiembre 2016

Contenido

EDITORIAL	1
CONSTRUCCIÓN DE UNA BARRA DE HOPKINSON PARA PRUEBAS DINÁMICAS EN MATERIALES PLEXOPLEGADOS <i>Luis Alejandro Alcaraz Caracheo, Horacio Orozco Mendoza, Luis Guillermo Pastrana García.....</i>	2-19
DESARROLLO DE UNA PLATAFORMA DIDÁCTICA PARA EL CONTROL DE SISTEMAS MECÁNICOS SUBACTUADOS <i>Rafael Gustavo Alfaro Pérez, Horacio Orozco Mendoza, Karla Anhel Camarillo Gómez, Jorge Alejandro Gallegos de la Cruz.....</i>	20-29
CARACTERIZACIÓN DE FALLAS POR VIBRACIÓN EN ELECTRODOMÉSTICO (LAVADORA) <i>Aldo Jesús Álvarez Cárdenas, Álvaro Sánchez Rodríguez, Gustavo Serrato García.....</i>	30-40
ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE MATERIALES PLEGADOS A COMPRESIÓN <i>Roberto Edú Arriaga Medina, Carmen Betsabe Rodríguez Cisneros, Luis Alejandro Alcaraz Caracheo.....</i>	41-46
ESTUDIO DE FRICCIÓN Y DESGASTE DE UN ACERO AISI H13 RECUBIERTO CON TICN <i>Virginia Campos Sanabria, Luis Daniel Aguilera Camacho, José Alberto Zavala Bustos, J. Santos García Miranda, Karla Judith Moreno Bello.....</i>	47-56
MEDICIÓN DE CAPA ENDURECIDA EN ACEROS UTILIZANDO ULTRASONIDO <i>Raúl Cárdenas Romero, Benjamín Arroyo Ramírez.....</i>	57-65
SIMULACIÓN FEM DEL PROCESO DE FORMADO DE TUBO DE ACERO AISI 1018 <i>Pedro Jorge De Los Santos Lara, Raúl Lesso Arroyo, José Manuel Ávila Aguilar.....</i>	66-76
OBTENCIÓN DE LAS PROPIEDADES DE MICRO DUREZA Y TORSIÓN EN INJERTO ÓSEO LIOFILIZADO PARA EL TRATAMIENTO DE ENFERMEDADES ESQUELÉTICAS <i>José Luis Díaz León, Raúl Lesso Arroyo, Ramón Rodríguez Castro, Alfonso López Vázquez.....</i>	77-85
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTACIÓN DE CONFORMADO DE SOLERA <i>Santiago Flores García, Martín Caudillo Ramírez, Benjamín Arroyo Ramírez, Raúl Lesso Arroyo, Horacio Orozco Mendoza.....</i>	86-93
ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO TRANSITORIO Y EN ESTADO ESTABLE DE UN MOTOR MONOFÁSICO DE INDUCCIÓN: MODELADO, SIMULACIÓN Y VERIFICACIÓN <i>Jorge Alejandro Gallegos de la Cruz, Luis Ballesteros Martínez, Vladimir Juárez Abraham, Álvaro Sánchez Rodríguez.....</i>	94-106
ANÁLISIS TÉRMICO DE UN CALENTADOR ÓHMICO APLICADO A PULPA DE MANGO MEDIANTE CFD EN ANSYS APDL <i>Jesús Alfredo Gómez Náfate, Luis Alejandro Alcaraz Caracheo, Mario Calderón Ramírez, José Martín Medina Flores, Raúl Lesso Arroyo.....</i>	107-117
CARACTERIZACIÓN NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE ACERO DE DOBLE FASE PARA LA OBTENCIÓN DE SU DIAGRAMA DE LÍMITE DE FORMADO <i>César G. Hernández Bautista, Ismael Ruiz López, Martín Caudillo Ramírez</i>	118-130

DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS TEMPERATURAS DE REACCIÓN EN LA COMBUSTIÓN DE LA TELA DE ALGODÓN	
<i>Vladimir Juárez Abraham, Arnoldo Maeda Sánchez, Jorge Alejandro Gallegos de la Cruz, Blanca Estela Osorio Cedillo.....</i>	<i>131-141</i>
INFLUENCIA DE LA RUGOSIDAD INICIAL EN EL COMPORTAMIENTO TRIBOLÓGICO DE UN ACERO H13 NITRURADO	
<i>José Luis Martínez Carreño, Luis Daniel Aguilera Camacho, Benjamín Arroyo Ramírez, J. Santos García Miranda, Karla Judith Moreno Bello.....</i>	<i>142-150</i>
ANÁLISIS POR MÉTODO DE ELEMENTO FINITO DE PRÓTESIS INTERVERTEBRALES IMPLANTADAS EN REGIÓN LUMBAR	
<i>Fernando Mendoza Vázquez, Raúl Lesso Arroyo, Ramón Rodríguez Castro.....</i>	<i>151-166</i>
EVALUACIÓN DE FACTORES QUE DETERMINAN EL CONFORMADO DE CABLE PLANO CON AISLANTE	
<i>Oscar Antonio Montero Sánchez, Horacio Orozco Mendoza.....</i>	<i>167-178</i>
ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS GENERADOS EN UN CD SOMETIDO A ALTAS REVOLUCIONES	
<i>Kevin Alejandro Niño Vázquez, Gaspar Albiter Rodríguez, Héctor Huerta Gámez.....</i>	<i>179-189</i>
DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO DE MEDICIÓN DE CONDUCTIVIDAD ELÉCTRICA EN ALUMINIOS PLEGADOS EMPLEANDO EL MÉTODO DE LAS 4 PUNTAS	
<i>Blanca Estela Osorio Cedillo, Luis Alejandro Alcaraz Caracheo, Vladimir Juárez Abraham, Rene Salazar Guerrero.....</i>	<i>190-198</i>
REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA CNC RECTIFICADORA DE JUNTAS HOMOCINÉTICAS	
<i>Ángel Pola Meléndez, Álvaro Sánchez Rodríguez, Cesar Rodríguez Alcalá, Aurelio Rodríguez Fortozo..</i>	<i>199-211</i>
DESARROLLO DE UN INTERFERÓMETRO LÁSER PARA CALIBRAR ACELERÓMETROS EN BARRA DE HOPKINSON	
<i>Gilberto Martín Rivera Vargas, Lorenzo Marcos Muñoz Mendoza, Ramón Rodríguez Castro.....</i>	<i>212-217</i>
DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA MEDICIÓN DE ESFUERZOS RESIDUALES	
<i>César Rodríguez Alcalá, Gilberto Ruiz Mondragón, Ángel Pola Meléndez, Aurelio Rodríguez Fortozo....</i>	<i>218-227</i>
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE FRENOS	
<i>Ramón Rodríguez Castro, Arturo Rosendo Santoyo.....</i>	<i>228-240</i>
ANÁLISIS DE MÓDULO ELÁSTICO Y RESISTENCIA A LA FLUENCIA DE ALUMINIO PLEGADO CON MEDIANAS DENSIDADES RELATIVAS	
<i>Carmen Betsabe Rodríguez Cisneros, Roberto Edú Arriaga Medina, Luis Alejandro Alcaraz Caracheo.</i>	<i>241-245</i>
DESARROLLO DE UNA CONSOLA DIDÁCTICA PARA PRÁCTICAS DE ESTÁTICA	
<i>Aurelio Rodríguez Fortozo, Benjamín Arroyo Ramírez, Álvaro Sánchez Rodríguez, César Rodríguez Alcalá.....</i>	<i>246-254</i>
CONTROL DE VARIABLES EN EL PROCESO DE INYECCIÓN DE PROBETAS PLÁSTICAS	
<i>Raúl Ruiz Hernández, José Alberto Zavala Bustos, María del Carmen Reyes Núñez, Víctor Manuel Villalón Ramos.....</i>	<i>255-262</i>
DISEÑO CONCEPTUAL DE UN DISPOSITIVO PORTÁTIL DE FLUJO DE AIRE CON HUMEDAD Y TEMPERATURA CONTROLADAS PARA USO EN PRUEBAS MECÁNICAS, IN SITU DE POLÍMEROS	
<i>Víctor Manuel Villalón Ramos, Raúl Ruiz Hernández, Oscar González Presa, Ramón Rodríguez Castro.</i>	<i>263-271</i>

EDITORIAL

La Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica (MCIM) cumple 30 años de haberse iniciado como uno de los programas de posgrado en el Instituto Tecnológico de Celaya, que hasta ahora ha mantenido un nivel académico acorde a las necesidades de las empresas, centros de investigación e instituciones de nivel superior que exige el entorno social.

Como programa de posgrado ha tenido la peculiaridad de mantener la vinculación con empresa y centros de investigación, mediante el desarrollo de proyectos, solución de problemas específicos, servicios de ensayos de laboratorio, capacitaciones y asesorías; integrando alumnos y profesores en sus actividades y dándose la oportunidad del beneficio para los involucrados.

En esta ocasión, deseamos presentar una recopilación del conocimiento generado por alumnos y profesores en sus estancias en empresas y centros de investigación que con gusto participaron, para mostrar un poco el quehacer a la sociedad mediante la obra denominada “Edición especial 30 Aniversario de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica ITC”. En cada trabajo se refleja el empeño y entusiasmo de las actividades realizadas para el desarrollo de los proyectos en las diferentes áreas de generación del conocimiento.

Agradezco personalmente la participación de alumnos, profesores y directivos por el apoyo; no solo porque esta obra se haya logrado, sino por la cantidad de actividades que se dieron durante ese periodo y que respondieron con entusiasmo y dedicación aprovechando las habilidades y capacidades de cada uno para realizarlo de manera eficiente.

Felicidades a toda la comunidad de Ingeniería Mecánica por el trigésimo Aniversario del programa de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica del Instituto Tecnológico de Celaya, un orgullo institucional.

CONSTRUCCIÓN DE UNA BARRA DE HOPKINSON PARA PRUEBAS DINÁMICAS EN MATERIALES PLEXOPLEGADOS

Luis Alejandro Alcaraz Caracheo

Instituto Tecnológico de Celaya
alejandro.alcaraz@itcelaya.edu.mx

Horacio Orozco Mendoza

Instituto Tecnológico de Celaya
horacio.orozco@itcelaya.edu.mx

Luis Guillermo Pastrana García

Instituto Tecnológico de Celaya
pagl1316@gmail.com

Resumen

Recientemente los materiales ligeros capaces de absorber energía se han estudiado como una alternativa innovadora para diferentes aplicaciones en el transporte o en el diseño de sistemas de absorción de impactos; las espumas de aluminio y las hojas de aluminio plegado ofrecen un campo de estudio muy amplio para las aplicaciones ya mencionadas, por lo que es importante el diseño y construcción de un dispositivo capaz de determinar el comportamiento de estos materiales ante una carga de compresión aplicada a altas velocidades. El ensayo de compresión utilizando un dispositivo de barra de Hopkinson es una opción que puede aportar la información deseada.

En este artículo se muestra el proceso de construcción de este dispositivo, en el cual se consideran propiedades del material de ensayo como la impedancia

acústica, cuya importancia es significativa para la selección de las barras que realizan la compresión durante el ensayo.

Palabra(s) Clave(s): *Aluminio plexoplegado, barra de Hopkinson, impedancia acústica, tasa de deformación.*

Abstract

Recently, lightweight materials capable of energy absorption, have been a matter of study as an innovative alternative for transport applications or in the design of shock absorption systems. Aluminum foams and crumpled aluminum foils, offer a wide research field to the mentioned applications, therefore, it is important to build a device capable of determining the behavior of this materials when a high speed compression load is applied. The Split Hopkinson pressure bar test is an option which grants the desired information.

In this paper the design and building process of this device is shown, considering certain material properties such as the acoustic impedance of the testing material, whose importance is significant for the selection of the compression bars during the test.

Keywords: *Acoustic impedance, crumpled aluminum, Hopkinson bar, strain rate.*

1. Introducción

Los ensayos convencionales de tensión o compresión a una velocidad de deformación baja, son usados para poder analizar el comportamiento de los materiales sometidos a una carga cuasiestática, de modo que se pueden obtener una serie de curvas características de esfuerzo contra deformación, en las que se muestran ciertas zonas de interés como el módulo de elasticidad, la resistencia a la fluencia y la resistencia última; sin embargo hay componentes que en la vida real no están sometidos a baja tasa de deformación aplicada durante los ensayos cuasiestáticos, de manera que se recurre a la necesidad de construir un dispositivo que realice pruebas a una alta velocidad de deformación, con el fin de estudiar el comportamiento del material en condiciones de impacto, como puede ser la fuerza

del aire en los paneles que componen el fuselaje de un avión o el impacto generado por un martillo durante un trabajo.

Es importante resaltar que un ensayo en el cual la aplicación de la carga (ya sea compresiva, de tensión o de torsión) se realiza a una velocidad alta, se le conoce como un ensayo dinámico, en el cual la tasa de deformación alcanzada es muy superior a la obtenida en un ensayo cuasiestático convencional, la Tabla 1 cataloga el tipo de ensayo en función de la tasa de deformación lograda durante la ejecución del mismo.

Para el desarrollo de este proyecto, se considerará un ensayo dinámico de compresión, de acuerdo a la tabla 1, la tasa de deformación que se ha de conseguir en este ensayo está entre 100 y 10000 s⁻¹. Uno de los dispositivos capaces de lograr esta velocidad de deformación es la barra de Hopkinson, el cual consiste en un sistema de dos barras cilíndricas simétricas, entre las cuales se coloca la probeta del material a estudiar, la compresión se logra al impactar una de las barras utilizando un mecanismo de disparo. Este aparato se basa en la propagación de ondas unidimensionales en un cilindro de longitud finita, el cual está instrumentado con galgas extensiométricas, medio que sirve para procesar las señales generadas en el impacto y poder trazar la curva de esfuerzo-deformación del material de prueba.

Tabla 1 Tipos de ensayos en función de su tasa de deformación.

Tasa de deformación ($\dot{\epsilon}$)	Tipo de ensayo
$\dot{\epsilon} < 0.1$	Cuasiestático
0.1-100	Tasa de deformación intermedia
100-10000	Dinámico
$\dot{\epsilon} > 10000$	Tasa de deformación muy alta

El propósito de diseñar un dispositivo de esta naturaleza, está en función del reciente auge de materiales ingenieriles de baja impedancia mecánica enfocados a aplicaciones de absorción de energía, tales como la creación de partes automotrices, embalajes electrónicos sujetos a cargas de impacto o procesos de formado de plástico a alta velocidad. Las propiedades de materiales con una baja

impedancia mecánica (como el caso de las espumas de aluminio o el aluminio plexoplegado) ya se han estudiado extensivamente utilizando ensayos cuasiestáticos de compresión, en los cuales se realizaron estudios de relajación del material, observando que éstos presentan una histéresis muy baja. Así mismo, estos materiales tienen la característica de ser muy ligeros, lo cual es una propiedad deseable para su aplicación en la industria del transporte, reduciendo el peso de los vehículos significativamente, brindando una solución alternativa e innovadora dada la permanente búsqueda de los ingenieros para producir transportes más eficientes.

2. Métodos

En función de lo reseñado en [1] (donde se describe la metodología para el diseño conceptual) se procedió a realizar la construcción de este dispositivo. La selección de los componentes se basó en cada uno de los sistemas que componen una barra de Hopkinson de compresión, estos sistemas se presentan en el diagrama de la figura 1.



Figura 1. Segmentación del problema.

Sistema de barras

Impedancia mecánica. Un parámetro determinante en la validez de los ensayos con barra Hopkinson es la impedancia mecánica (Z) de las barras y de las probetas. Se denomina impedancia acústica de un material al producto de su densidad (ρ) y la velocidad de propagación de las ondas elásticas longitudinales a través del mismo, C . Impedancia mecánica (Z) de la barra o de la probeta es el producto de la

impedancia acústica y del área de su sección transversal (A), como lo muestra la ecuación (1).

$$Z = A C \rho \quad (1)$$

Para conocer la velocidad de la onda (C) de un material cualquiera basta con conocer su módulo elástico y la densidad, como se muestra en la ecuación 2.

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2)$$

Al producto de la densidad por la velocidad de onda, se le conoce como impedancia acústica.

Para el caso de los plexoplegados de aluminio, Cruz [2] determinó el módulo de Young mediante pruebas de compresión cuasiestática, el cual es de 4.27 MPa, para la densidad del aluminio se consideran 2700 kg/m³, sustituyendo en (2) se obtiene que la velocidad de propagación de la onda en la probeta de aluminio plegado es de 39.7678 m/s. con este valor se puede determinar la impedancia acústica del plexoplegado como sigue.

$$C \cdot \rho = \left(39.7678 \frac{m}{s}\right) \left(2700 \frac{kg}{m^3}\right) = 107373.06 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

De acuerdo a lo reportado en [3] y [4], la impedancia acústica del PMMA es de 2.02 kg/s·m², al ver que la impedancia del aluminio plexoplegado es de 0.107 kg/s·m², se eligió el PMMA como el material para la fabricación de las barras, dada su baja impedancia. En la tabla 2 se muestran las impedancias acústicas de algunos materiales comunes, en esta tabla se incluyen otros materiales con impedancias más bajas en comparación al PMMA, sin embargo se trata de tejidos blandos como grasa y músculo.

Los valores de la impedancia mecánica (como se define en la ecuación 1) para las probetas de aluminio y para las barras de PMMA se exponen en la tabla 3.

Tabla 2 Impedancia acústica de algunos materiales.

Material	Impedancia acústica (kg/s·m ²)
Acero	40.28
Aluminio	13.64
Magnesio	8.84
PMMA	2.02
Músculo	1.66
Grasa	1.34
Aluminio plexoplegado	0.1073

Tabla 3 Impedancia mecánica de las barras de PMMA y el aluminio plegado.

Material	Impedancia acústica	Impedancia mecánica
Aluminio plegado	0.1073	8.6295x10 ⁻⁵
PMMA	2.02	2.302x10 ⁻³

Dimensiones de las barras. Se deben de considerar otros factores geométricos, como la relación entre longitud y diámetro en la barra, por lo que las dimensiones propuestas para el cumplimiento de la relación establecida en la ecuación (3) son de un diámetro de 38.1 milímetros (1.5 pulgadas) y una longitud de 88 centímetros, dicha relación es igual a 23.097, el cual es un valor mayor a 20, por lo que la barra cumple con la especificación dimensional. Además, es necesario que el sistema de barras sea simétrico, puesto que alguna variación geométrica entre cada cilindro, distorsionará la señal produciendo un escalamiento entre cada una de las ondas generadas en las barras.

$$\frac{L}{d} = \frac{880 \text{ mm}}{38.1 \text{ mm}} = 23.097 \geq 20 \quad (3)$$

Construcción de la base

La base donde se montaron todos los componentes de la barra de Hopkinson, fue construida con PTR cuadrado de 2"x2", cuya estructura se basa en el diseño mostrado en la figura 2. Cabe destacar que esta estructura cuenta con un juego de tornillos niveladores en las patas, mediante los cuales se puede ajustar la altura del sistema y compensar algún desnivel presente en el suelo.

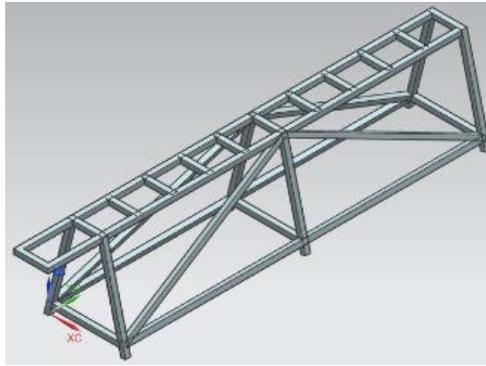


Figura 2 Base del dispositivo de barra de Hopkinson.

Además, para la instalación de los componentes de la barra de Hopkinson, se utilizó un perfil de aluminio IPS Parker modelo 11-160. Este perfil fue seleccionado ya que cuenta con una serie de ranuras en las cuales se insertan unas tuercas especiales, por lo que resulta sencillo atornillar bases, placas u otros componentes en la superficie del perfil, brindando una sujeción firme evitando así que algún elemento del sistema se mueva. En la figura 3 se muestra el perfil elegido para el montaje.

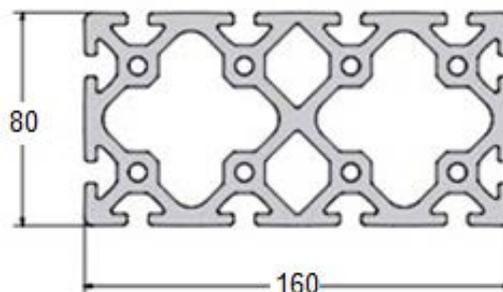


Figura 3 Perfil Parker 11-160.

Construcción del disparador

El sistema de disparo es el elemento que aplica la carga de impacto a las barras, por lo que es importante construir un disparador que sea capaz de proporcionar la velocidad suficiente como para poder obtener la tasa de deformación necesaria para considerar este equipo como un dispositivo de ensayos dinámicos.

Se optó por construir un disparador neumático por ser uno de los más frecuentemente utilizados [5, 6, 7] para pruebas en barras de Hopkinson en sus diferentes modalidades.

El disparador se compone de un depósito de aire comprimido, el cual guarda el aire que posteriormente fluye hacia el exterior al realizar la apertura de la válvula de disparo, provocando que un proyectil alojado en un cañón cilíndrico, se deslice hasta salir del cañón impactando la primera de las barras, la figura 4 muestra un esquema de la construcción del disparador.

Se creó este dispositivo en CAD para dar una idea de cómo se construiría en la vida real, y el resultado del modelado se expone en la figura 5.

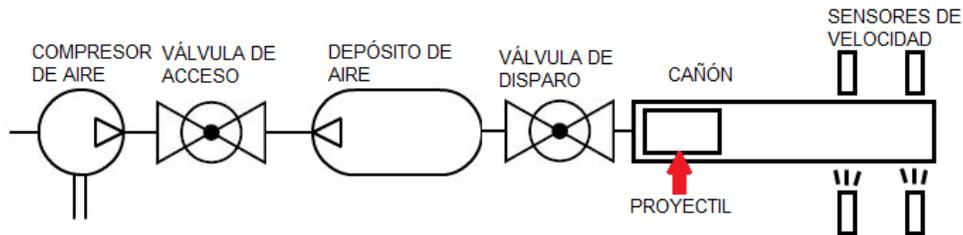


Figura 4 Esquema de construcción del disparador neumático.



Figura 5. Modelado en CAD del disparador.

Instrumentación y adquisición de datos

Es importante obtener cierta información correspondiente al ensayo de compresión con barra de Hopkinson, a fin de alcanzar el objetivo, que es caracterizar un material a una alta tasa de deformación. En ese sentido, dos sistemas fueron los que se instrumentaron, el disparador y el sistema de barras.

Instrumentación del disparador

El disparador debe contar con un sistema que mida a qué velocidad está siendo disparado el proyectil dentro del cañón, debido a que como se plantea en la ecuación (4), es necesario conocer esta velocidad de disparo (v_{st}), a fin de conocer

la tasa de deformación ($\dot{\epsilon}$) a la cual se está llevando a cabo el ensayo de compresión, l_0 representa la longitud sin deformación de la probeta, ecuación 4.

$$\dot{\epsilon} = \frac{v_{st}}{l_0} \quad (4)$$

Para este caso se utilizaron un par de sensores fotoeléctricos de barrera, colocados a 10 centímetros de distancia uno de otro, justo al final de la boca del cañón. La figura 6 muestra el circuito eléctrico de los sensores de velocidad. Las señales provenientes de los sensores fueron adquiridas con una tarjeta de adquisición de datos CompactDAQ, específicamente con el módulo NI9401, que es un módulo de entradas/salidas digitales TTL. Una vez adquiridas las señales, éstas fueron procesadas en LabVIEW para determinar la velocidad de disparo.

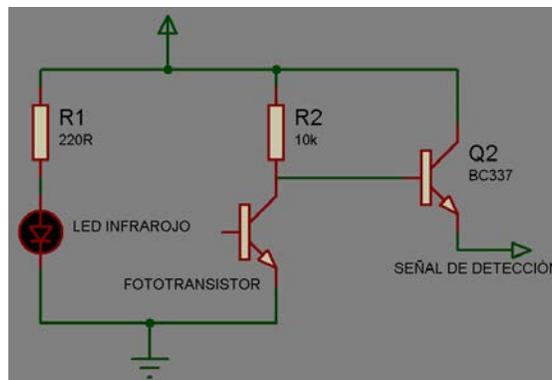


Figura 6 Sensores fotoeléctricos para medición de velocidad.

Instrumentación de las barras

Para poder detectar las señales de deformación producidas en el impacto de compresión, es necesario instrumentar las barras utilizando galgas extensiométricas, las cuales fueron conectadas en una configuración de medio puente de Wheatstone, cuya señal fue adquirida utilizando el módulo NI 9237, en la figura 7 se muestra el esquema de conexión del medio puente con la tarjeta de adquisición, en donde R3 y R4 representan las galgas instaladas; cabe resaltar que las resistencias fijas que faltan para completar el puente están conectadas internamente, y éstas se ajustan una vez que se especifican las características de

las galgas vía software. En esta aplicación se seleccionaron galgas de la marca Vishay® modelo EA-06-062AQ-350/P de propósito general con una resistencia de 350 Ω (tolerancia de $\pm 0.15\%$) y un factor de galga de 2.115.

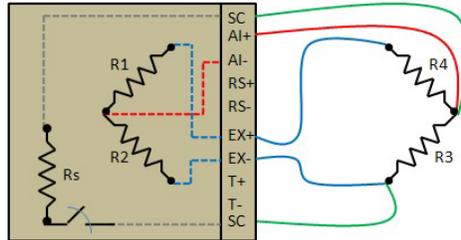


Figura 7 Esquema de conexión de las galgas al módulo NI9237.

Soporte de las barras

Con el fin de que el ensayo realizado sea válido, es preciso tener una buena alineación en las barras y en el disparador, además, un buen sistema de soporte debe de implementarse. Al ser un ensayo de compresión, es indispensable que las barras estén restringidas para desplazarse linealmente en dirección de su eje central, además es indispensable que en la interfaz soporte-barra haya una nula fricción, ya que induce un componente no deseado en la onda unidimensional que viaja a lo largo de la barra, afectando la medición.

Se consideraron tres opciones:

- **Cojinetes neumáticos:** estos cojinetes ofrecen una alternativa muy eficaz para poder reducir la fricción, puesto que a lo largo del buje interior hay orificios por los cuales circula aire, de modo que la flecha que sostienen se suspende debido a la acción del aire.
- **Rodamientos lineales:** estos componentes sujetan la barra por medio de un arreglo lineal de balines acomodados a lo largo del buje, dichos balines internamente están acomodados de modo que el único movimiento permitido es el movimiento lineal.
- **Chumaceras auto-alineables con bujes de nylamid:** estas chumaceras compensan cualquier desalineamiento de la barra, y la inserción de un buje de nylamid reduce también la fricción en la interfaz barra-buje, sin embargo

se tiene que asegurar la correcta manufactura del buje, de modo que se asegure la traslación lineal de la barra durante el impacto.

Para realizar la selección del componente ideal, se realizó una matriz de decisión (tabla 4) en la cual se evalúan las características de cada soporte. Se consideraron cinco aspectos para la selección de los soportes:

- **Costo:** se calificó con un 100 el componente más caro, en función este precio se aproximó una calificación para los otros soportes.
- **Accesorios:** se refiere a qué otros elementos necesita el soporte para funcionar, como puede ser tornillería, calzas, carcazas, conectores, mangueras, etc.
- **Instalación:** se ponderó en base a las condiciones que hay que considerar para la instalación del soporte, por ejemplo, el cojinete neumático tuvo una calificación más alta, ya que hay que considerar hacer una toma especial neumática para que éste pueda funcionar apropiadamente.
- **Fricción:** se evaluó la fricción en cada soporte, calificando con un cero a aquel soporte donde la fricción entre la barra y el soporte sea prácticamente nula.
- **Disponibilidad:** se evaluó con la calificación más alta a los componentes que estuvieran disponibles para su compra en la ciudad o cerca de ella, sin necesidad de terceros para su adquisición.

Tabla 4 Matriz de selección de los soportes.

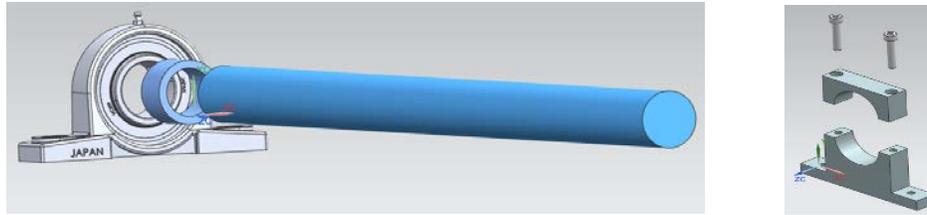
Soporte	Costo	Accesorios	Instalación	Fricción	Disponibilidad	Total
Cojinete neumático	100	50	100	0	10	260
Balero lineal	50	50	10	20	80	210
Chumacera con buje de nylamid	20	20	10	40	100	190

Resultados del análisis de la matriz

Como se puede observar en la tabla 4 el cojinete neumático obtuvo la calificación más alta, donde hay que resaltar los siguientes aspectos:

- **Cojinete neumático:** su costo fue el más elevado, necesita de algunos accesorios para su funcionamiento (conectores, mangueras, tornillería), para su instalación se debe de contar con una toma neumática en la cual se conectan las terminales de alimentación del cojinete, la disponibilidad es limitada ya que se tienen que importar, sin embargo es el soporte que ofrece menos fricción entre la barra y el cojinete puesto que la barra está suspendida por aire en el interior del cojinete.
- **Balero lineal:** obtuvo una calificación intermedia puesto que no es tan costoso como el cojinete neumático, para su instalación solo se requiere de tornillería y de alguna base para alinearlos y montarlos en el banco de trabajo, al poseer balines internamente la fricción no es nula pero tampoco es lo suficientemente grande como para que pueda afectar la medición, están disponibles en la región por lo cual tomaría unos cuantos días en conseguirlos, hasta el momento estos baleros resultan la opción más viable puesto que hay un equilibrio entre calidad, funcionalidad y precio.
- **Chumacera con buje de nylamid:** éste ensamble tuvo la calificación más baja por lo siguiente: su costo es el menor ya que las chumaceras auto-alineables y el nylamid resultan muy económicos; al igual que los baleros lineales sólo se requiere de tornillería para poder fijarlos, y es una instalación sencilla; tienen una disponibilidad muy alta ya que estos componentes se pueden encontrar fácilmente en tiendas especializadas en la ciudad, sin embargo hay una dependencia con la fricción propia del material, a pesar de que el nylamid posee un coeficiente de fricción bajo estática y dinámicamente se tiene que cuidar el maquinado del buje para evitar juego o apriete entre la barra y el ya mencionado buje.

Para fines experimentales y por motivos económicos, se eligió el ensamble de la chumacera auto-alineable junto con el buje de nylamid (ver figura 8a), sin embargo también se realizaron pruebas instalando los rodamientos lineales. Dado que el disparador también ha de ir alineado con las barras, se fabricó el soporte expuesto en la figura 8b), del cual se utilizan dos para soportar todo el cuerpo del cañón.



a) Soporte de la barra.

b) Soporte del disparador.

Figura 8 Soportes para la barra de Hopkinson.

3. Resultados

Este dispositivo fue construido en el laboratorio de mecatrónica del Tecnológico de Celaya, siguiendo las consideraciones y lineamientos planteados en líneas anteriores.

Así mismo se generó primeramente un diseño conceptual para a partir de ahí construir el dispositivo, el modelado del sistema completo se expone en la figura 9.

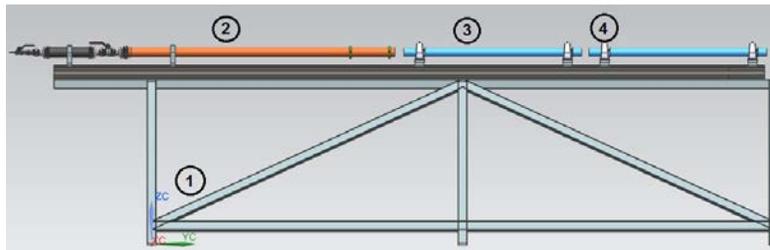


Figura 9 Vista lateral del modelo en CAD de la barra de Hopkinson.

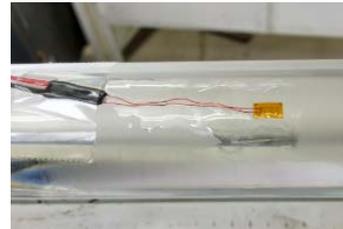
Una vez que se ha definido la forma en que el dispositivo se montará, se procede a la fabricación, en las figuras 10 a la 13 se muestran fotografías de los diferentes subsistemas que conforman el ensamble final de la máquina de ensayos.



Figura 10 Montaje del perfil IPS en la estructura de la base.



Figura 11 Cañón neumático.



a) Sensores de velocidad

b) Galgas extensiométricas en las barras.

Figura 12 Instrumentación.

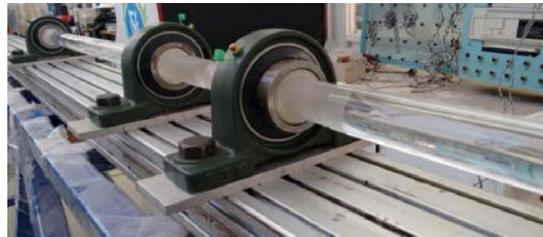


Figura 13 Montaje de los soportes y las barras sobre la base.

En la figura 14 se exponen todos los componentes de la barra de Hopkinson, el número 1 corresponde a la mesa de trabajo, el 2 son las barras de compresión, 3 señala al disparador neumático, 4 indica la tarjeta de adquisición de datos CompactDAQ, por último, el 5 representa el sistema de soportes en la barra.



Figura 14 Ensamble completo del dispositivo.

Caracterización del disparador

Para poder determinar si el ensayo de compresión realizado es o no un ensayo dinámico, se realizó la caracterización del disparador, donde se trata de establecer una relación entre la presión inyectada al sistema y la velocidad del proyectil al ejecutar el disparo. Para conseguir este objetivo, se experimentó disparando el proyectil con diferentes presiones, y registrando la velocidad alcanzada durante cada disparo, obteniendo las gráficas mostradas en la figura 15.

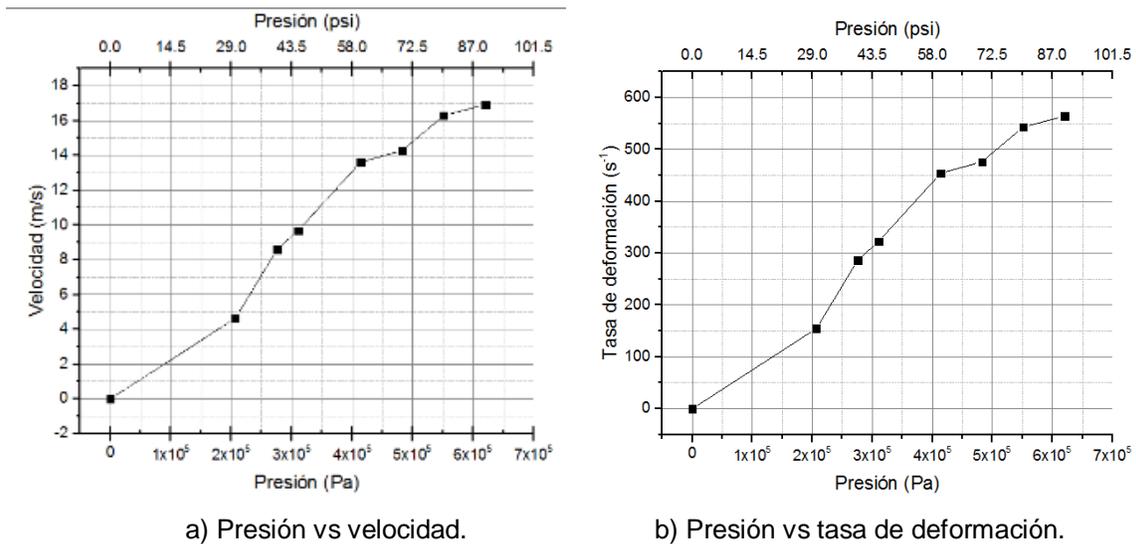


Figura 15 Caracterización del disparador.

En las gráficas se puede apreciar que con la máxima presión que brinda el compresor, se alcanza una velocidad de 16.9 m/s lo cual se traduce en una tasa de deformación de 564.1 s⁻¹, con lo cual se puede concluir que a partir de utilizar una presión de 30 psi el ensayo ya se puede clasificar como un ensayo dinámico, puesto que la tasa de deformación con esa presión es mayor a 100. Cabe destacar que el cálculo de la tasa de deformación (y por consiguiente su respectiva gráfica) se realizó considerando la altura inicial de una probeta de 30 mm, debido a que las probetas a caracterizar son cilindros de aluminio plegado de 30 mm de altura y 32 mm de diámetro.

Es importante mencionar que en las pruebas para la caracterización del disparador, se comenzó realizando la lectura de velocidad a partir de utilizar 30 psi, ya que al

utilizar una menor presión que la indicada, el proyectil no alcanzaba a llegar hasta la zona donde se ubican los sensores, por lo que no se logró obtener la lectura de la velocidad de disparo en el rango de valores menores a 30 psi.

4. Discusión

El diseño propuesto en un trabajo anterior [1] sirvió para realizar la construcción de este dispositivo, en el cual se mencionan todas las características que debe tener el mismo durante la generación del diseño conceptual. Sin embargo, el diseño propuesto se presta a realizar una serie de modificaciones para optimizar la adquisición de datos y el funcionamiento del sistema, a fin de obtener resultados más apropiados que permitan caracterizar el aluminio plexoplegado bajo las condiciones de impacto detalladas anteriormente.

Trabajo futuro

La implementación de una electroválvula que reemplace la válvula de bola manual que realiza el disparo, es uno de los trabajos que a futuro se implementarán en el dispositivo, de esta manera el disparo podrá ser inicializado vía software.

Otra de las principales modificaciones a realizar es la integración de un mejor sistema de soporte de las barras, como ya se describió se analizaron diferentes propuestas para poder soportar las barras de PMMA de manera que se asegure el libre desplazamiento lineal de las barras al momento de impactar; uno de estos soportes se muestra en la figura 16 el cual es un soporte con un funcionamiento similar al cojinete lineal, el cual apoya la barra en tres puntos mediante ruedas locas de balín que están atornilladas firmemente a un marco fijo sujeto al perfil de aluminio de la base.

Por último se implementará un sistema de freno de barra llamada trapa de momento, la cual detiene el recorrido de la barra transmisora, así mismo se amortigua el impacto de salida de la barra ya mencionada.

El objetivo de la construcción de este dispositivo fue cumplido, sin embargo resulta interesante expandir la exclusividad de trabajo de este equipo al tratar de caracterizar otros materiales de impedancia acústica similar a la de los

plexoplegados, así mismo, sería interesante ampliar el panorama de trabajo científico para poder ensayar materiales como metales o polímeros de manera que el cambio en las barras sea sencillo y que el uso del equipo sea sencillo para el usuario.

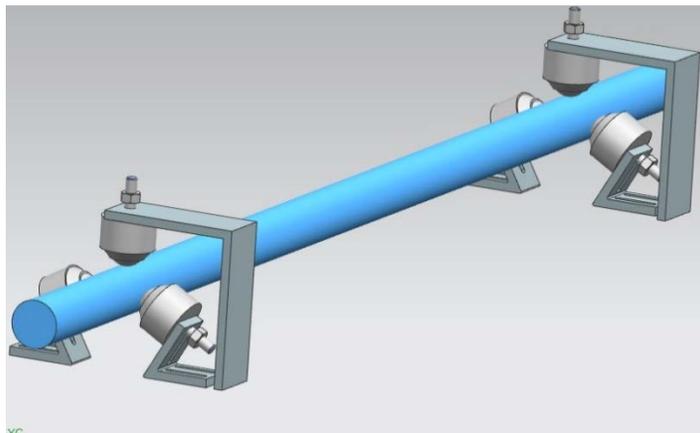


Figura 16 Alternativa de instalación de soporte de barra.

5. Bibliografía

- [1] L. G. Pastrana, L. A. Alcaraz, H. Orozco (2015); Diseño conceptual de un dispositivo de compresión de barra de Hopkinson, *Pistas educativas*, No. 113, pp. 138-160.
- [2] D. I. Cruz (2015), Análisis del comportamiento a compresión de aluminio plexoplegado para aplicaciones de absorción de energía. Tesis de Maestría, Instituto Tecnológico de Celaya.
- [3] ASM Mechanical Testing and Evaluation, pp. 939-1096.
- [4] D. S. Cronin, C. P. Salisbury, C. R. Horst (2006), High rate characterization of low impedance materials using a polymeric split Hopkinson pressure bar, *In Proceedings of the 2006 Society for Experimental Mechanics (SEM) Annual Conference and Exposition on Experimental and Applied Mechanics*, pp. 314-322.
- [5] M. Montalvo (2003), Implementación de barra Hopkinson para prueba de materiales a altas velocidades de deformación, Tesis de maestría, CIDESI Querétaro.

- [6] I. A. Irausquín (2012), Caracterización mecánica de espumas metálicas y su aplicación en sistemas de absorción de energía, Tesis doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, España.
- [7] H. Di Donato, J. P. Garbezza, A. Infante, R. López (2013), Striker mechanism upgrade for the split Hopkinson pressure bar experiment, Tesis de licenciatura, Florida International University.

CARACTERIZACIÓN DE FALLAS POR VIBRACIÓN EN ELECTRODOMÉSTICO (LAVADORA)

Aldo Jesús Álvarez Cárdenas

Instituto Tecnológico de Nuevo Laredo

aldoalvarez@live.com.mx

Álvaro Sánchez Rodríguez

Instituto Tecnológico de Celaya

alvaro.sanchez@itcelaya.edu.mx

Gustavo Serrato García

Instituto Tecnológico de Nuevo Laredo

gustavo_sg29@hotmail.com

Resumen

En este artículo se presenta la identificación de fallas o anomalías que se pueden presentar en un electrodoméstico. La detección de fallas y componentes se realiza por medio del procesamiento de señales de vibración. Se realizaron pruebas del comportamiento o condiciones de operaciones normales del electrodoméstico para luego ser comparadas con fallas inducidas. Se consideraron 3 tipos de fallas que son: Desbalanceo, desalineación y soltura mecánica. Se utiliza los espectros de potencia para comparar las amplitudes en las frecuencias en cada prueba. Se detectó el incremento de amplitudes en los órdenes 1x en el desbalanceo, también se detectó el incremento de amplitudes en los órdenes 1x, 2x y 3x en la desalineación y cambio en las amplitudes en los armónicos de la frecuencia fundamental cuando se indujo una soltura mecánica. Finalmente se detectó el incremento de la frecuencia fundamental y el armónico 2x en una desalineación paralela de las poleas.

Palabra(s) Clave(s): Detección de fallas, espectro, vibraciones.

Abstract

In this article, it is presented and identified the failures in home appliances. Failure detection of components it is done thru processing of signal vibrations. Behavioral Test were conducted under normal operation conditions of the home appliances to be compared with induced failures. Three types of failures were considered unbalanced, misalignment and mechanical looseness. Power spectrum was utilized to compare the amplitudes of the frequencies in each test. Increment of amplitudes were detected in the order of 1x in unbalanced, also increment amplitudes were detected in the orders of 1x, 2x, and 3x in misalignment. Changes of harmonics amplitudes of the fundamental frequency were detected when mechanical looseness was induced. Finally, an increment in the fundamental frequency was detected including 2x harmonic in a misalignment of parallel pulleys.

Keywords: *Failure detection, spectrum, vibrations.*

1. Introducción

La detección de fallas en sistemas mecánicos o incluso sistemas estructurales como edificios y puentes, se ha convertido en uno de los principales objetivos en el análisis de vibraciones. Ya que estos sistemas presentan distintos patrones característicos de vibración a diferentes condiciones de operación o trabajo, es importante estudiarlos y con ello caracterizar el comportamiento al que está sujeto. Una de las principales aplicaciones del estudio de las vibraciones es en el área de mantenimiento, ya que con el análisis de vibraciones monitorean la condición de las máquinas. Las prácticas más comunes en esta área es la detección de anomalías en maquinaria como desbalanceo, desalineación, solturas mecánicas, etc [1]. También la detección de frecuencias naturales y resonancia es común en la para la detección de anomalías en rodamientos, ventiladores, abanicos, compresores, etc. El área de mantenimiento no es la única en la que el análisis de vibraciones ha incursionado, también se ha empleado para determinar la calidad de un producto terminado. Esto se logra ya sea detectando fallas o falta de componentes en un ensamble de un producto, incluso también detectando posibles fallas durante el proceso de fabricación como es el caso de una pieza maquinada [2,3].

Existen diversas técnicas de procesamiento de señales de vibración que se clasifican en técnicas en el dominio del tiempo, en el dominio de la frecuencia, en el dominio tiempo – frecuencia y el análisis de orden.

Para el estudio de las vibraciones, se utilizan en su gran parte técnicas en el dominio de la frecuencia, que predomina el análisis por medio de la Transformada Rápida de Fourier (FFT, por sus siglas en inglés), el cual genera un gráfico llamado espectro de potencia. Esta técnica permite visualizar las frecuencias de operación de maquinaria y equipo y permite detectar fallos y anomalías en un sistema.

A pesar de existir una serie de técnicas, en este estudio se detectan a través de los espectros de potencia diferentes condiciones en un electrodoméstico, para ser más específico en una lavadora vertical con capacidad de 17 kg de carga. Las condiciones de estudio son: Desbalanceo, desalineación, detección de componentes y soldadura mecánica. Estas condiciones se establecieron considerando posibles defectos durante el proceso de ensamble de un producto, que puedan llegar ser detectadas antes de la entrega del producto al cliente.

2. Metodología

Diagrama de Bloques Funcionales

En un sistema o máquina existen componentes como fuentes de ruido y vibración, así como transmisores. E. Matus [4] propone un diagrama de bloques funcionales para el entendimiento del ruido y vibración de una lavadora de carga frontal, con el fin de facilitar el entendimiento y proponer mejoras en la etapa de diseño, prediciendo el comportamiento de las fuentes generadoras de ruido y vibración, así como también las transmisoras.

En base a esto se opta por generar un diagrama de bloques funcionales del elemento de estudio, figura 1.

En este modelo se muestra algunos componentes de la lavadora como fuentes y transmisores de vibración. En la base está colocado el motor que acciona por medio de poleas al tambor de la lavadora. El tambor está sujeta a una estructura o gabinete por medio de amortiguadores y la bomba, al igual que el motor esta soportada por la misma base del motor.

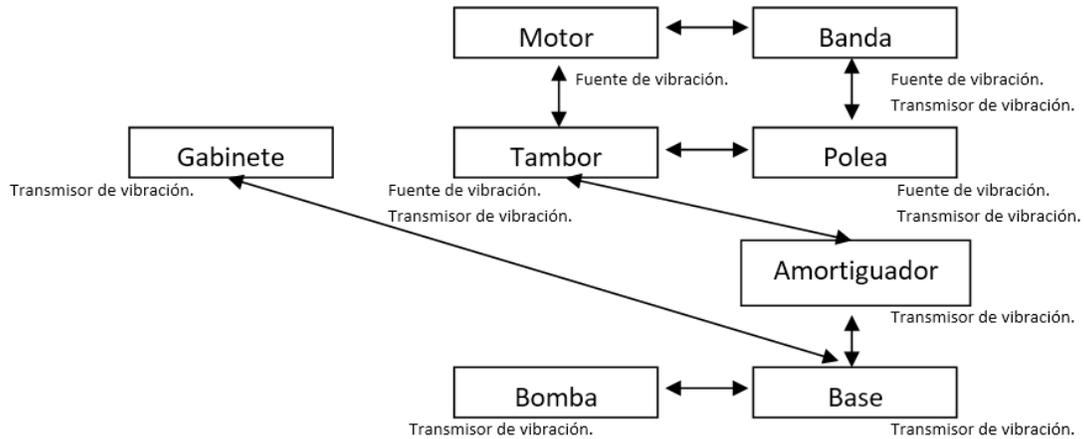


Figura 1 Diagrama de bloques funcionales de vibración.

Instrumentación

Medir las vibraciones es el aspecto más importante. Se colocaron dos acelerómetros en el elemento de estudio. Uno de ellos triaxial y el otro uniaxial. El acelerómetro triaxial se coloca cerca de una fuente de vibración, por lo que se coloca en la base. El acelerómetro uniaxial se coloca en el gabinete.

El acelerómetro triaxial nos proporciona una medición en tres ejes. En la figura 2 se muestra la disposición de los acelerómetros.

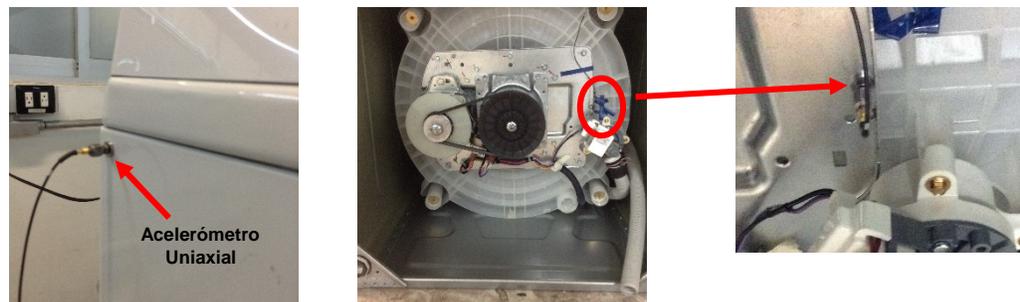


Figura 2 Acelerómetro uniaxial en el gabinete y triaxial en la base de la lavadora.

Procesamiento de señales

El acelerómetro da como respuesta una señal en el dominio del tiempo, en donde se puede tener una gráfica de amplitud de aceleración vs tiempo. Por lo que se tiene que hacer uso de filtros y la conversión de la señal en el dominio de la frecuencia para poder analizarla.

Es usual referirse al espectro de potencia cuando se investiga en datos de vibración en el dominio de la frecuencia. La FFT proporciona un medio rápido y conveniente para calcular la transformada de Fourier Discreta de información obtenida a través de vibración, una función de ventana se puede utilizar para forzar a los datos de la vibración se muestren como periódico, lo cual reduce la fuga de la frecuencia de un componente a otro. Para obtener la señal en el dominio de la frecuencia y poder ser interpretada en un espectro de potencia, por lo general se utiliza el método Welch para la estimación del espectro [5].

Características de las Pruebas

Para poder caracterizar fallas o componentes es necesario conocer las condiciones de operación normal del elemento de estudio, por lo que la primera prueba se le llama línea base. Posteriormente se inducen ciertos modos de operación o incluso fallas que pueden ocurrir en el elemento de estudio durante su ensamble y que estas puedan ser detectadas por medio de vibraciones en una prueba funcional. Las pruebas funcionales son comunes en líneas de ensamble para validar la funcionalidad del producto o de sus componentes.

Se indujeron seis fallas funcionales de las cuales podemos clasificar como: Desbalanceo, desalineación y soltura mecánica. También se realizaron pruebas con dos elementos clasificados como fuentes de vibración que en este caso son el motor y la bomba, con la finalidad de reconocer las frecuencias de aportación al sistema. Las pruebas de desbalanceo consistieron en colocar dos masas, de manera independiente, al interior del tambor. Las masas correspondientes son de 1 lb y 2 lb a 3" de altura.

Las pruebas de desalineación consistieron en una desalineación de la lavadora, aumentando la altura en el soporte frontal izquierdo y una desalineación paralela de las poleas.

Para inducir una soltura mecánica se optó por disminuir el torque de 5 tornillos que soportan la base de la lavadora. La última prueba consistió en operar de manera individual el motor y la bomba, por lo que ningún elemento de la lavadora fue accionado a excepción de los mencionados.

3. Análisis de Resultados

La figura 3a muestra el espectro de potencia de la prueba denominada como línea base, así como la del desbalanceo. La frecuencia predominante es la del giro del tambor que es aproximadamente 600 rpm o 10 Hz. La frecuencia experimental obtenida de giro del tambor es de 10.31 Hz con amplitudes en el eje Y del acelerómetro triaxial de 0.05 en condiciones normales. Las frecuencias con desbalanceo de 1 lb y de 2 lb son de 10.30 Hz con una amplitud de 4.195 y 10.29 Hz con una amplitud de 13.34 respectivamente. En cada una de ellas se identifica un incremento en la amplitud de potencia del espectro.

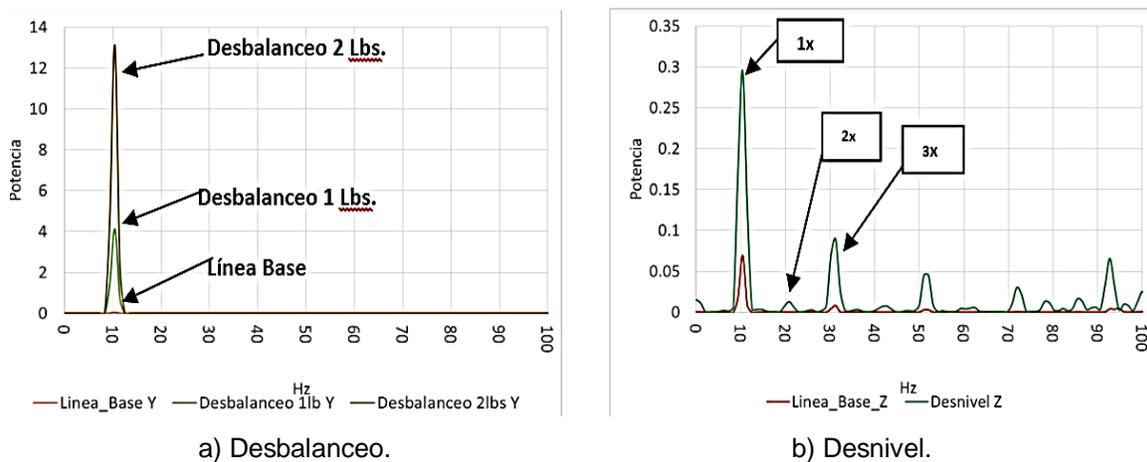


Figura 3a) Comparación de amplitudes de frecuencia.

La figura 3b muestra la comparación de los espectros de frecuencia en el eje Z del acelerómetro triaxial. El incremento en los armónicos 1x, 2x y 3x es característico del desnivel que se indujo en la lavadora aumentado la altura en uno de sus soportes. El armónico 1x como la velocidad de giro del tambor. Se obtuvieron las frecuencias y amplitudes correspondientes a estos armónicos del acelerómetro triaxial en el eje Z. Las frecuencias y las amplitudes correspondientes a los armónicos obtenidas fueron de 10.31 Hz a 0.29, 20.73 Hz a 0.012 y 30.93 a 0.059 respectivamente.

La figura 4 se muestra un incremento o disminución de amplitud en las bandas laterales de la frecuencia de giro del tambor y la frecuencia giro del motor. Esta

característica se obtuvo a partir de la falta de tensión de la banda. La distancia entre centros de las poleas se disminuyó lo cual provoco una disminución en la tensión de la banda. Esta característica se obtuvo a partir de una conversión de pico-pico de las crestas del espectro, para facilitar la visualización del fenómeno.

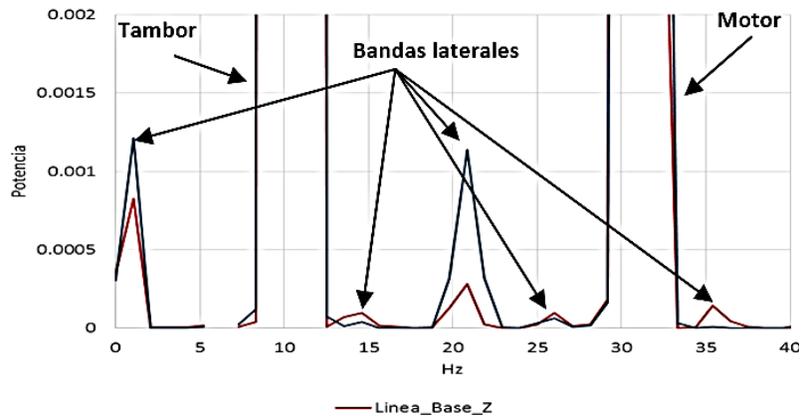


Figura 4 Identificación de bandas laterales provocadas por la tensión de la banda.

Es característico que en la desalineación paralela de poleas la frecuencia fundamental y la frecuencia 2x tienda a aumentar la amplitud, cuando se presenta esta condición. En la figura 5 se observa un incremento tanto en la amplitud de la frecuencia fundamental que corresponde a 10.31 Hz, como también en la frecuencia de 20.62 Hz que corresponde al armónico 2x.

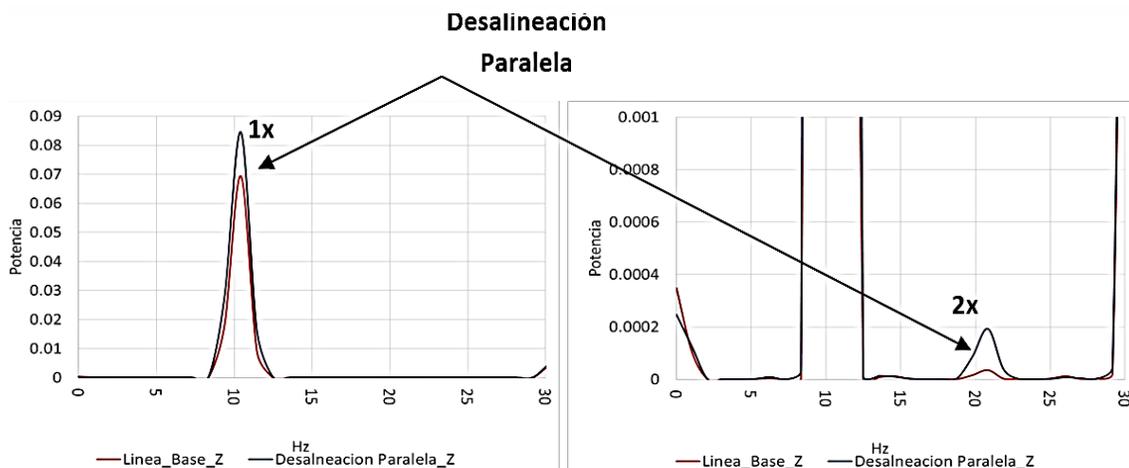


Figura 5 Frecuencia fundamental y armónicos en desalineación paralela de poleas.

La soltura mecánica de la base se realizó disminuyendo el torque a 5 tornillos que sujetan la base al tambor. La amplitud que corresponde a la frecuencia de la velocidad de giro del tambor aumento en esta prueba. En la figura 6 se observa como también las amplitudes de los armónicos tienen esta tendencia, fenómeno característico en solturas mecánicas. El eje Z del acelerómetro triaxial fue considerado para este análisis, ya que es el eje normal al plano de la base.

La última prueba experimental se realizó accionando la bomba de manera independiente y el motor de la misma manera, logrando así identificar las frecuencias que aportan al sistema. Durante la operación de la bomba como una fuente de vibración se excitan las frecuencias naturales de otros componentes como pueden ser el gabinete, la base, los amortiguadores, resortes entre otros componentes. Una forma de conocer las frecuencias naturales de otros componentes puede ser a través de métodos experimentales como el martillo de impacto y soluciones numéricas por simulación. La figura 7 muestra la identificación del motor y de la bomba, así como también las frecuencias en las que oscilan las bandas o correas y algunos armónicos del sistema.

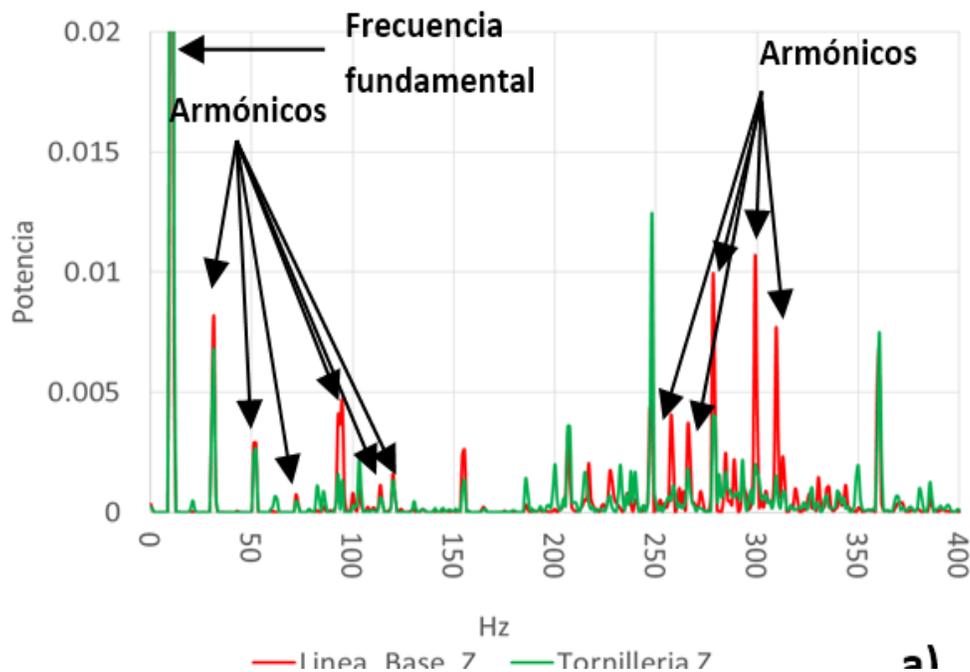


Figura 6 Presencia de armónicos por soltura mecánica.

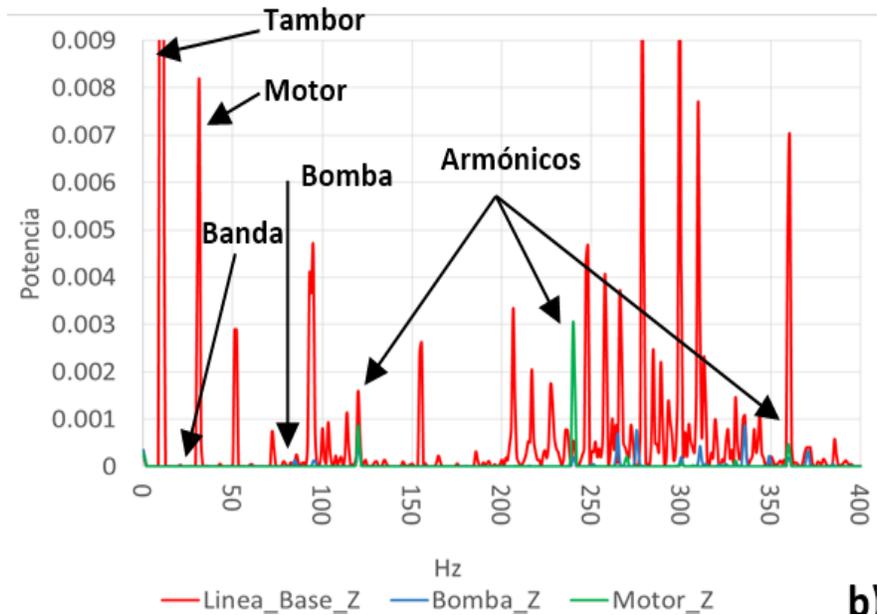


Figura 7 Frecuencias de distintos componentes y armónicos.

4. Discusión

Para el procesamiento de las señales se utilizó una función ventana tipo Hamming en todas las pruebas. También se utilizó un valor cuadrático medio (RMS) para la conversión de los picos de frecuencia. En la detección de la falta de tensión de la banda o correa de las poleas no se detectaron las bandas laterales del espectro bajo este criterio, por lo que se optó en utilizar una conversión de pico a pico. Las figuras 8 y 9 muestran la comparación de la línea base de la lavadora con el desajuste de la banda con la conversión RMS de los picos de la frecuencia.

Las amplitudes de la frecuencia son pequeñas comparándolas con la amplitud de la frecuencia fundamental. Es por eso que se optó en una adecuación mediante la formulación pico a pico y para mejorar la interpretación de la gráfica.

En un espectro de orden se puede facilitar la identificación de los armónicos, sin embargo, debido a que la frecuencia fundamental se aproximaba a los 10 Hz se consideró que en el espectro de potencia se tiene una clara distinción de los armónicos.

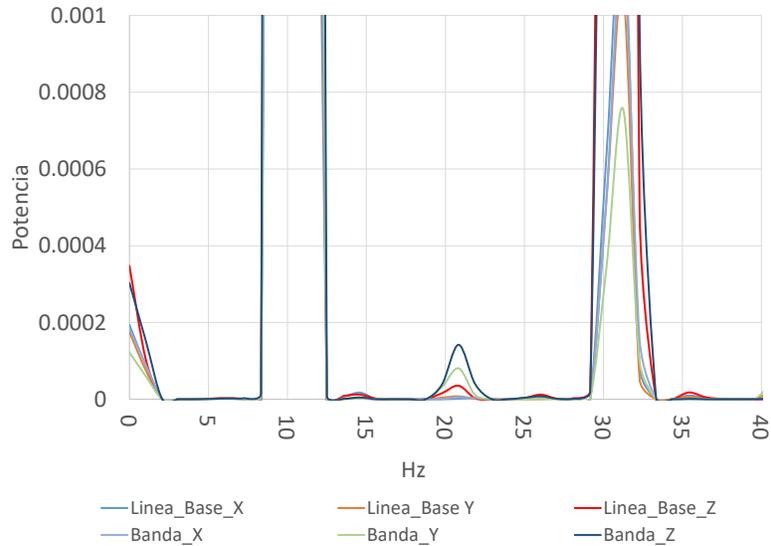


Figura 8 Espectro de potencia con conversión RMS de los picos de la frecuencia.

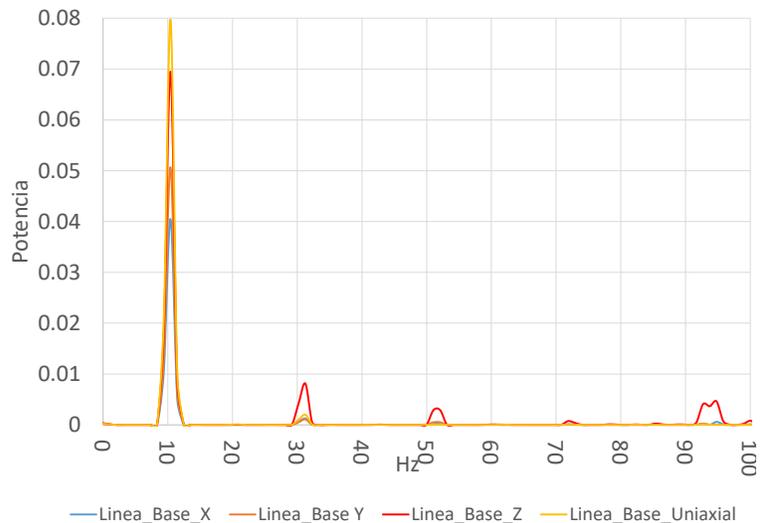


Figura 9 Frecuencias obtenidas del acelerómetro uniaxial y el acelerómetro triaxial.

5. Conclusiones

Se concluye que mediante el uso de los espectros de potencia se pueden identificar fallas y componentes de un electrodoméstico de línea blanca. Esto con la finalidad de incursionar en la detección en pruebas funcionales durante o al final de una línea de ensamble.

En este artículo se mostró la comparación de los espectros de vibración en condiciones normales de operación de una lavadora entre cuatro fallas inducidas,

así como también las frecuencias que aportan el motor y la bomba al espectro de vibración.

Las mediciones se realizaron de 0–1000 Hz, sin embargo, la mayoría de los análisis se enfocó en un rango de 0–100 Hz para detectar las anomalías descritas. A partir de estos resultados se puede concluir que existe un cambio de amplitudes en ciertas frecuencias durante las pruebas funcionales con falla inducida, sin embargo, cabe mencionar que es necesario relacionar los cambios de amplitudes con respecto a los diferentes tipos de fallas para que se mas fácil la detección de la misma.

6. Bibliografía y Referencias

- [1] G. Mosquera, M. Piedra Y R. A. Armas Cardona, “Las Vibraciones Mecánicas y su Aplicación al Mantenimiento Predictivo”. Segunda edición. 2001. Centro de altos estudios gerenciales ISID.
- [2] Hertlin, “Measurement and Evaluation of the Natural Frequencies of Components and Assemblies in Manufacturing and in the Laboratory”. 2011.
- [3] E. Zuñiga Y D. Olvera, “Mejora de las técnicas de maquinado. Medición de vibraciones en procesos de fresado”. InFocus. 2012.
- [4] E. Matus, L. Ballesteros, A. Thompson, “Determinación de fuentes de ruido de lavadora de carga frontal”, XVI Congreso internacional anual de la SOMIM, Monterrey, Nuevo León, México, 1 (4). (09-2010). p.9.
- [5] H. Rani Gupta, R. Mehra y S. Batan, “Power Spectrum Estimation Using Welch Method for Various Windows Techniques” International Journal of Scientific Research Engineering & Technology. 2013. pp. 389-392.

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO MECÁNICO DE MATERIALES PLEGADOS A COMPRESIÓN

Roberto Edú Arriaga Medina

Instituto Tecnológico de Celaya
roberto.edu.arriaga.medina@gmail.com

Carmen Betsabe Rodríguez Cisneros

Instituto Tecnológico de Celaya
betsa.cisne@gmail.com

Luis Alejandro Alcaraz Caracheo

Instituto Tecnológico de Celaya
alejandro.alcaraz@itcelaya.edu.mx

Resumen

Los materiales plegados son materiales ligeros que poseen características mecánicas que podrían resultar interesantes y que es posible sean comunes entre ellos. Debido a esto, se realizaron ensayos de compresión en un aluminio plegado y un acero plegado con el motivo de comparar su respuesta mecánica y estudiar su comportamiento característico.

Palabra(s) Clave(s): deformación logarítmica, esfuerzo, materiales plegados.

Abstract

The crumpled materials are lightweight materials that have mechanical properties that might be of interest and may be common among them. Because of this, compression tests on a crumpled aluminum and a crumpled steel were performed, with the reason of comparing the mechanical response and study their characteristic behavior.

Keywords: *crumpled materials, logarithmic strain, stress.*

1. Introducción

Los materiales plegados son materiales que consisten básicamente en una red de pliegues aleatoria, formada a partir de doblar y comprimir una hoja.

En la actualidad, las nuevas necesidades que surgen a partir de los avances científicos y tecnológicos exigen el uso de materiales cada vez más ligeros, fáciles de fabricar y con buena resistencia mecánica. Una alternativa para dar solución a esto podría ser el uso de materiales plegados, los cuales en los últimos años han despertado interés por su baja densidad.

Los primeros estudios sobre este tipo de materiales se realizaron comprimiendo probetas esféricas, los cuales aportan poca información sobre su comportamiento mecánico, ya que no puede evitarse que los resultados dependan de esa forma y de las dimensiones de las muestras. No fue sino hasta el 2013, que con el trabajo de Bouaziz et al [1], comenzó el estudio de las propiedades mecánicas de uno de estos materiales: el aluminio plegado. Se ensayaron probetas cilíndricas concluyendo que el aluminio plegado presenta un comportamiento híbrido entre los materiales celulares y los materiales fibrosos. En los estudios posteriores, siguió utilizándose la geometría cilíndrica, como en los trabajos de Balankin et al [2], Cruz [3] y Arriaga [4], donde se reportan el módulo elástico y la resistencia a la fluencia para diferentes densidades relativas y distintos tamaños de probeta de aluminio plegado en cada caso.

Ya que los estudios antes mencionados han sido dedicados sólo al comportamiento mecánico de aluminio plegado, el propósito de esta investigación es comprender mejor la respuesta mecánica a compresión uniaxial de un material además del aluminio plegado, para este caso, un acero plegado. Este material podría ayudar a explicar el comportamiento de los materiales plegados en aplicaciones como la propuesta una patente en la que se habla de la fabricación de bloques de concreto con núcleo de acero plegado [5].

2. Métodos

En este estudio se utilizaron hojas de aluminio puro con espesor estándar de 0.018 mm y densidad de 2.7 g/cm³ y hojas de acero DIN 1.1274 laminado en frío y

templado con un espesor nominal de 0.01 mm y densidad de 7.85 g/cm^3 . Cada hoja cuadrada de aluminio se cortó de modo que tuviera una masa cercana a 0.036 g y en el caso de las hojas de acero, hasta tener una masa de alrededor de 0.14 g. Después, las hojas se doblaron (plegaron) aleatoriamente y se comprimieron dentro de un molde cilíndrico.

Las probetas obtenidas mediante este proceso adquirieron un diámetro $d = 7 \text{ mm}$ y una altura $h = 6.55 \text{ mm}$ en el caso del aluminio plegado y diámetro $d = 7.75 \text{ mm}$ con altura $h = 7.25 \text{ mm}$ para el acero plegado (figura 1), manteniendo una razón h/d similar a la utilizada en estudios previos [1, 3, 4] y la misma densidad relativa ($\rho_r = 0.053$).



Figura 1 Probetas de aluminio plegado y acero plegado.

Los ensayos se realizaron en una máquina de pruebas universal, con una celda de carga de 100 N, a una velocidad constante de 10 mm/min, bajo compresión uniaxial. Se ensayaron tres probetas de cada material.

3. Resultados

Se obtuvieron los datos de fuerza y desplazamiento que permitieron la elaboración de la curva esfuerzo-deformación logarítmica para cada material. En la figura 2 se muestra una curva esfuerzo-deformación logarítmica representativa para cada material.

4. Discusión

Como se puede notar en la figura anterior, el acero plegado es más resistente que el aluminio plegado, excepto en un rango de deformación logarítmica de entre 0.03

y 0.105, donde el acero plegado apenas se encuentra reacomodándose mientras que el aluminio plegado pasa de la zona elástica a la plástica.

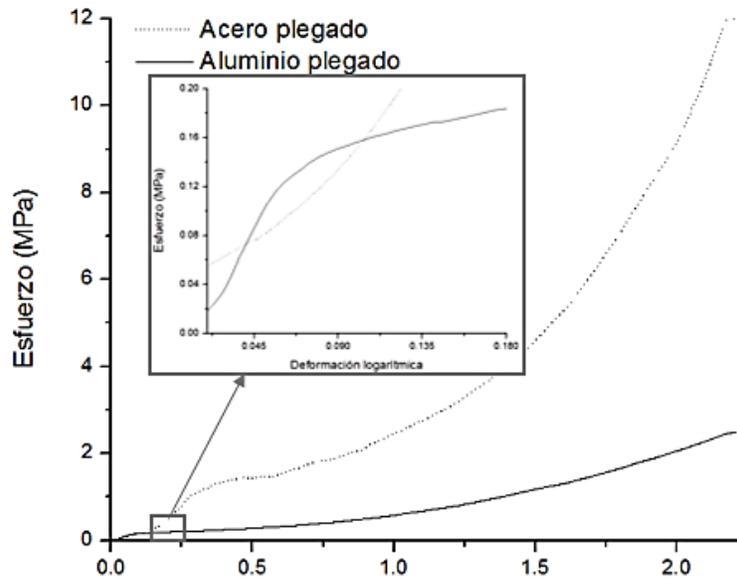


Figura 2 Esfuerzo-deformación logarítmica para el aluminio y el acero plegados.

Otro detalle importante es que en las curvas esfuerzo-deformación logarítmica de ambos materiales pueden identificarse cuatro etapas (ver figuras 3 y 4), las cuales se explican a continuación:

- Etapa I. Es una zona de reacomodo de material, que puede atribuirse al contacto incompleto entre superficies de hoja “parcialmente dobladas” [2].
- Etapa II. Es la zona elástica, donde se considera que existe una relación lineal entre el esfuerzo y la deformación.
- Etapa III. Es una zona de endurecimiento por deformación, la cual corresponde a la región de meseta de los materiales celulares. La deformación es permanente, por lo que es una parte de la zona de deformación plástica.
- Etapa IV. También es una zona de deformación plástica y se le llama región de densificación, la cual comienza desde una deformación de compactación, definida como la ubicada en la intersección de la prolongación de una recta

que pasa al inicio de la etapa III con la prolongación de la recta formada por los datos finales de la etapa IV.

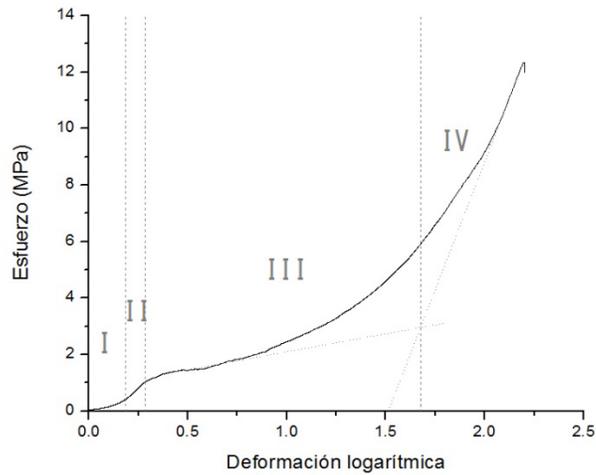


Figura 3 Las cuatro etapas en la gráfica del acero plegado.

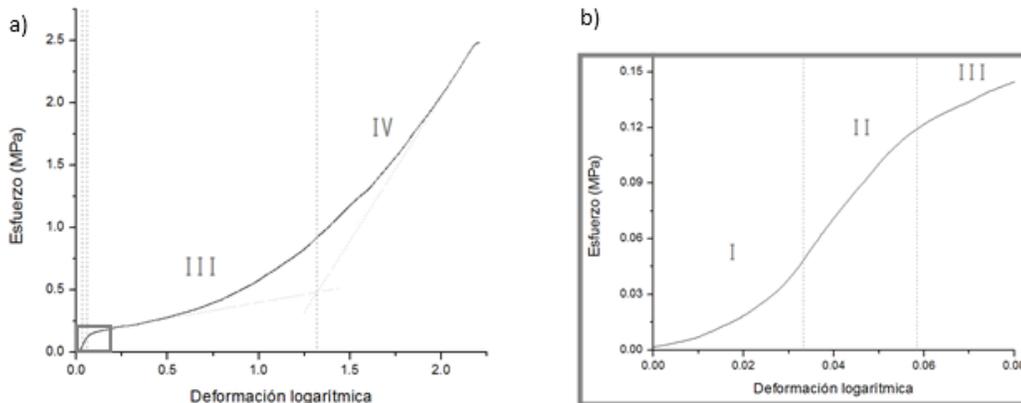


Figura 4 Las etapas de la gráfica de aluminio plegado: a) curva completa, b) ampliación.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Bouaziz, O.: Compression of crumpled aluminum thin foils and comparison with other cellular materials. *Materials Science & Engineering A*, N° 570, pág. 1–7, 2013.
- [2] Balankin, A.: Mechanical properties and relaxation behavior of crumpled aluminum foils. *Journal of Materials Science*, N° 50, 13, pág. 4749-4761, 2015.

- [3] Cruz, D. Análisis del comportamiento a compresión de aluminio plexoplegado para aplicaciones de absorción de energía. Tesis M.C. en Ing. Mec., Instituto Tecnológico de Celaya, 2015.
- [4] Arriaga, R. Efecto de la densidad relativa en las propiedades mecánicas de materiales plegados. Tesis Ing. Mec., Instituto Tecnológico de Celaya, 2015.
- [5] Palmer, R. Method for making an encased steel building block. Patent N° 3,685,244. Washington, DC: U.S., 1972.

ESTUDIO DE FRICCIÓN Y DESGASTE DE UN ACERO AISI H13 RECUBIERTO CON TICN

Virginia Campos Sanabria

Instituto Tecnológico de Celaya
vickys_0109@hotmail.com

Luis Daniel Aguilera Camacho

Instituto Tecnológico de Celaya
daniel.aguilera@itcelaya.edu.mx

José Alberto Zavala Bustos

Instituto Tecnológico de Celaya
alberto.zavala@itcelaya.edu.mx

J. Santos García Miranda

Instituto Tecnológico de Celaya
santos.garcía@itcelaya.edu.mx

Karla Judith Moreno Bello

Instituto Tecnológico de Celaya
karla.moreno@itcelaya.edu.mx

Resumen

Se investigó la influencia del lubricante en el comportamiento tribológico de un acero AISI H13 recubierto con carbonitruro de titanio mediante ensayos de fricción en seco y húmedo. Se observó que cuando existe lubricación entre los pares de contacto, el coeficiente de fricción y el factor de desgaste disminuyen en un 75 y 93%, respectivamente. Los mecanismos principales de desgaste en condiciones en seco fueron abrasión y oxidación mientras que en condiciones lubricadas no se aprecia mecanismo alguno. Adicionalmente se determinó la calidad de la adhesión

del recubrimiento al sustrato mediante pruebas de indentación Rockwell resultando en una buena adhesión al no presentar delaminación.

Palabra(s) Clave(s): Acero H13, desgaste, fricción, lubricación, TiCN.

Abstract

The influence of the lubricant in the tribological behavior of TiCN-coated H13 was investigated by means of dry and lubricated friction tests. It was observed that when lubrication between the contact pairs is present, the friction coefficient and the wear factor decrease by 75 and 93%, respectively. The main mechanisms of wear in dry conditions were abrasion and oxidation, while in lubricated conditions the wear mechanisms were no visible. In addition, the quality of the adhesion of the coating to the substrate was determined by Rockwell indentation tests resulting in a good adhesion because no delamination was present.

Keywords: Friction, H13 steel, lubrication, TiCN, wear.

1. Introducción

Los procesos de manufactura destinados al conformado de metales son cada vez más exigentes por lo que los herramientas utilizados están sometidos a constante desgaste severo, esfuerzos térmicos y mecánicos. Debido a que el desgaste de partes de maquinaria y herramientas tiene influencia directa en la productividad, eficiencia, confiabilidad y calidad de los productos manufacturados [1], se han desarrollado procesos de modificación superficial tales como el proceso de nitrurado y la deposición física de vapor (PVD) para mejorar las propiedades tales como dureza, resistencia al desgaste, fatiga y fricción [2-4]. En ese sentido, los recubrimientos de carbonitruro de titanio (TiCN) son recubrimientos que combinan alta dureza y bajo coeficiente de fricción de las fases del carburo de titanio (TiC) y alta tenacidad de las fases del nitruro de titanio (TiN) [5-8]. Estas propiedades únicas hacen de los recubrimientos de carbonitruro de titanio (TiCN) una buena solución para aplicaciones que requieren de altas resistencias a la abrasión y al desgaste, como en aplicaciones tribológicas [9]. Debido a la importancia que representa el desgaste de los herramientas dentro de la industria, se han realizado

investigaciones, a través de ensayos de fricción y desgaste, a sustratos de acero H13 recubierto con carbonitruro de titanio (TiCN) utilizando como contraparte un acero al bajo carbono, concluyendo que parámetros como el tiempo y temperatura de deposición influyen de manera importante en la resistencia al desgaste [10]. Otros investigadores concluyen que partículas de TiCN sobre aceros rápidos mejoran su resistencia al desgaste y que los factores de desgaste disminuyen con el incremento de carbono en las partículas de TiCN [11]. En ese mismo sentido, se han estudiado recubrimientos de TiCN con diferentes contenidos de carbono sobre sustratos de acero inoxidable 440 mostrando que no hay cambio significativo en el coeficiente de fricción del tribo-sistema cuando el contenido de carbono en los recubrimientos de carbonitruro de titanio es inferior a 4.6 %, pero con el aumento del contenido de carbono se observa la disminución del coeficiente de fricción [12]. Shan y colaboradores [13] investigaron el desempeño tribológico de capas de TiN y TiCN en diferentes medios tales como aire, agua destilada y agua de mar resultando en menores coeficientes de fricción en húmedo debido a la capa lubricante entre el recubrimiento y su contraparte así como un mayor factor de desgaste en agua de mar debido al efecto destructivo del cloro sobre los recubrimientos.

El objetivo principal de este trabajo fue evaluar el desempeño de fricción y desgaste de un acero H13 recubierto con TiCN, en condiciones secas y lubricadas, con la finalidad de observar la influencia del lubricante en el proceso de fricción y desgaste. Para éste propósito, primero se analizó la adhesión del recubrimiento de TiCN al sustrato de acero H13 mediante pruebas de adhesión por indentación. El comportamiento tribológico en seco y lubricado fue investigado utilizando el método de bola en disco. Se obtuvo el coeficiente de fricción y se calcularon tanto el volumen perdido como el factor de desgaste. Los mecanismos de desgaste presentes se determinaron mediante la observación de las huellas de desgaste.

2. Métodos

Se utilizó acero AISI H13 con una composición química de: 0.40 %C; 4.85 %Cr; 0.49 %Mn; 1.25 %Mo; 1.08 %Si y 0.91 %V y el resto Fe. Se fabricaron probetas de 25 mm de diámetro y 5 mm de espesor, mismas que fueron recubiertas con

carbonitruro de titanio (TiCN) por un proveedor especializado en tratamientos superficiales.

Para verificar la calidad de la adherencia del recubrimiento al sustrato se realizaron ensayos de dureza Rockwell D de acuerdo a la norma BSI 1071-8 [14], utilizando una carga de 981 N.

Los ensayos de fricción se llevaron a cabo en un tribómetro mediante el método de bola en disco en condiciones en seco a temperatura controlada de 25°C y lubricadas usando un lubricante de aceite base-grafito a una temperatura de 100°C. Como contraparte se utilizó una bola de 6 mm de diámetro de carburo de tungsteno (WC) con una microdureza, rugosidad y módulo de elasticidad de 1370 (HV0.5), 0.02 µm y 670 GPa, respectivamente. La carga normal aplicada fue de 10 N, con una velocidad de deslizamiento de 2.5 cm/s y una distancia total de deslizamiento de 1000 m.

El coeficiente de fricción se obtuvo directamente del programa con que cuenta el tribómetro. El volumen perdido de material (V) se calculó de acuerdo a la norma ASTM G99-05 [15] asumiendo que no existe desgaste significativo de la bola (contraparte), ecuación 1.

$$V = 2\pi R \left[r^2 \sin^{-1} \left(\frac{d}{2r} \right) - \left(\frac{d}{4} \right)^2 \sqrt{4r^2 - d^2} \right] \quad (1)$$

Donde R es el radio de la huella de desgaste, r es el radio de la bola y d es el ancho de la huella. Los anchos de huella y los mecanismos de desgaste se determinaron mediante análisis de imágenes utilizando un microscopio óptico. El factor de desgaste se calculó mediante ecuación 2 [16].

$$k = \frac{V}{FS} \quad (2)$$

Donde el volumen perdido (V) es proporcional a la carga normal aplicada (F) y la distancia de deslizamiento (S).

3. Resultados

En la figura 1, se muestra la huella característica del ensayo de indentación sobre el acero recubierto de TiCN. Se observan algunas grietas radiales no mayores a 150 μm y no se observa delaminación del recubrimiento alrededor de la huella.

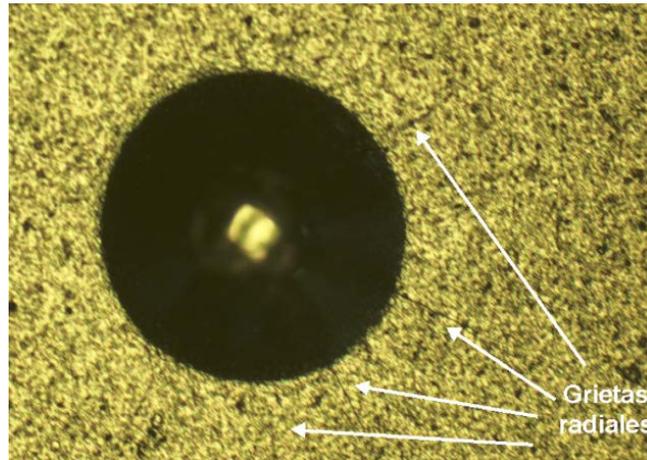


Figura 1 Huella del ensayo de indentación Rockwell D.

La figura 2 muestra la evolución del coeficiente de fricción como función de la distancia de deslizamiento para las muestras tanto en seco como lubricado. En condiciones secas, al inicio del ensayo el valor del coeficiente es aproximadamente 0.45 con tendencia a disminuir durante los primeros 300 m donde se obtuvo un coeficiente ligeramente mayor a 0.2. Justo a los 300 m se presenta un incremento repentino de hasta 300% donde a partir de ahí se observa un comportamiento muy irregular durante el resto de la distancia de deslizamiento siempre con tendencia a aumentar teniendo como promedio 0.468. Por otro lado, en condiciones lubricadas se tiene un comportamiento bastante estable alcanzándose un coeficiente de fricción promedio de 0.116.

Las figuras 3a y 3b muestran los anchos de huella de las probetas recubiertas en TiCN con valores de 499 μm y 189 μm , para condiciones en seco y lubricado, respectivamente. Una vez medidos los anchos de huella, se calcularon los volúmenes perdidos de material y los factores de desgaste con las ecuaciones 1 y

2, respectivamente, mismos que se presentan en la tabla 1, así mismo también se tabulan los coeficientes de fricción, con sus respectivas desviaciones estándar.

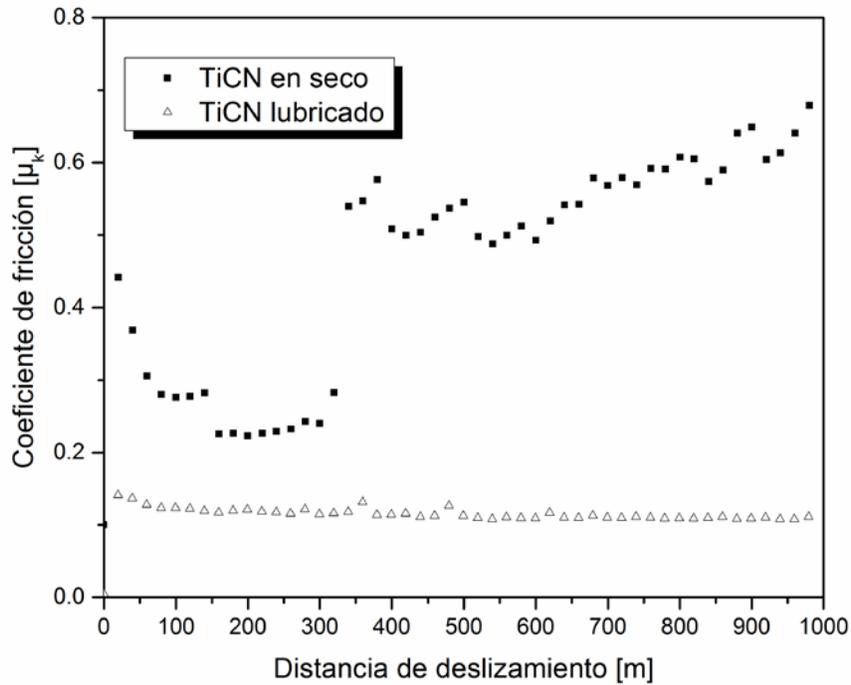


Figura 2 Coeficiente de fricción de acero H13 recubierto con TiCN en seco y lubricado.

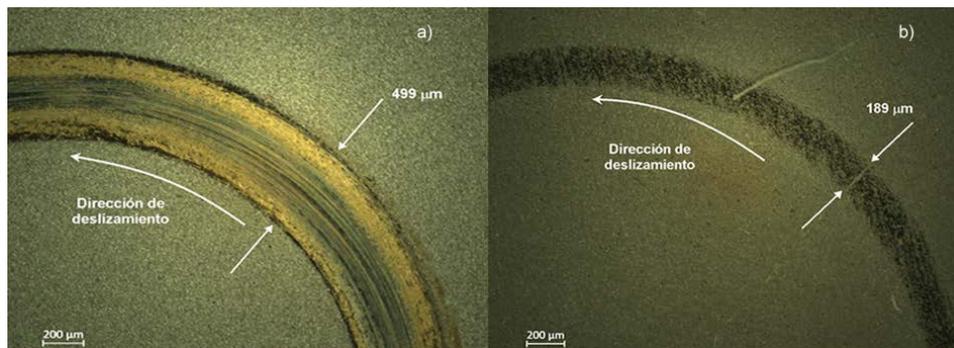


Figura 3 Micrografías ópticas (50X) de los anchos de la huella: a) seco y b) lubricado.

Tabla 1 Propiedades del acero TiCN en condiciones secas y lubricadas.

Condición	μ_k	V [mm ³] (X 10 ⁻⁴)	K [mm ³ /Nm] (X 10 ⁻⁸)
Seca	0.468 ± 0.146	438.51 ± 72	438.51 ± 72
Lubricada	0.116 ± 0.010	28.78 ± 10.8	28.78 ± 10.8

La figura 4a muestra las superficies desgastadas en condiciones en seco donde puede apreciarse un desgaste abrasivo manifestado en forma de surcos en dirección del deslizamiento. También se observan pequeñas zonas donde ocurrió un descascaramiento. Los surcos de colores café y azul fueron propiciados por la oxidación de la superficie. Por otro lado, en la figura 4b, la huella de desgaste se observa demasiado tenue y no es posible apreciar ningún mecanismo de desgaste.

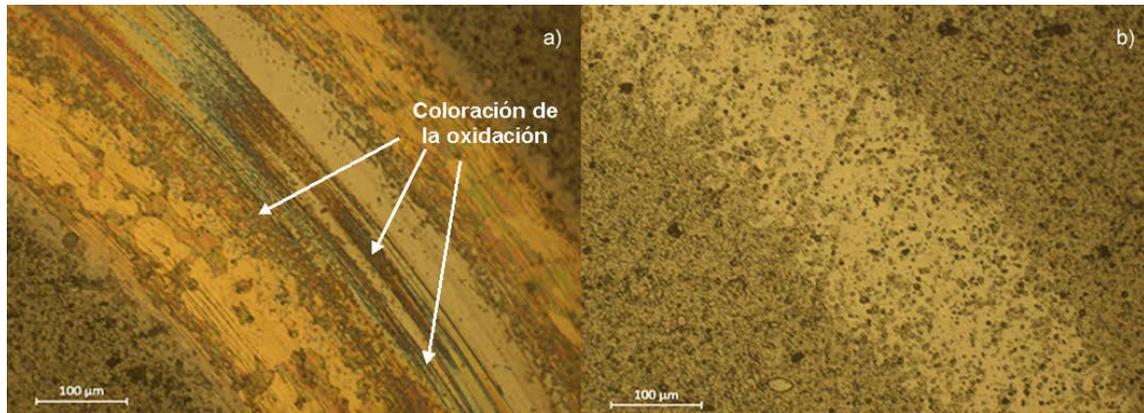


Figura 4 Micrografías ópticas (200X) superficies desgastadas: a) seco y b) lubricado.

4. Discusión

A pesar de presentarse grietas en el recubrimiento, tal y como se observa en la figura 1, no existen señales de delaminación alguna por lo que de acuerdo a la norma BSI 1071-8, la adhesión del recubrimiento al sustrato es de clase 1, lo cual significa una buena adhesión. Este comportamiento se debe a que la diferencia en durezas entre el sustrato y el recubrimiento no es grande.

Por otro lado, la diferencia en valores del coeficiente de fricción, en seco y lubricado, se debe a la acción del lubricante que absorbe parte de la carga y transfiere las partículas de desgaste fuera de la zona de contacto haciendo que el coeficiente de fricción y el ancho de la huella, y por consecuencia el factor de desgaste, disminuyan en un 75 y 93%, respectivamente, ver tabla 1.

Finalmente, en el ensayo de fricción en seco se observan como mecanismos principales la abrasión, en forma de surcos, y la oxidación de la superficie, que se manifiesta con surcos de colores, debido a la interacción que existe interacción entre

la superficie de la probeta y el ambiente. Los cambios de coloración en la superficie desgastada es indicio de oxidación progresiva por el incremento de temperatura debido a la fricción a lo largo de la prueba. En la superficie del ensayo lubricado, figura 4b, no se observa ningún tipo de mecanismo de desgaste lo que sugiere que el lubricante cumplió la función tanto de disminuir la fricción entre los pares en contacto así como también disminuir el desgaste. El comportamiento de recubrimientos de TiCN en condiciones lubricadas, con agua y agua de mar, ya ha sido estudiado teniendo resultados similares en cuanto a la disminución del coeficiente de fricción [13].

Como conclusión puede establecerse que el uso de lubricante en el ensayo permite incrementar la vida útil del material, al disminuir el coeficiente de fricción y el factor de desgaste. Sería adecuado realizar nuevos ensayos en condiciones lubricadas variando parámetros como la distancia de deslizamiento, la velocidad de deslizamiento así como la carga aplicada para observar el efecto en la fricción y desgaste y determinar el comparativo del recubrimiento bajo esas circunstancias.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Bressan, J.D., Hesse, R., Silva Jr., E.M. (2001). Abrasive wear behavior of high speed steel and hard metal coated with TiAlN and TiCN. *Wear*, Vol. 250, pp.561-568.
- [2] Wang, J., Xiong, J., Peng, Q., Fan, H., Wang, Y., Li, G., Shen, B. (2001). Effects of DC plasma nitriding parameters on microstructure and properties of 304L stainless steel. *Mater. Charact.*, Vol. 60, pp.197–203.
- [3] Feng, H.P., Hsu, C.H., Lu, J.K., Shy, Y.H. (2003). Effect of PVD sputtered coatings on the corrosion resistance of AISI 304 stainless steel. *Mater. Sci. Eng.*, Vol.347, pp.123–129.
- [4] Surviliene, S., Bellozor, S., Kurtinaitiene, M., Safonov, V.A. (2004). Protective properties of the chromium–titanium carbonitride composite coatings. *Surf. Coat. Technol.* Vol. 176, pp.193–201.

- [5] Knotek, O., Loffler, F., Kramer, G. (1993). Deposition, properties and performance behavior of carbide and carbonitride. *Surf. Coat. Technol.*, Vol. 61, pp.320-325.
- [6] Guu, Y.Y., Lin, J.F. (1997). Analysis of wear behaviour of titanium carbonitride coatings. *Wear*, Vol. 210, pp.245-254.
- [7] Hsieh, J.H., Tan, A.L.K., Zeng, X.T. (2006). Oxidation and wear behaviors of Ti-based thin films. *Surf. Coat. Technol.*, Vol. 201, pp.4094-4098.
- [8] Bergmann, E., Kaufmann, H., Schmid, R., Vogel, J. (1990). Ion-plated titanium carbonitride films. *Surf. Coat. Technol.*, Vol. 42, pp.237-251.
- [9] Wei, C., Lin, J.F., Jiang, T.H., Ai, C. F. (2001). Tribological characteristics of titanium nitride and titanium carbonitride multilayer films: Part II. The effect of coating sequence on tribological properties. *Thin Solid Films*, Vol. 381, pp.104-118.
- [10] Wang, H.L., He, J.L., Hon, M.H. (1993). Sliding wear resistance of TiCN coating on tool steel made by plasma-enhanced chemical vapour deposition. *Wear*, Vol. 169, pp.195-200.
- [11] Velasco, F., Gordo, E., Isabel, R., Ruiz-Navas, E.M., Bautista, A., Torralba, J.M. (2001). Mechanical and wear behavior of high-speed steels reinforced with TiCN particles. *International Journal of Refractory Metals & Hard Materials*, Vol. 19, pp.319-323.
- [12] Cheng, Y.H., Browne, T., Heckerman, B., Meletis, E.I. (2011). Influence of the C content on the mechanical and tribological properties of the TiCN coatings deposited by LAFAD technique. *Surface & Coatings Technology*, Vol. 205, pp.4024-4029.
- [13] Shan, L., Wang, Y., Li, J., Li, H., Wu, X., Chen, J. (2013). Tribological behaviours of PVD TiN and TiCN coatings in artificial seawater. *Surface & Coatings Technology*, Vol. 226, pp.40-50.
- [14] CEN/TS 1071-8 Advanced technical ceramics – Methods of test for ceramic coatings – Part 8: Rockwell indentation test for evaluation of adhesion, British Standards (2004).

- [15] Standard test method for wear testing with a pin-on disk apparatus, G99-05, American Society for Testing and Materials (2005).
- [16] Holmberg, K. y Matthews, A. (2009). *Coatings Tribology: Properties, Mechanisms, Techniques and Applications in Surface Engineering*. Great Britain: Elsevier.

MEDICIÓN DE CAPA ENDURECIDA EN ACEROS UTILIZANDO ULTRASONIDO

Raúl Cárdenas Romero

Instituto Tecnológico de Celaya

raul1carr@gmail.com

Benjamín Arroyo Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya

benjamin.arroyo@itcelaya.edu.mx

Resumen

Este artículo presenta un método teórico-experimental por medio de una inspección ultrasónica, con el cual es posible inspeccionar especímenes de acero templados por inducción para medir el espesor de la capa endurecida debida a dicho tratamiento. Las ventajas de utilizar este método experimental es la disminución del tiempo en comparación con los métodos destructivos.

Palabras clave: Capa endurecida, prueba no destructiva, temple por inducción, ultrasonido

Abstract

This paper presents an theoretical and experimental method using an ultrasonic inspection, with which it is possible to inspect specimens of induction hardened steel for measuring the thickness of the hardened layer due to such treatment. The advantages of using this experimental method is reduction of time compared to the destructive methods.

Keywords: Hardening layer, induction hardening, nondestructive testing, ultrasound.

1. Introducción

En la industria metal-mecánica se utilizan diversos tratamientos térmicos para cambiar las características físicas de los materiales, uno de ellos es el templeado por inducción el cual se aplica a especímenes de acero, con este tratamiento el espécimen se endurece superficialmente (mejorando sus propiedades mecánicas como son resistencia al desgaste y transmisión de torque) mientras que en el centro mantiene las características mecánicas originales (la tenacidad es la más importante de estas características) [1]. La técnica estándar de calidad utilizada para medir el espesor de capa endurecida es la microscopía y el perfil de dureza, las cuales son técnicas destructivas. Existen diferentes métodos no destructivos para cuantificar el espesor de capa endurecida; ensayo por corrientes Eddy, método de dispersión ultrasónica, ensayo de partículas magnéticas, [1]. En el método de dispersión ultrasónica se sumergirán el espécimen y el transductor ultrasónico en un tanque lleno con agua corriente, el haz ultrasónico incide angularmente en la superficie del espécimen, lo cual refleja parte de la energía del haz ultrasónico (primer eco o reflexión 1), parte de la energía restante del haz ultrasónico se trasmite en la capa endurecida del espécimen hasta llegar al centro del espécimen [1], lo cual genera una segunda reflexión de parte de la energía del haz ultrasónico (segundo eco o reflexión 2), figura 1. El tiempo de vuelo entre el primer y segundo eco es proporcional al espesor de la capa endurecida del espécimen [2], figura 2.

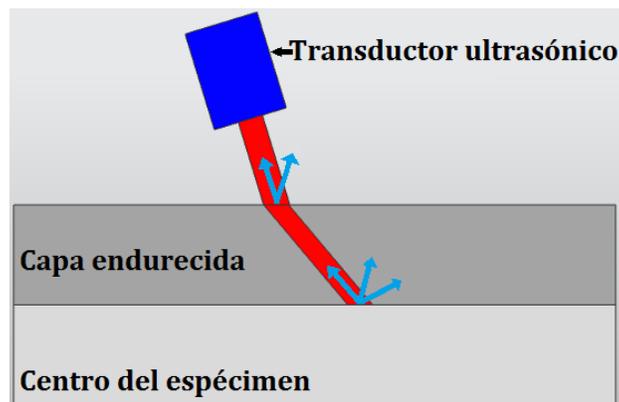


Figura 1 Interacción de ondas ultrasónicas con el espécimen.

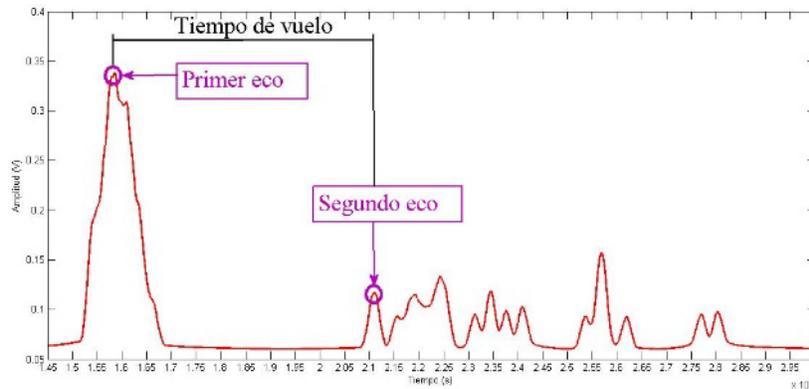


Figura 2 Respuesta ultrasónica de un espécimen.

2. Método

Transformada Hilbert

Muchas señales medidas contienen un componente rápidamente-oscilante. La amplitud de la oscilación varía lentamente con el tiempo, y el perfil de la lenta variación de tiempo se denomina envolvente. La envolvente contiene a menudo información importante acerca de la señal. Usando técnicas especiales, las rápidas oscilaciones se pueden eliminar de la señal para producir una representación directa de la envolvente. Un método de extracción de la envoltura de una señal es mediante el uso de la transformada de Hilbert.

Sea $g(t)$ una señal cuya transformada de Fourier es $G(f)$. La transformada de Hilbert de $g(t)$ que se denota por $H(t)$ viene dada por la ecuación 1.

$$H(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{g(\tau)}{t - \tau} d\tau \quad (1)$$

La transformada de Hilbert $H(t)$ se puede interpretar como una convolución de la función $g(t)$ con $\frac{1}{\pi t}$, como muestra la ecuación 2.

$$H(t) = g(t) * \frac{1}{\pi t} \quad (2)$$

Puesto que la transformada de Fourier de $\frac{1}{\pi t}$ es $-j \operatorname{sgn}(f)$, a partir de la propiedad de convolución en el dominio del tiempo de la transformada de Fourier, la

transformada de Fourier de $H(t)$ denotada por $F(f)$ va estar dada por la ecuación 3.

$$F(f) = -j \operatorname{sgn}(f)G(f) \quad (3)$$

Este sistema introduce un desfase de -90° para frecuencias positivas y 90° para frecuencias negativas. Se define la función analítica asociada a $g(t)$ en ecuación 4.

$$E(t) = g(t) + jH(t) \quad (4)$$

Donde la magnitud de $E(t)$ es la envolvente de la señal original. [6]. La implementación de la transformada de Hilbert es importante ya que es una herramienta que describe la envolvente de la señal analizada, considerando su parte real y su parte compleja.

Filtro promedios móviles

El método de promedios móviles emplea el promedio de los n valores de datos anteriores. Cuanto más grande sea n , mayor será la influencia de los datos, con pronósticos para el siguiente periodo. Está dada por la ecuación 5 [6].

$$p(n) = \frac{1}{N+1} \sum_{k=0}^N x(n-k) \quad (5)$$

Promedios móviles es una herramienta empleada para analizar conjuntos de datos en modo de puntos para crear series de promedios, esto quiere decir que cada punto influye en el siguiente mediante un promedio de puntos.

Filtro Savitzky-Golay

Se basa en método de regresión polinomial de grado k , con al menos $k+1$ puntos igualmente espaciados, para determinar el nuevo valor de cada punto.

Donde la serie de datos igualmente espaciados $f_i = f(t_i)$, para $t_i = t_o + i\Delta$, $i = \dots - 2, -1, 0, 1, 2, \dots$ vea ecuación 6.

$$g_i = \sum_{n=-n_L}^{n_R} C_n f_{i+n} \quad (6)$$

Este filtro es una regresión polinomial similar al filtro de promedios móviles, su principal diferencia es que con este filtro es que tiende a preservar características de la distribución inicial tales como los máximos y mínimos relativos, así como el ancho de los picos. De esta forma mientras el filtro de promedios móviles suaviza la señal completa, el filtro de Savitzky-Golay mantiene y resalta los picos de la señal, de los cuales se realizará la medición de tiempo para calcular el espesor de capa endurecida.

Medición de capa endurecida (método ultrasónico)

Los especímenes inspeccionados fueron cuatro barras de aleación de acero SAE 1045, de 30 mm de diámetro y 420 mm de largo templadas por inducción. Cada espécimen se marcó en tres secciones, figura 3, y cada sección se dividió en ocho puntos equidistantes, figura 4, esto con el fin de medir la capa endurecida en 24 puntos diferentes de la superficie de los especímenes. Para cada punto se capturó la señal ultrasónica y se procesó mediante los métodos del procesamiento de señal anteriormente descrito. En la figura 5 se muestra la comparación entre la señal original y la señal procesada.



Figure 3 Secciones de medición a lo largo del eje x.

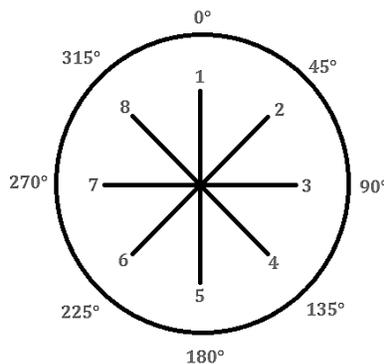


Figure 4 Puntos de medición alrededor del eje x.

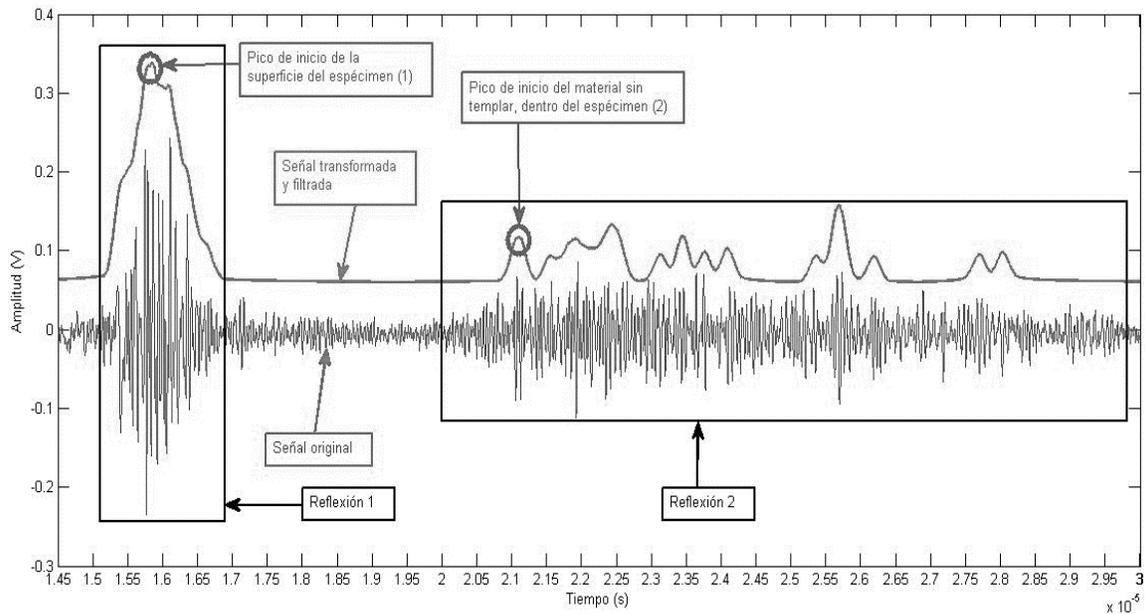


Figure 5 Ampliación de la reflexión 1 y 2, señales original y procesada.

Véase que el ruido de la señal original disminuye después de aplicar el procesamiento de señal, de esta manera se simplifica la forma de medir la capa endurecida. Para medir el espesor de capa endurecida en diferentes especímenes se define la ecuación 7, la cual denota el error de medición del método ultrasónico en capa endurecida. Donde se establece un patrón de medición para el cual el espesor de capa endurecida de la barra patrón (d_p) se estima a partir de una microscopía.

$$\varepsilon = d_p - d_i \quad (7)$$

Donde d_p se estima a partir de una microscopía y d_i es incógnita. Se define la ecuación 8 para calcular el espesor de capa endurecida mediante el método ultrasónico.

Se miden por inspección ultrasónica t_p y t_i para el espécimen patrón y el espécimen que se desea inspeccionar, respectivamente. La medición de capa endurecida se realiza tomando el tiempo entre el pico de inicio de la superficie del espécimen (pico (1)) y el pico de inicio del material sin templar, dentro del espécimen (pico (2)).

Teniendo estas consideraciones en cuenta, la única incógnita en la ecuación (9) es d_i , se despeja la ecuación (9) para d_i , ecuación 8.

$$d_i = d_p + \frac{v * \cos(\theta)}{2} (t_i - t_p) \quad (8)$$

La medición del tiempo de vuelo se realiza posicionando un par de cursores, en la máxima amplitud de la reflexión 1 y el pico de inicio de la reflexión 2.

3. Resultados

Se estudiaron cuatro especímenes con distinta zona templada. Del largo total de cada espécimen se cortó en uno de sus extremos un tramo de aproximadamente 2.5 cm de largo, una de las caras de dicho tramo se pulió hasta un acabado espejo y se atacó con Nital 3 [3], después se realizó el perfil de micro-dureza Vickers.

Se analiza cada espécimen por separado para mejor comprensión de los resultados, los cuales se muestran en la tabla 1.

Tabla 1 Tabla comparativa de medición de zona templada en los especímenes.

Especimen	Punto de inspección	Promedio de medición ultrasónica de zona templada por punto de inspección (MP) (mm)	Promedio de medición ultrasónica de zona templada por espécimen (ME) (mm)	Promedio de medición ultrasónica de zona templada por espécimen con compensación de error (MC) (mm)	Medición de zona templada mediante perfil de dureza (PD) (mm)	Error de medición PD-ME (mm)	Error de medición PD-MC (mm)
B6A	1	6.3	6.4	5.9	6.0	0.4	0.1
	2	6.5					
	3	6.4					
B6B	1	5.1	5.4	4.9	4.2	1.2	0.7
	2	5.4					
	3	5.5					
B7A	1	4.9	5.1	4.6	4.5	0.6	0.1
	2	5.2					
	3	5.0					
B7B	1	5.0	4.9	4.4	4.4	0.5	0
	2	4.9					
	3	4.9					

4. Discusiones

Para el espécimen B6A el espesor de zona templada mediante la prueba ultrasónica osciló en los tres puntos alrededor de 6.4 mm, el cual disminuyó a 5.9 mm con la compensación de error del método de medición. El error de medición entre el perfil de dureza y el método empleado fue de 0.1 mm.

En el espécimen B6B el espesor de zona templada mediante la prueba ultrasónica fue en aumento conforme se fue avanzando en el punto de inspección, comenzando en el punto no. 1 en 5.1 mm para el espesor de zona templada y terminando en el punto no. 3 en 5.5 mm para el espesor de zona templada. Considerando que el espesor de zona templada aumenta conforme se avanza en el eje x del espécimen, no se puede estimar el error de medición ya que el perfil de dureza se realizó en un punto de inspección determinado.

En el espécimen B7A el espesor de zona templada mediante la prueba ultrasónica osciló en los tres puntos alrededor de 5.1 mm, el cual disminuyó a 4.6 mm con la compensación de error del método de medición. El error de medición entre el perfil de dureza y el método empleado fue de 0.1 mm.

Finalmente en el espécimen B7B, el cual se eligió como espécimen patrón para llevar a cabo la compensación de error del método, el espesor de zona templada mediante la prueba ultrasónica osciló en los tres puntos alrededor de 4.9 mm, el cual disminuyó a 4.4 mm con la compensación de error del método de medición. El error de medición entre el perfil de dureza y el método empleado fue de 0 mm. Lo cual es lógico ya que la compensación de error de 0.5 mm se obtuvo utilizando como espécimen patrón el mismo espécimen. La medición de este espécimen es de gran importancia ya que al usar un espécimen de medición como patrón de medición se ha reducido el error de más de un 13% de error hasta menos de 3% de error.

Para los especímenes B6A y B7A el error utilizando el método de medición es de 0.1 mm, representando menos del 3% de error con respecto a espesor nominal.

Finalmente para el espécimen B7B las mediciones demuestran que conforme se avanza en el eje x del espécimen, el espesor de zona templada también aumenta. Por tanto el análisis de espesor de capa endurecida por el método ultrasónico de

este espécimen sirvió para detectar que el temple por inducción realizado iba en aumento conforme se avanzaba en el espécimen.

El método también sirve para verificar si el espesor de zona templada es uniforme a lo largo del espécimen o si es diferente dependiendo el punto de localización. De esta forma es posible detectar si el proceso de temple está fallando en algún punto, ya sea al inicio, en medio o al final del proceso.

5. Bibliografía

- [1] ASM International, Steel Heat Treating-Induction Heating and Heat treatment, Volume 4C, USA, 2014.
- [2] J. Krautkramer and H Krautkramer, Ultrasonic Testing of Materials, Springer-Verlag, Berlin, 1983.
- [3] ASTM E384 - 11 Standard Test Method for Microindentation Hardness of Materials.

SIMULACIÓN FEM DEL PROCESO DE FORMADO DE TUBO DE ACERO AISI 1018

Pedro Jorge De Los Santos Lara

Instituto Tecnológico de Celaya
delossantosmfq@gmail.com

Raúl Lesso Arroyo

Instituto Tecnológico de Celaya
raul.lesso@itcelaya.edu.mx

José Manuel Ávila Aguilar

Rassini Bypasa SAB de CV
jmavila@rassini.com

Resumen

La simulación por elemento finito de procesos de estampado es una herramienta auxiliar en el proceso de diseño y optimización de herramientas. En este artículo se presenta el análisis del proceso de formado de un tubo de acero AISI 1018 mediante un troquel progresivo de dos etapas. Se utilizó ANSYS/LS-DYNA para realizar las simulaciones de tipo dinámico explícito, considerando las diversas no linealidades que implican este tipo de análisis, derivadas de las propiedades del material, las grandes deformaciones y los contactos entre las herramientas y la pieza de trabajo. Los resultados obtenidos son la fuerza máxima requerida para el proceso de formado inicial que fue de 1.27 toneladas y los esfuerzos máximos que se generan en el proceso de doblado que fueron de 76 213 psi. Se muestra, además, la geometría resultante del proceso de formado comparada de forma cualitativa con la obtenida mediante la simulación.

Palabra(s) Clave(s): Formado, Método del elemento finito, Simulación.

Abstract

The finite element simulation of metal forming processes is an auxiliary tool in the design and optimization of dies. This article presents the analysis of stamping process of an AISI 1018 steel tube, using a two steps progressive tooling. ANSYS/LS-DYNA was used to perform the simulations of dynamic-explicit type, considering the multiples nonlinearities that implies this analysis type, derived from material properties, large strains and contacts between dies and work piece. The results obtained are the maximum force required (1.27 ton) and the maximum stresses (76213 psi). The resulting geometry of the forming process compared qualitatively with that obtained by the simulation is also shown.

Keywords: *Metal forming, Finite element method, Simulation.*

1. Introducción

Los procesos de estampado forman parte importante de la industria metal-mecánica, muchas piezas metálicas se fabrican utilizando estos procesos, debido a los altos volúmenes de producción y a la rapidez de fabricación respecto a otros métodos. El modelado de problemas de estampado de partes metálicas requiere una precisión considerable en la caracterización de efectos como el comportamiento no lineal de un material, grandes deformaciones y condiciones de contacto entre la herramienta y la parte a estampar que derivan en algoritmos complejos [1].

En la empresa BYPASA se fabrican componentes para el sector automotriz (bujes y abrazaderas) que requieren de diversos componentes metálicos, los cuales son manufacturados mediante procesos de estampado. Normalmente, los herramientas se han desarrollado con la metodología tradicional, pero derivado de un proceso de renovación de la empresa, se pretende utilizar tecnologías de CAD/FEA/CAM para el desarrollo de herramientas de producción.

Como parte de la metodología anterior se tiene la simulación por elemento finito de los procesos de formado/estampado. Específicamente, en este caso, se realizó la simulación del proceso de formado de un tubo de acero AISI 1018, que forma parte como tubo interior en un buje utilizado para muelles de hojas en suspensiones de automóviles. Este tubo, se fabrica utilizando un troquel progresivo de dos etapas: la

primera es en la cual se efectúa un doblado en U, y la otra que realiza un doblado en O, o cerrado del tubo. En lo subsiguiente se presenta el desarrollo de la metodología y los resultados obtenidos en la simulación de la primera etapa del troquel diseñado (doblez en U).

2. Métodos

Consideraciones generales

Para realizar el análisis por elemento finito se han tomado en cuenta sólo los elementos formadores que tienen influencia directa o contacto sobre el formado del tubo, quitando todos los elementos del troquel adicionales.

Los formadores se han considerado como elementos rígidos, para simplificar y agilizar el análisis numérico, al permanecer sus características geométricas y mecánicas invariables, siendo solamente el *blank* (pieza de trabajo) un sólido deformable. El tubo, objeto de esta simulación, tiene un diámetro interior (final) de 0.57 in, un espesor de 0.12 in y una longitud de 3 in (figura 1).

La figura 2 muestra el troquel compuesto diseñado para realizar el proceso de formado del tubo en dos pasos: dobléz y cierre.

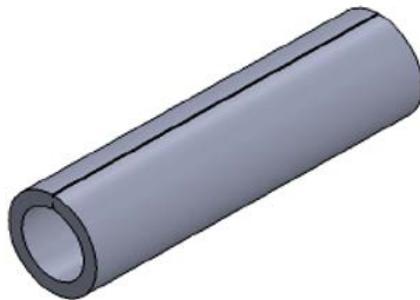


Figura 1 Modelo CAD del tubo.

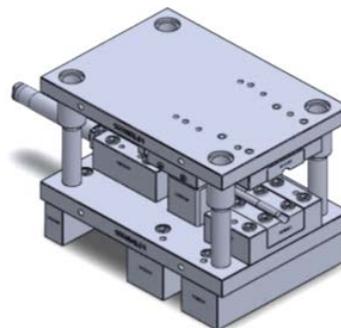


Figura 2 Modelo CAD del troquel.

Geometrías y partes

En la figura 3 se muestra el ensamblaje simplificado del primer paso del troquel. Este modelo CAD está constituido por los formadores inferiores, formadores superiores, las levas formadoras y el *blank*.

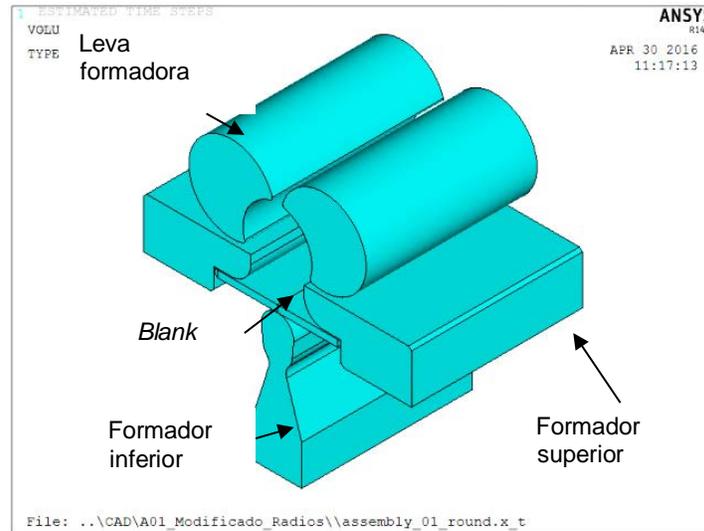


Figura 3 Ensamble del primer paso (doblez en U).

El modelo mostrado en la Figura 3, fue generado en la interfaz del software de simulación, donde fueron definidas las partes, cuyo concepto aquí es fundamental e incluye dentro de esta a todos aquellos elementos que comparten el tipo de material, tipo de elemento y sección.

Modelo constitutivo

Se utilizó un modelo de tipo *Piecewise Linear Plasticity*, el cual es un modelo multilineal que permite utilizar una curva esfuerzo-deformación y la dependencia de la tasa de deformación como datos de entrada para definir el comportamiento plástico del material. Para cuantificar la tasa de deformación este modelo utiliza la relación de Cowper-Symonds, representado por la ecuación 1 [2].

$$\sigma_y(\varepsilon_{eff}^P, \dot{\varepsilon}_{eff}^P) = \sigma_y \varepsilon_{eff}^P \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_{eff}^P}{C} \right)^{\frac{1}{P}} \right] \quad (1)$$

Donde $\dot{\varepsilon}_{eff}^P$ es la tasa de deformación plástica efectiva, C y P son parámetros del material referentes a la tasa de deformación, es el esfuerzo de fluencia sin la consideración de la tasa de deformación.

En la figura 4 se muestra la curva esfuerzo-deformación obtenida de forma experimental [3], incluida en las propiedades plásticas del acero AISI 1018 utilizado como materia prima. En la tabla 1 se especifican las propiedades elásticas para el mismo acero, así como los parámetros (C y P) [4] requeridos en la ecuación 1.

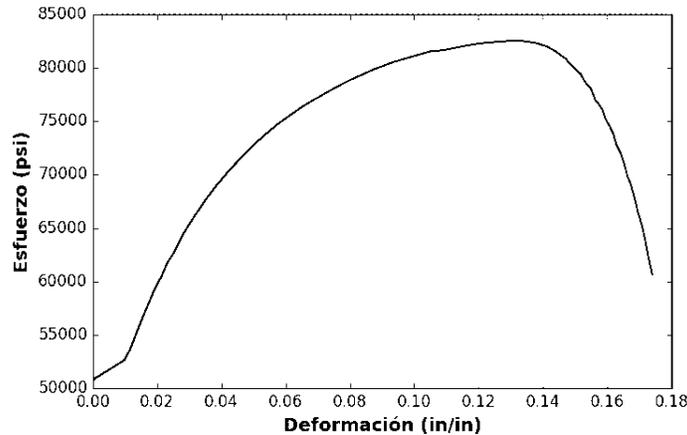


Figura 4 Curva esfuerzo deformación obtenida experimentalmente.

Tabla 1 Propiedades del material.

Propiedad	Magnitud
Módulo elástico	29 000 (ksi)
Coefficiente de Poisson	0.3
Densidad	0.00073 (lb·f s ² /in ⁴)
Esfuerzo de fluencia	52 000 (psi)
C	40 (s ⁻¹)
P	5

En los componentes del troquel se utilizó un modelo rígido, para el cual sólo es necesario especificar las propiedades elásticas. Los componentes rígidos, normalmente, permiten la aplicación de condiciones de desplazamiento utilizando el identificador de la parte, además, las propiedades inerciales se calculan basadas en el modelo de elemento finito [5].

Mallado

El *blank* se malló utilizando elementos SOLID164, el cual es un sólido de ocho nodos, utilizado normalmente para análisis de tipo dinámico explícito. En los

componentes del troquel se mallaron las áreas que contactará con el *blank* en cada uno de los casos, utilizando elementos SHELL163, con la finalidad de reducir el número de elementos a simular y consecuentemente el requerimiento de tiempo y costo computacional.

En el *blank* se utilizó un tamaño global de elemento de 0.03 in, y 0.035 in en el caso de las partes rígidas, exceptuando las áreas que están directamente en contacto con el *blank*, en cuyo caso se hizo un refinamiento, dejando el tamaño global en 0.02 in. En el *blank* fue necesario segmentar en cuatro volúmenes, para permitir un mallado más uniforme. En total se obtuvieron 52285 nodos y 45348 elementos para el ensamble del primer paso. El modelo mallado resultante se muestra en la figura 5.

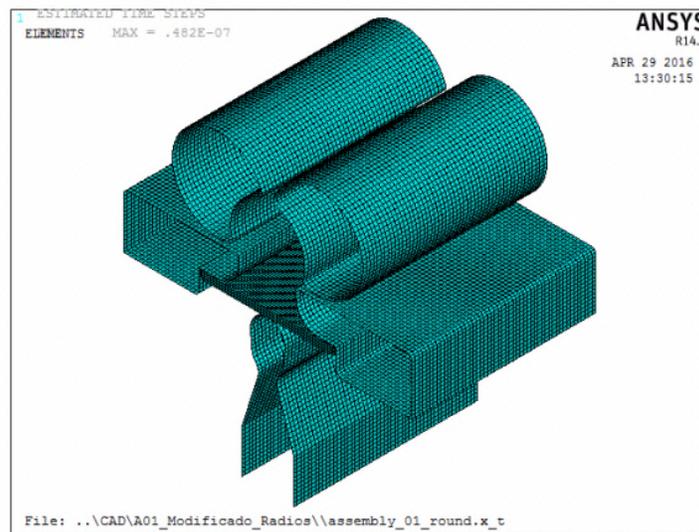


Figura 1. Mallado del ensamble

Condiciones de frontera

Para efectos de la simulación el *blank* fue sujetado en el punto medio, en las direcciones X y Z, para evitar que se desplace indebidamente y con esto ayudar en la convergencia de la solución.

Para los componentes del troquel, al ser cuerpos rígidos la mayoría de sus restricciones fueron consideradas en la definición del material. En el caso de los formadores superiores, sólo se especificaron los desplazamientos en la dirección vertical Y, se utilizaron arreglos unidimensionales para especificar la relación

tiempo-desplazamiento, en todos los casos se especificó como desplazamiento de cuerpo rígido (RBUY), aplicándose esta condición a cada uno de los componentes. La relación tiempo-desplazamiento se definió utilizando una función de tipo *smooth-step* o suave por tramos, cuya forma general es $f(t) = A(Bt^2 - Ct^3)$, donde A, B y C son constantes a ajustar para el requerimiento de desplazamiento total, se caracteriza por tener un crecimiento lento al principio y final del intervalo especificado, con la finalidad de que esto facilite la estabilización y convergencia del análisis. En la figura 6 se muestra la gráfica del tiempo-desplazamiento utilizado en el primer paso del troquel.

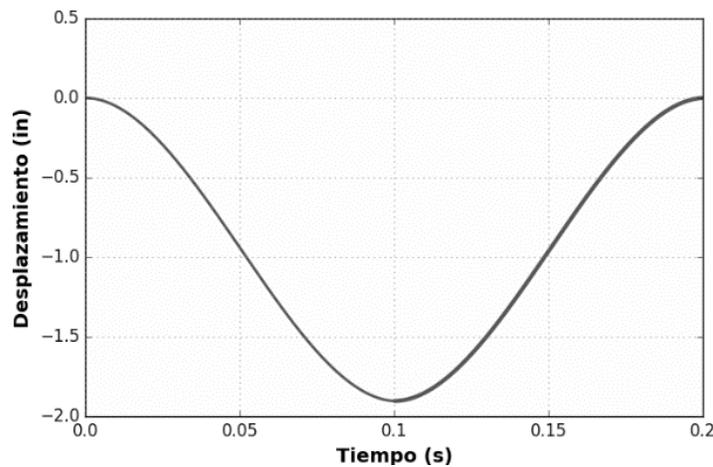


Figura 2 Vector tiempo-desplazamiento.

Contactos

En la definición de contactos se utilizó un tipo de contacto superficie-superficie general. (STS). El programa de simulación utiliza los coeficientes de fricción estático (FS) y dinámico (FD) para la formulación del coeficiente friccional (μ_c), que viene dado por la ecuación 2.

$$\mu_c = FD + (FS - FD)e^{-DCv_{rel}} \quad (2)$$

Donde DC es el coeficiente de decaimiento exponencial y v_{rel} la velocidad relativa entre las superficies en contacto [5]. Los valores del coeficiente de fricción estático y dinámico se establecieron en 0.2 y 0.1, respectivamente [6].

En la simulación del segundo paso se utilizó el contacto de tipo *Single Surface* (SS) para tomar en cuenta el contacto del *blank* con él mismo (cerrado del tubo) [5], utilizando también los parámetros de fricción indicados anteriormente.

Configuración del análisis

La simulación se realizó utilizando el *solver* dinámico-explícito de LS-DYNA. El proceso físico del formado tiene una duración aproximada del orden de 1-1.5 s, en el caso del tiempo especificado para la simulación se redujo a 0.2 s, con el propósito de mermar el tiempo de computo requerido para su ejecución, cuidando en todo caso que los efectos inerciales inducidos fuesen insignificantes, tomando en cuenta que además se simula solamente un segmento del recorrido total que de manera experimental realiza el troquel.

3. Resultados

Como primer resultado se muestran los esfuerzos de von Mises (en psi) en el último paso de carga (tiempo 0.2 s), que es cuando los formadores han regresado a la posición inicial, esto se muestra en la figura 7.

La figura 8 muestra la variación en el tiempo del esfuerzo de von Mises máximo, como se observa, el valor máximo alcanzado es de 76, 213 psi.

En la figura 9 se presenta la variación en el tiempo de la fuerza de reacción máxima en la dirección de los desplazamientos en los formadores, misma que será equivalente a la fuerza de formado requerida para el doblado en U de la pieza. Se observa un valor máximo de 2800 lb_f (1.27 ton).

La figura 10 muestra una imagen del *blank*, en las pruebas experimentales realizadas, después del doblado en U, en la cual se observa también la geometría resultante comparable a la obtenida mediante la simulación.

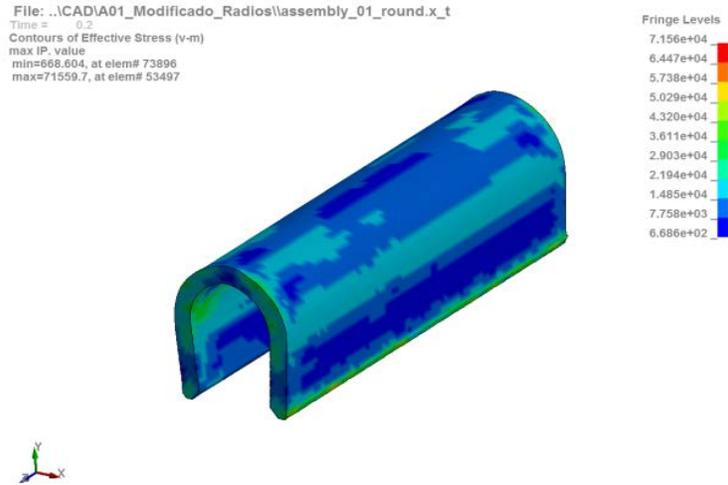


Figura 7 Esfuerzo de von Mises.

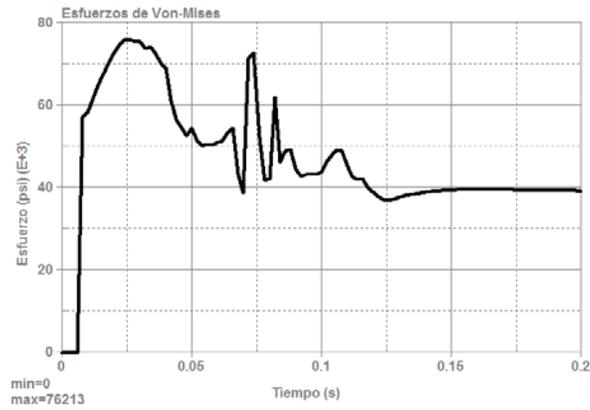


Figura 3 Variación del esfuerzo máximo de von Mises.

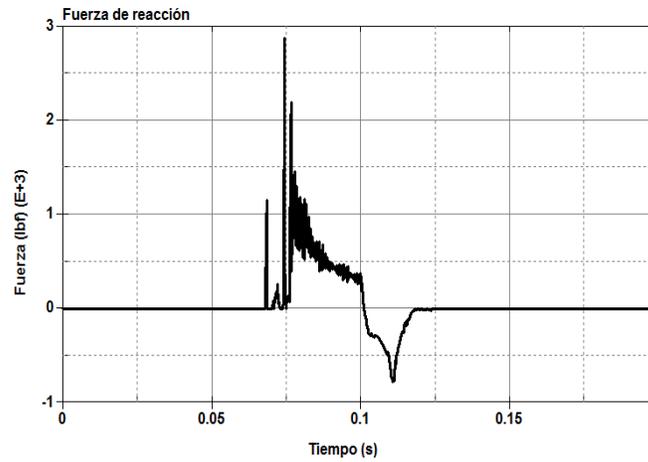


Figura 9 Fuerza de formado.



Figura 10 Dobleza en U (primer paso).

4. Discusión

Para la simulación de procesos de estampado utilizar el enfoque dinámico-explicito permite una mejor estabilidad y convergencia en la solución que su par implícito. En este caso el tiempo de cómputo requerido fue considerablemente extenso, pero podría reducirse mediante el control adecuado del tamaño de los intervalos de solución (*time step size*) usando escalamiento de masa, tomando los cuidados relativos a los efectos inerciales inducidos que habrían de producirse. La geometría final obtenida con la simulación en este primer paso (doblado en U) cumple, de manera cualitativa, con los requerimientos establecidos, además, durante el proceso de simulación no se observa alguna situación que pudiese derivar en fallas o imperfecciones de manufactura. Asimismo, la carga requerida calculada (1.27 ton) para realizar este proceso se encuentra dentro del rango de la capacidad instalada (superior a 100 ton) en la prensa de trabajo.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Banabic, Dorel (2010). Sheet metal forming processes, constitutive modelling and numerical simulation. Rumanía: Springer.
- [2] Livermore Software Technology Corporation (2016). LS-DYNA Theory Manual.
- [3] ASTM International (2009). ASTM Standard E8, Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials.

- [4] Hernández, C., Maranon, A., Aschroft, I.A. y Casas-Rodríguez, J.P. (2013). A computational determination of the Cowper-Symonds parameters from a single Taylor test. *Applied Mathematical Modelling*, 37, 4698-4708.
- [5] ANSYS Inc. (2013). ANSYS LS-DYNA User's Guide.
- [6] Carvill, J. (1993). *Mechanical Engineer's Data Handbook*. Manchester, UK: Butterworth Heinemann.

OBTENCIÓN DE LAS PROPIEDADES DE MICRO DUREZA Y TORSIÓN EN INJERTO ÓSEO LIOFILIZADO PARA EL TRATAMIENTO DE ENFERMEDADES ESQUELÉTICAS

José Luis Díaz León

Instituto Tecnológico de Celaya
joluisdiazleon@hotmail.com

Raúl Lesso Arroyo

Instituto Tecnológico de Celaya
raul.lesso@itcelaya.edu.mx

Ramón Rodríguez Castro

Instituto Tecnológico de Celaya
ramon.rodriguez@itcelaya.edu.mx

Alfonso López Vázquez

Top Health
alfonso.lopez@top-health.mx

Resumen

El material usado como injertos óseos, esta descelularizado y enriquecido con células mesénquimales, el cual constantemente estará sometido a una gran cantidad de cargas estáticas, como son las fuerzas de compresión, tensión, flexión y torsión, las cuales en algunas ocasiones generan esfuerzos combinados. Los efectos de torsión no son ampliamente estudiados en los injertos óseos de este tipo, por ello en el presente trabajo se obtuvo el torque máximo en este tipo de material y su micro dureza. Para ello se realizaron ensayos de torsión obteniendo un torque promedio de 801.1 N-mm. Las pruebas de micro dureza fueron realizadas para conocer su capacidad de rigidez y la capacidad para preservar su forma o la integridad física de un injerto óseo descelularizado, donde su micro dureza fue de

51.3 HV 4.904 N. Los resultados obtenidos, aportan un conocimiento sobre las propiedades mecánicas de micro dureza y torsión que tienen este nuevo material de injerto óseo descelularizado.

Palabra(s) Clave(s): Descelularizado, microdureza, Hueso humano, Células mesenquimales, Torsión.

Abstract

This bone graft to be human nature is limited by the difficulty in obtaining the material, it is why information about this material is scarce. The material developed for use as a graft, decellularized and enriched mesenchymal cells, may be subjected to large amount of static charges, such as compression and tension forces also these efforts may be combined and observed in torsional loads. torsion tests were conducted obtaining an average torque 801.1 N-mm. Hardness tests were conducted to learn more about their capabilities to preserve their shape or physical, of which a hardness of 51.3 HV 4904 N. The results were obtained, provide an understanding of the mechanical properties of this new material.

Keyboards: Decellularized, hardness, human bone, mesenchymal cells, torsion.

1. Introducción

El hueso es un sistema complejo, esencial para el humano el cual forma un tejido conectivo a lo largo y ancho del cuerpo humano, para cumplir funciones fundamentales en el organismo como proteger los órganos blandos, dar soporte al cuerpo; como palancas ayudan a la transmisión de energía y el movimiento a través de las articulaciones y además al almacenamiento de minerales esenciales (como el calcio, el colágeno, etc.). Esta asombrosa estructura representa del 10 al 15% de la masa corporal, y aunque es mucho menor con respecto a otros órganos en el cuerpo como los músculos (alrededor del 35%), es un sistema sometido a gran cantidad de cargas estáticas, principalmente fuerzas naturales presentes de compresión debido al efecto de la gravedad y la tensión por el efecto de los músculos y los tendones, estas cargas pueden estar combinadas y estar presentes en las fuerzas de torsión [1,2].

El comportamiento mecánico del hueso se incluye en un área relativamente nueva en la ciencia del estudio de la ingeniería de tejidos que es la biomecánica. Se pueden estudiar las características mecánicas considerando la biología del material para compararlo con otros materiales y así crear nuevos materiales o sustituirlos por los ya existentes, como las partes fracturadas del hueso humano y ser sustituido por biomateriales [3,4].

Para poder validar prótesis y biomateriales en el área médica es necesario realizar un estudio del material para determinar si es viable o no para su uso como implante. En este proyecto, se presenta la caracterización mecánica de hueso liofilizado mediante su micro dureza. Las características geométricas del hueso, facilitan la elaboración de probetas de dimensiones pequeñas para evaluar la microdureza del hueso cortical o compacto (figura 1), además de que es un ensayo relativamente simple y de bajo costo con respecto a otros métodos de ensayo [5]. Otro de los ensayos propuestos para la evaluación del material es el de torsión, se puede encontrar el par máximo en este material al ser sometido a un esfuerzo de torsión [6].

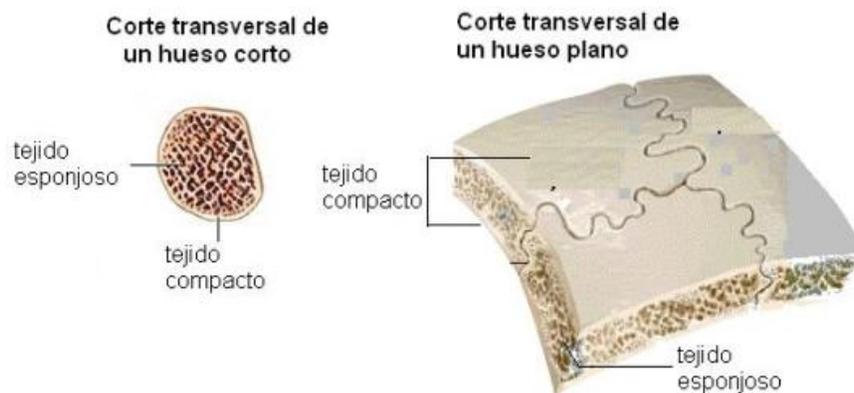


Figura 1 Partes del hueso humano, se observa la zona cortical y la zona trabecular.
(http://www.genomasur.com/BCH/BCH_libro/capitulo_10.htm)

2. Métodos

Material

El material recibido por parte de la empresa TopHealth, es obtenido de huesos humanos, por lo que las características físicas del injerto óseo son irregulares (figura

2) debido a la naturaleza del hueso que no cuenta con geometrías uniformes que faciliten la medición y los cortes con dimensiones regulares.



Figura 2 Tira de injerto óseo obtenido de hueso humano.

El proceso de elaboración de las probetas para el ensayo de microdureza es simple, ya que las tiras de hueso cortical son cortadas en trozos más cortos, para lijarlas hasta obtener una superficie plana como lo indica la norma ASTM E 384 [7] (figura 3), con esto se asegura que la indentación sea uniforme en la superficie a evaluar.



Figura 3 Probeta de hueso cortical preparada para el ensayo de dureza.

Para los ensayos de torsión las probetas que se usaron tenían la forma como se muestra en la figura 2, para evaluar sus características mecánicas a torsión fue necesario considerar la tira completa de injerto óseo tal como será usada durante un implante.

Ensayo de microdureza

En la norma ASTM E 384 [7], se incluyen los detalles para realizar pruebas de micro dureza Vickers. Este ensayo de micro dureza debe realizarse con

una punta de diamante de forma piramidal (figura 4); donde el indentador cumple con las características mencionadas en la norma, de acuerdo con las especificaciones para la prueba, en pruebas de microdureza es un indentador de diamante con geometría específica que se imprime en la superficie de la muestra de ensayo utilizando una fuerza aplicada conocida de 1 a 1000 gramos fuerza, la máquina usada en los ensayos fue un micro durómetro Dorlab. En la figura 5 se observa el indentador durante la prueba de dureza. Una vez que se realizó la prueba los resultados se leen de la siguiente manera, en la primera posición se coloca el valor de la micro microdureza medida con el micro durómetro, en la segunda posición el tipo de micro microdureza y en la tercera posición la fuerza aplicada en Newtons, ejemplo 125 HV 9.807N.

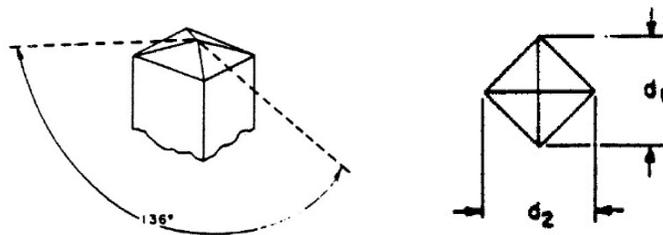


Figura 4 Características del indentador para pruebas de micro microdureza Vickers [7].

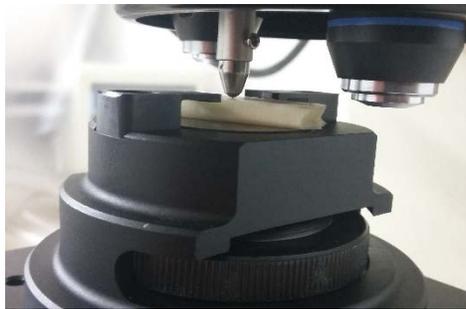


Figura 5 Probeta y micro durómetro durante un ensayo de microdureza.

Ensayo de torsión

Los ensayos de torsión son realizados más frecuentemente en barras circulares donde se aplica un momento circular alrededor de un eje longitudinal, pero esto no significa que este ensayo no se pueda realizar en otros tipos de geometrías como

barras rectangulares, ya que el uso de los injertos de hueso liofilizado será por los cortes que resulten de un hueso normal que es la materia prima de donde se obtienen los injertos, y por lo tanto conocer las propiedades mecánicas a torsión para estas tiras es importante. El ensayo fue llevado a cabo en una máquina de torsión (figura 6a) donde se realizaron un total de tres pruebas en las probetas de hueso cortical. Las probetas tienen dimensiones promedio de 62.7mm de largo, 8.45mm de ancho y 2.4mm, de espesor, estas se sujetaron a las mordazas de la máquina de torsión mediante el uso de láminas de latón (figura 6b), en los extremos con la finalidad de no dañar la probeta durante la colocación de la muestra en la máquina y de esta forma obtener los resultados en la parte central de las probetas.



Figura 6a Máquina ensayos de torsión.



Figura 6b Probeta de hueso cortical.

Una vez preparada la probeta, se colocaron en las mordazas para medir el desplazamiento angular y el par torsional para cada una de las probetas gracias a la caratula de la máquina de torsión, en donde se observa el torque registrado y el desplazamiento angular para cada uno de los ensayos realizados, existe información donde se explica la forma de realizar ensayos en torsión debido a la escasa disponibilidad de normas para este tipo de ensayos, ya que normalmente esta normas se aplican a alambres, tornillos, etc., pero esto no implica que no se puedan llevar a cabo en barras rectangulares o elementos ya establecidos.

3. Resultados

Para el ensayo de micro dureza se realizaron tres pruebas, seleccionadas de diferentes injertos de hueso cortical. En la figura 7 se muestra una probeta indentada

en donde se observa la huella que dejó el indentador en la superficie de la probeta, se midieron las dos diagonales y se promediaron usando la ecuación 1 para micro dureza, dando como resultado una micro dureza de 51.3 HV 4.904 N.

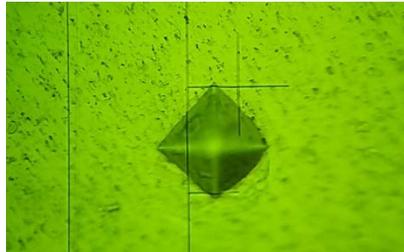


Figura 7 Superficie de la probeta después del ensayo.

$$HV = \frac{1854.4 * P * 9.81}{d^2} \quad (1)$$

En la figura 8 se muestra la gráfica de los resultados, del ensayo de torsión donde se realizaron tres pruebas obteniendo valores de 784.8, 637.6 y 981 N-mm, y promediando los resultados de cada una de las probetas 801.1 N-mm.

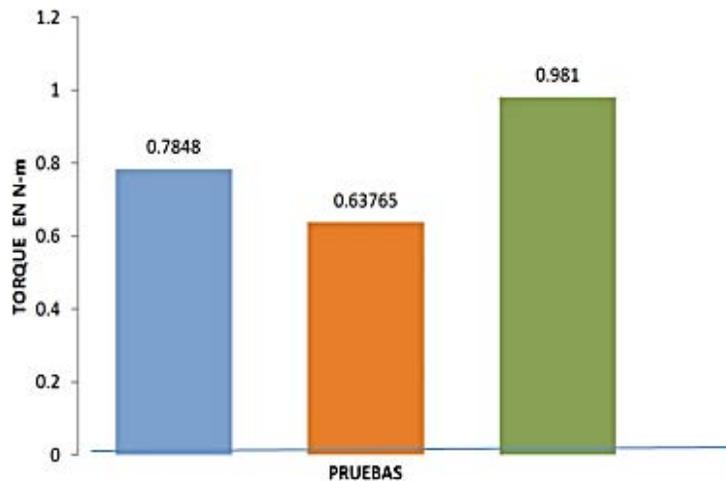


Figura 8 Resultados de los ensayos de torsión.

En figura 9 se muestra una probeta resultante del ensayo con las fracturas que se generaron.



Figura 9 Probeta ensayada bajo cargas de torsión.

Del ensayo de torsión podemos obtener el esfuerzo cortante máximo, que de acuerdo a las solicitaciones del material fue el requerido para ocasionar las fracturas a 45° en el injerto óseo. Siguiendo la fórmula para elementos rectangulares bajo cargas de torsión tenemos ecuaciones 2.

$$\tau = \frac{3T}{Lc^2} \quad (2)$$

Dónde: τ es el esfuerzo cortante, T el par registrado, L longitud de la línea mediana y c espesor de la pared delgada [8]. Considerando el ancho como la línea mediana tenemos que $L = 8.45$ mm, el espesor de 2.4 mm y el torque 801.1N-mm. Y sustituyendo en la ecuación (2) tenemos un esfuerzo cortante de 49.38MPa.

4. Discusión

De acuerdo con los ensayos realizados muestran un material frágil, debido a la liofilización del hueso. Sin embargo, se debe aclarar que este material no se realizaron procesos de desmineralización, por lo que contiene todos los componentes orgánicos minerales intactos, debido a esto y al comportamiento de las fibras en el hueso cortical el material en torsión presenta cortes a 45° mostrado en la figura 9, observadas en las probetas después de la prueba, debido a esto el material falla por tensión normal máxima a cortante. Comparando el esfuerzo cortante obtenido de 49.38 MPa con otro estudio de cortante puro, sobre el mismo material de 37.8 MPa [9], obtenemos una diferencia de 11.58 MPa de las diferentes pruebas. El ensayo de microdureza medido en este material de 51.3 HV aplicando una carga de 50 g, para comparar con otro estudio donde se realizaron pruebas de microdureza Vickers a huesos humanos secos con osteoartritis [10], aplicando la

misma carga de 50 g obtuvieron una microdureza de 35.4 HV. Estos ensayos tienen como objetivo determinar las características mecánicas del injerto óseo y obtener su comportamiento bajo estos tipos de cargas, así comparar su comportamiento con los huesos humanos y determinar si su función una vez dentro del organismo es similar al del sistema esquelético, ya que su aplicación principal será la de sustituir huesos para reparar las fracturas de este sistema.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Ozkaya N. and Nordin M.: *Fundamentals of Biomechanics*. Springer. New York, USA., 1999.
- [2] Keaveny, M., Morgan F., and YEH C.: *Standard Handbook of Biomedical Engineering and Design, chapter 8: Bone Mechanics*. McGraw-Hill, 2004.
- [3] Nordin M. and Frankel V. *Biomechanics of bone. Basic Biomechanics of the Musculoskeletal System (pp. 26-58)*. Lippincott Williams & Wilkins. Philadelphia, Pennsylvania USA, 2001.
- [4] Joon P. and Lakes R. S., *Biomaterials: An Introduction. Composites as Biomaterials*. Springer. New York USA, 2007.
- [5] International ASM. *Mechanical Testing and Evaluation, VOLUME 8*. ASM, 2000.
- [6] Turner, C. H., Burr, D. B. *Basic Biomechanical Measurements of Bone: A Tutorial*. Pergamon Press, 1993.
- [7] ASTM E 384, *Standard Test Method for Microindentation Hardness of Materials*.
- [8] Budynas, R. G., Nisbett, J. K.: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill, 2008.
- [9] Díaz León J. L., Lesso Arroyo R., Rodríguez Castro R., López Vázquez A.: *Mechanical characterization of bone allografts, enriched with mesenchymal cells*. Design & Nature and Ecodynamics, 2016.
- [10] Enrico, D. A., Caroline, O., Massimiliano, B., Marco, V.: *The effect of tissue condition and applied load on Vickers hardness of human trabecular bone*. Journal of biomechanics, 2007.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ESTACIÓN DE CONFORMADO DE SOLERA

Santiago Flores García

Instituto Tecnológico de Celaya
serolfitnas@gmail.com

Martín Caudillo Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya
martin.caudillo@itcelaya.edu.mx

Benjamín Arroyo Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya
benjamin.arroyo@itcelaya.edu.mx

Raúl Lesso Arroyo

Instituto Tecnológico de Celaya
raúl.lesso@itcelaya.edu.mx

Horacio Orozco Mendoza

Instituto Tecnológico de Celaya
horacio.orozco@itcelaya.edu.mx

Resumen

En éste trabajo se presenta el diseño y fabricación de un sistema de conformado de un material compuesto o solera de dos materiales empleada en distintas aplicaciones de la industria metalmecánica. El diseño de la estación de conformado se divide en dos partes: una estación de rolado y una estación de doblado. Para el desarrollo del sistema se emplearon las especificaciones de la solera, y con estas desarrollar un prototipo conceptual, el cual ayudó a conocer los parámetros principales a considerar en el diseño y fabricación de las estaciones

de formado. Finalmente se presenta el sistema de conformado automático con intervención mínima del operador.

Palabra(s) Clave(s): Diseño mecánico, solera, conformado, rolado, doblado

Abstract

This work presents the design and manufacture of a forming system of a composite material, used in the manufacture of an automotive wiring harness. The design of the forming station is divided in two parts: a rolling station and a bending station. For the design of the forming system the main dimensional features of the plate were used. Then, a manual rolling prototype was made, which helped to know the main parameters that would be considered into the design of the forming stations. At last, the automatic forming system with minimal operator interference is presented.

Keywords: Mechanical design, composite material, forming, rolling, bending.

1. Introducción

Se necesita realizar la conformación de una solera de dos materiales. Dicho material debe ser conformado en dos planos como se muestra en la figura 1. Por tal motivo, se requiere realizar el desarrollo de una máquina de conformado de la solera en dos etapas: rolado y doblado.

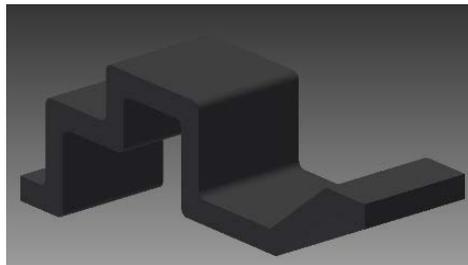


Figura 1 Conformado de solera.

Características de la solera formada

La solera utilizada es un material compuesto. Se compone de un núcleo metálico y un recubrimiento de plástico, figura 2.

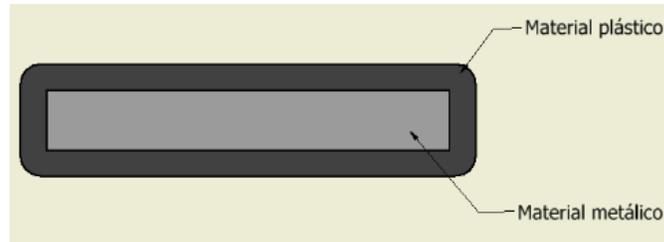


Figura 2 Sección transversal de la solera.

2. Métodos

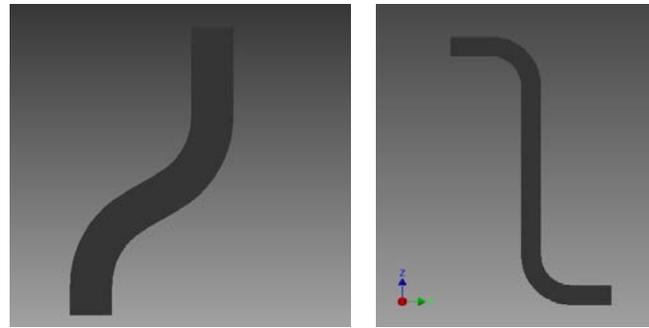
En el siguiente diagrama de bloques de la figura 3, se presenta la metodología seguida para el desarrollo del sistema de conformado.



Figura 3 Metodología seguida para el desarrollo del sistema de conformación.

Revisión de planos y modelos enviados por el fabricante

Se inicia con la revisión de la información, proporcionada por el cliente, que muestra la forma o configuración geométrica que debe tener la solera. En la figura 4 se puede observar la forma a obtener de la solera en el rolado en el plano XY y doblado en el plano YZ.



a) Plano XY.

b) Plano YZ.

Figura 4 Forma de la solera.

Elaboración de un prototipo de rolado

Se realizó un prototipo manual para realizar el rolado de solera. Este se basa en dos discos para dar la forma a la solera y una palanca para poder realizar el rolado, como se muestra en la figura 5. En tabla 1 se presenta una descripción de los componentes del prototipo y a continuación se enlistan los parámetros de diseño considerados en su elaboración:

- Fuerza necesaria para el rolado de la solera en el plano XY.
- Distancia entre centros de discos internos de rolado.
- Longitud de la palanca.
- Material de la solera y de los componentes de conformado.



Figura 5 Componentes del mecanismo de rolado manual.

Tabla 1 Descripción de los componentes empleados en el prototipo.

Componente	Función
Disco de rolado interior	Permite que la solera adopte el radio especificado
Disco de rolado exterior y cuartos de círculo	Evita la deformación de la solera en el plano YZ
Palanca	Aplicación de fuerza para el rolado

Medición de la fuerza de rolado en la solera

Se realizó la medición de la fuerza necesaria para rolar la solera con ayuda de un dinamómetro, la tabla 2 presenta los valores. Con ello se logró conocer la relación entre la fuerza aplicada y la distancia de un punto de apoyo para un brazo de palanca.

Tabla 2 Fuerza requerida para el rolado de solera a distinto de brazo de palanca.

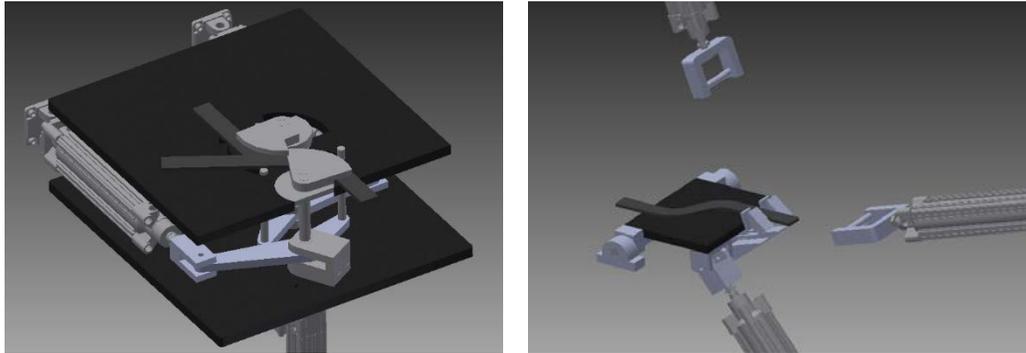
<i>Longitud de brazo de palanca (mm)</i>	<i>Fuerza requerida para el primer dobléz (kg)</i>	<i>Fuerza requerida para el segundo dobléz (kg)</i>
600	11.03	12.26
500	13.15	13.30
400	19.55	17.88
300	24.93	26.23
200	35.983	41.633

Selección de los dispositivos neumáticos

Para la selección del dispositivo de fuerza, se tomaron en cuenta los valores de la tabla 2, las características de cada dispositivo, así como también su disponibilidad en el mercado. De esta forma, un pistón seleccionado para el diseño con una fuerza de 700 kg tendrá la fuerza suficiente para realizar el formado del material. De acuerdo a lo anterior se seleccionaron dispositivos neumáticos.

Diseño de las estaciones de rolado y doblado

Primeramente se realizó el diseño preliminar, así como los dispositivos de sujeción y los pistones para el rolado y doblado como se muestran en la figura 6. Para éste caso se utilizó un actuador para cada rolado y doblado.



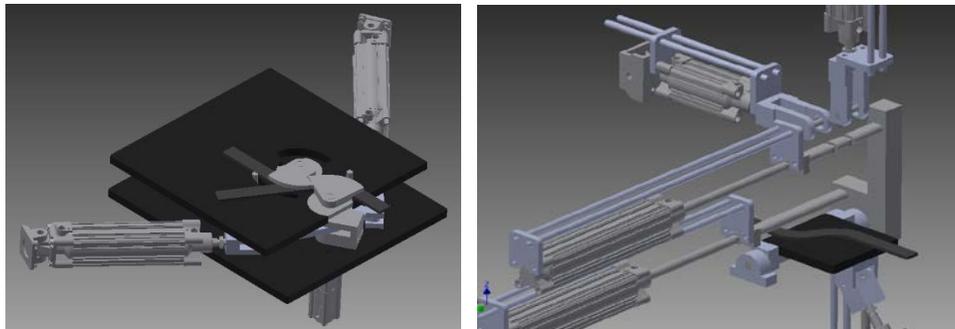
a) Rolado.

b) Doblado.

Figura 6 Diseño preliminar de cada estación.

Modificaciones de mejora a la estación de rolado y de doblado

A la estación de rolado se le redujo la distancia entre las placas de soporte, con el objetivo de acortar la longitud de los pernos que hacen contacto con el cable para disminuir el momento flector excéntrico, mostrado en la figura 7a. A la estación de doblado se le agregaron dos pernos soporte para darle mayor rigidez, y se cambiaron los pistones por carreras más cortas, como se observa en la figura 7b.



a) Rolado.

b) Doblado.

Figura 7 Modificación de cada estación.

Finalmente se colocó un herramental móvil con el cual se realizan los dos primeros dobleces de forma simultánea y se mantuvo el pistón para realizar el tercer doblez.

3. Resultados

El diseño final de la estación de rolado y doblado de la parte final del cable formado se muestra en la figura 8. Como se observa, las estaciones se encuentran colocadas una al lado de la otra.

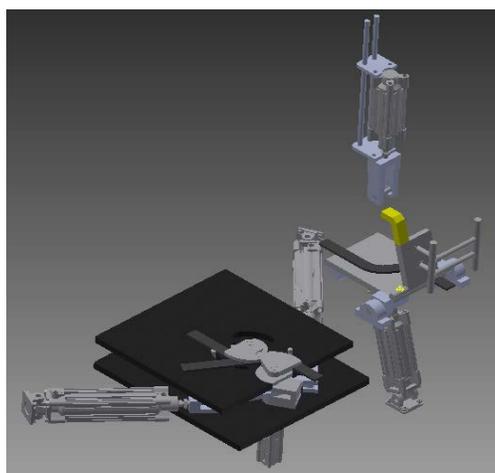


Figura 8 Diseño final de la estación de rolado y doblado de la solera formada.

Finalmente se presenta un prototipo conceptual para la realización de pruebas de conformado de la solera como se muestra en la figura 9.



Figura 9 Prototipo neumático conceptual para el formado de solera.

4. Discusión

En base al diseño realizado de las estaciones de rolado y doblado de la solera se obtiene un sistema para el conformado final de la solera y obtener la configuración deseada. También fue posible la construcción de un prototipo conceptual para entender y obtener los parámetros de influencia involucrados en el desarrollo del sistema de conformación integral. Como trabajos futuros, se recomienda la fabricación de toda la estación de formado y con ello obtener el dispositivo real.

5. Referencias y Referencias

- [1] Groover, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna: materiales, procesos y sistemas. Pearson Educación, 1997.
- [2] Dixit, Uday S.; Narayanan, R. Ganesh. Metal forming: technology and process modelling. Tata McGraw-Hill Education, 2013.
- [3] Schloms, Dipl-Ing FH Martin; Martens, Dipl-Ing FH Sebastian. Aluminium Flat Cable Flexible Solution with Rigid Cable. ATZelextronik worldwide eMagazine, 2011, vol. 6, no 5, p. 30-33.
- [4] Mott, Robert L. Diseño de elementos de máquinas. Pearson Educación, 2006.
- [5] Budynas, Richard G. Nisbett, et al. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 2008.
- [6] Cross, Nigel; Roy, Robin. Engineering design methods. New York: Wiley, 1989.

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO TRANSITORIO Y EN ESTADO ESTABLE DE UN MOTOR MONOFÁSICO DE INDUCCIÓN: MODELADO, SIMULACIÓN Y VERIFICACIÓN

Jorge Alejandro Gallegos de la Cruz

Instituto Tecnológico de Celaya

jorgallegos74@gmail.com

Luis Ballesteros Martínez

Mabe Centro de Tecnología y Proyectos

luis.ballesteros@mabe.com.mx

Vladimir Juárez Abraham

Instituto Tecnológico de Celaya

vladjuarez@hotmail.com

Álvaro Sánchez Rodríguez

Instituto Tecnológico de Celaya

alvaro.sanchez@itcelaya.edu.mx

Resumen

En el presente trabajo se encontraron las ecuaciones del circuito equivalente d-q de un motor monofásico de inducción (SPIM, por sus siglas en inglés) utilizando un análisis de mallas y aplicando la Ley de Voltajes de Kirchhoff (LVK). Tomando en cuenta dichas ecuaciones más la ecuación del par electromagnético y la ecuación dinámica del motor, se realizó un modelo modular en Matlab/Simulink® del SPIM para posteriormente hacer una simulación de este tipo de motor operando como una máquina bifásica asíncrona. La simulación fue realizada para conocer el comportamiento transitorio y en estado estable de las corrientes de los devanados del estator, del par electromagnético y de la velocidad mecánica de

este tipo de motores, pues son los más utilizados en electrodomésticos, tales como lavadoras y refrigeradores.

Palabra(s) Clave(s): Circuito equivalente, motor monofásico de inducción, simulación.

Abstract

In this paper were found the equations of d-q equivalent circuit of a single-phase induction motor (SPIM) using a mesh analysis and applying the Kirchhoff's law of voltages (LVK). Given these equations more the electromagnetic torque equation and dynamic equation of the engine, a modular model was developed in Matlab/Simulink® of SPIM later make a simulation of this type of engine operating as a two-phase asynchronous machine. The analysis was performed to determine the transient behavior and steady-state currents of the stator windings, the electromagnetic torque and the mechanical speed of this engine, as they are most commonly used in home appliances, such as washing machines and refrigerators.

Keywords: *equivalent circuit, simulation, single-phase induction motor.*

1. Introducción

Los SPIM son los motores eléctricos más conocidos porque se utilizan en aparatos electrodomésticos y herramientas portátiles que usamos cotidianamente [10]. Estos motores no habían sido objeto de estudio en el pasado debido a su limitado uso industrial y a su baja potencia nominal; sin embargo, esto ha venido cambiando con el paso del tiempo debido a que en la actualidad existe una mayor necesidad de ahorro de energía en los aparatos que usan los SPIM [7]. A raíz de esto, ha surgido la necesidad de contar con modelos de simulación sencillos que nos permitan entender y explicar el comportamiento de este tipo de máquinas de inducción, haciendo uso de herramientas computacionales comerciales y accesibles para cualquier tipo de usuario.

Matlab/Simulink® es un entorno gráfico interactivo, útil para el modelado, análisis y simulación de una gran variedad de sistemas dinámicos (discretos, analógicos e híbridos) mediante la utilización de diagramas a bloques [5]. Esta herramienta ha

sido utilizada por diversos autores para conocer la operación dinámica de varios tipos de SPIM, por ejemplo, se han realizado estudios para comparar la operación de los SPIM con capacitor conmutado y con doble capacitor bajo las mismas condiciones de carga [6]; así como también se ha analizado el comportamiento de los SPIM con capacitor dinámico [8]; asimismo, el SPIM con doble capacitor ajustable y conmutado fue analizado bajo distintas condiciones de carga [3]. El modelado y la simulación de un SPIM operado por un compensador controlado por tiristor permitieron encontrar que al operar el motor con este dispositivo se mejora el torque y la velocidad [1]. El análisis de los SPIM con diferentes valores de capacitor de trabajo y diferentes frecuencias de línea permitió encontrar valores adecuados de este tipo de capacitor en función de la frecuencia [4].

Las principales aportaciones de este trabajo son el análisis de mallas del circuito equivalente d-q para obtener las ecuaciones del SPIM y la forma en que éstas son tratadas para la obtención de un modelo general y la posterior simulación de esta máquina operada como un motor bifásico asíncrono.

2. Metodología

Aproximación teórica

Para modelar el SPIM se consideró un circuito equivalente, donde el motor es concebido como una máquina bifásica con dos devanados: principal y auxiliar. Estos devanados se abrevian como eje-q y eje-d respectivamente, esto se muestra en la figura 1.

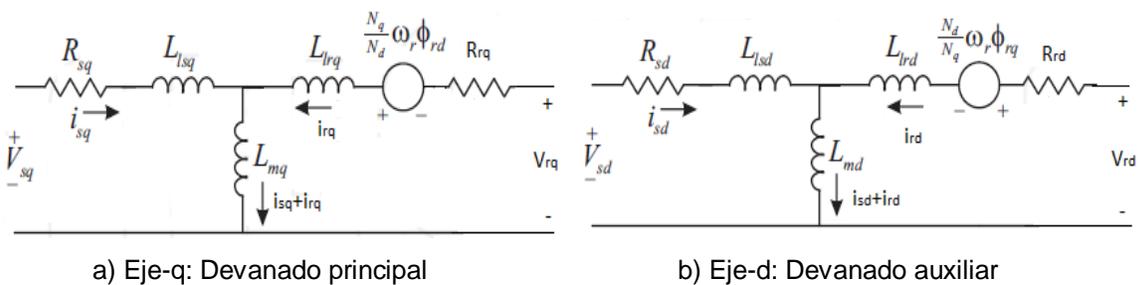


Figura 1 Circuito equivalente del SPIM.

El circuito equivalente de la figura 1 considera que ambos devanados del SPIM son asimétricos, con sus ejes magnéticos desfasados 90° . Los índices q y d , representan los devanados principal y auxiliar respectivamente, mientras que los índices sq y sd representan variables del estator y los índices rq y rd representan las variables del rotor.

En el circuito de la figura 1, V_{sq} , V_{sd} , V_{rq} , V_{rd} , i_{sq} , i_{sd} , i_{rq} e i_{rd} son los voltajes y corrientes del estator y del rotor; ϕ_{rq} y ϕ_{rd} son los flujos del rotor; R_{sq} , R_{sd} , R_{rq} y R_{rd} son las resistencias del estator y del rotor; L_{lsq} , L_{lsd} , L_{lrq} y L_{lrd} son inductancias de fuga; L_{mq} y L_{md} son inductancias mutuas; N_q y N_d representan el número de vueltas de los devanados principal y auxiliar respectivamente y ω_r es la velocidad del rotor.

Para el análisis del circuito equivalente se aplicó la Ley de Voltajes de Kirchhoff (LVK) a la primera malla del circuito de la figura 1a, obteniéndose la ecuación 1.

$$V_{sq} = i_{sq}R_{sq} + \frac{d\phi_{sq}}{dt} \quad (1)$$

Considerando ecuaciones 2 y 3:

$$L_{sq} = L_{lsq} + L_{mq} \quad (2)$$

$$\phi_{sq} = L_{sq}i_{sq} + L_{mq}i_{rq} \quad (3)$$

De igual manera, se aplicó LVK a la primera malla de la figura 1b obteniendo la ecuación 4:

$$V_{sd} = i_{sd}R_{sd} + \frac{d\phi_{sd}}{dt} \quad (4)$$

Considerando ecuaciones 5 y 6:

$$L_{sd} = L_{lsd} + L_{md} \quad (5)$$

$$\phi_{sd} = L_{sd}i_{sd} + L_{md}i_{rd} \quad (6)$$

Posteriormente, se aplicó LVK a la segunda malla de la figura 1a, con lo que se llegó a la ecuación 7.

$$V_{rq} = i_{rq}R_{rq} - \frac{1}{n}\omega_r\Phi_{rd} + \frac{d\Phi_{rq}}{dt} \quad (7)$$

Considerando ecuaciones 8, 9 y 10:

$$L_{rq} = L_{lrq} + L_{mq} \quad (8)$$

$$\Phi_{rq} = L_{rq}i_{rq} + L_{mq}i_{sq} \quad (9)$$

$$n = \frac{N_d}{N_q} \quad (10)$$

Donde n es la relación de vueltas del devanado auxiliar (N_d) entre el devanado principal (N_q). Después se analizó la segunda malla de la figura 1b para llegar a la ecuación 11.

$$V_{rd} = i_{rd}R_{rd} + n\omega_r\Phi_{rq} + \frac{d\Phi_{rd}}{dt} \quad (11)$$

Considerando ecuaciones 12 y 13:

$$L_{rd} = L_{lrd} + L_{md} \quad (12)$$

$$\Phi_{rd} = L_{rd}i_{rd} + L_{md}i_{sd} \quad (13)$$

Por último, se tomaron en cuenta dos ecuaciones más: la del par electromagnético y la ecuación dinámica del motor, ecuaciones 14 y 15, respectivamente.

$$T_e = p \left(n\Phi_{rq}i_{rd} - \frac{1}{n}\Phi_{rd}i_{rq} \right) \quad (14)$$

$$T_e - T_L = J \frac{d\omega_r}{dt} + B_n\omega_r \quad (15)$$

Donde T_e es el par electromagnético; T_L es el par de carga; p es el número de pares de polos; J es el momento de inercia y B_n es el coeficiente de fricción viscosa.

Modelación

Haciendo una relación adecuada de las ecuaciones anteriores, se logró obtener cuatro módulos, tal como se describen a continuación.

- **Módulo del estator.**- Despejando los flujos del estator de las ecuaciones 1 y 4 se obtiene un módulo cuyas entradas sean los voltajes y corrientes del estator: V_{sq} , V_{sd} , i_{sq} e i_{sd} y las salidas sean los flujos del estator: Φ_{sq} y Φ_{sd} .
- **Módulo del rotor.**- Despejando los flujos del rotor de las ecuaciones 7 y 11 se obtiene un módulo cuyas entradas sean los voltajes y corrientes del rotor, así como la velocidad angular del rotor: V_{rq} , V_{rd} , i_{rq} , i_{rd} y ω_r y las salidas sean los flujos del rotor: Φ_{rq} y Φ_{rd} .
- **Módulo de flujos y corrientes.**- Combinando las ecuaciones 3, 6, 9 y 13 se formó un módulo cuyas entradas sean los flujos obtenidos en los dos módulos anteriores: Φ_{sq} , Φ_{sd} , Φ_{rq} y Φ_{rd} y las salidas sean las corrientes del estator y del rotor: i_{sq} , i_{sd} , i_{rq} e i_{rd} .
- **Módulo del par electromagnético.**- Este módulo se forma directamente usando la ecuación 14.

Finalmente, integrando los cuatro módulos con la ecuación 15 y considerando $B_n = 0$ se forma el modelo general para el SPIM, cuyo diagrama a bloques funcional se muestra en la figura 2.

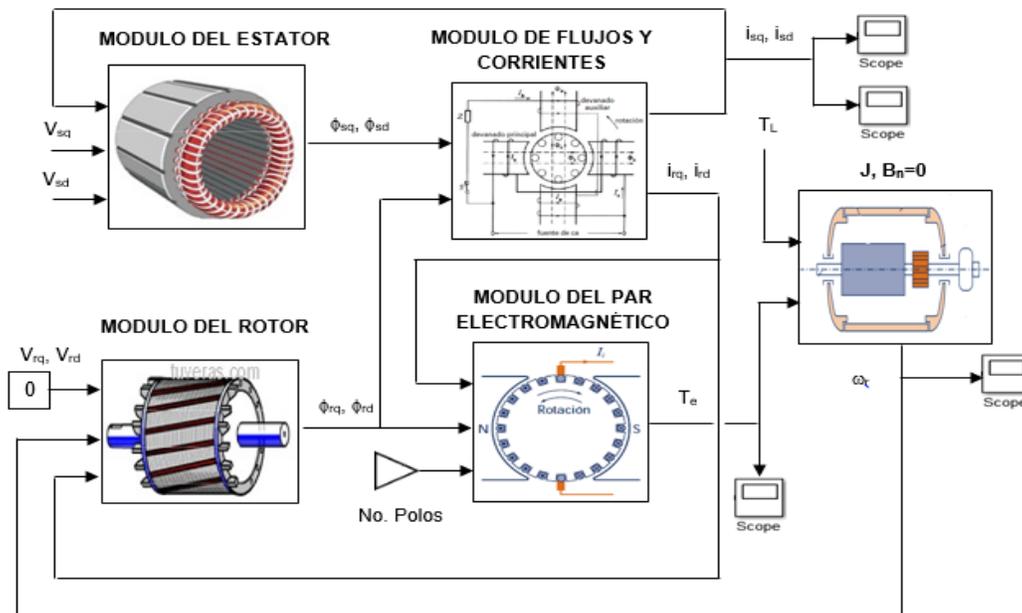


Figura 2 Diagrama a bloques funcional del modelo para un SPIM.

En el modelo general de la figura 2, se establece que $V_{rq} = V_{rd} = 0$, con esto se cumple que los devanados del rotor se encuentran en cortocircuito, tal como sucede en un rotor de jaula de ardilla.

Simulación

Para poder realizar la simulación fue necesario asignarle parámetros al modelo, para ello se utilizaron valores típicos de un SPIM de 0.25 hp, 2 pares de polos y operando con 120 Vrms a 60 Hz. Dichos parámetros son los siguientes:

$R_{sq} = 2.02 \Omega$, $L_{sq} = 0.1846 H$, $R_{sd} = 7.14 \Omega$, $L_{sd} = 0.255 H$, $R_{rq} = 4.12 \Omega$, $L_{rq} = 0.183 H$, $R_{rd} = 5.74 \Omega$, $L_{rd} = 0.25425 H$, $L_{mq} = 0.1772 H$, $L_{md} = 0.24642 H$, $n = 1.18$, $J = 0.0146 \text{ kgm}^2$ y $B_n = 0$.

Una vez asignados los parámetros al modelo y considerando que los motores usados en electrodomésticos, tales como lavadoras y refrigeradores, son en realidad motores bifásicos asimétricos usados como motores monofásicos, se procedió a realizar la simulación conectando dos fuentes sinusoidales de 120Vrms a 60 Hz desfasadas 90° , una conectada al devanado principal del estator y la otra al devanado auxiliar. El par de carga se aplicó como un escalón unitario de 1 Nm con un atraso de 2 segundos, ver figura 3. La simulación se corrió con un tiempo de 5 segundos para observar el comportamiento transitorio y en estado estable de las corrientes del estator (i_{sq} e i_{sd}), el par electromagnético (T_e) y la velocidad mecánica (ω_r), en rpm.

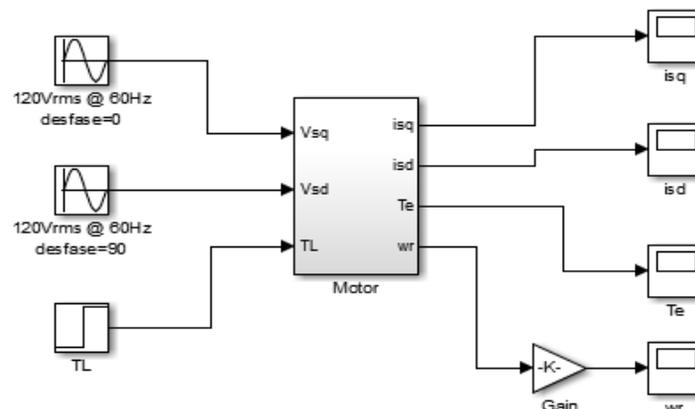


Figura 3 Modelo de simulación del SPIM usado como motor bifásico.

Verificación

Tomando en cuenta la referencia [9] y con la finalidad de verificar los resultados de la simulación con cálculos matemáticos, se procedió a manipular las ecuaciones 1, 3, 4, 6, 7, 9, 11 y 13 para obtener cuatro ecuaciones diferenciales que expresan el comportamiento dinámico del SPIM, ecuaciones 16, 17, 18 y 19.

$$\frac{d}{dt} i_{sq} = -\frac{R_{sq}L_{rq}}{h_q} i_{sq} - \omega_r \frac{1}{n} \frac{L_{mq}L_{md}}{h_q} i_{sd} + \frac{R_{rq}L_{mq}}{h_q} i_{rq} - \omega_r \frac{1}{n} \frac{L_{rd}L_{mq}}{h_q} i_{rd} + \frac{L_{rq}}{h_q} V_{sq} \quad (16)$$

$$\frac{d}{dt} i_{rq} = \frac{R_{sq}L_{mq}}{h_q} i_{sq} + \omega_r \frac{1}{n} \frac{L_{sq}L_{md}}{h_q} i_{sd} - \frac{R_{rq}L_{sq}}{h_q} i_{rq} + \omega_r \frac{1}{n} \frac{L_{sq}L_{rd}}{h_q} i_{rd} - \frac{L_{mq}}{h_q} V_{sq} \quad (17)$$

$$\frac{d}{dt} i_{sd} = \omega_r n \frac{L_{md}L_{mq}}{h_d} i_{sq} - \frac{L_{rd}R_{sd}}{h_d} i_{sd} + \omega_r n \frac{L_{rq}L_{md}}{h_d} i_{rq} + \frac{R_{rd}L_{md}}{h_d} i_{rd} + \frac{L_{rd}}{h_d} V_{sd} \quad (18)$$

$$\frac{d}{dt} i_{rd} = -\omega_r n \frac{L_{sd}L_{mq}}{h_d} i_{sq} + \frac{L_{md}R_{sd}}{h_d} i_{sd} - \omega_r n \frac{L_{sd}L_{rq}}{h_d} i_{rq} - \frac{R_{rd}L_{sd}}{h_d} i_{rd} - \frac{L_{md}}{h_d} V_{sd} \quad (19)$$

Donde $h_q = L_{sq}L_{rq} - L_{mq}^2$ y $h_d = L_{sd}L_{rd} - L_{md}^2$.

Aplicando transformada de Laplace a las ecuaciones diferenciales anteriores y considerando que $\omega_r = 0$, es decir, con el rotor detenido, se obtuvieron dos funciones de transferencia, la primera relaciona la corriente y el voltaje del devanado principal del estator, se obtiene de las ecuaciones 16 y 17 y la segunda relaciona la corriente y el voltaje del devanado auxiliar del estator, se obtiene de las ecuaciones 18 y 19. Estas funciones de transferencia tienen dos polos y un cero y están dadas por ecuaciones 20 y 21.

$$\frac{I_{sq}(s)}{V_{sq}(s)} = \frac{h_q^{-1}L_{rq}s + h_q^{-1}\tau_{rq}^{-1}L_{rq}}{s^2 + p_qs + h_q^{-1}R_{rq}R_{sq}} \quad (20)$$

$$\frac{I_{sd}(s)}{V_{sd}(s)} = \frac{h_d^{-1}L_{rd}s + h_d^{-1}\tau_{rd}^{-1}L_{rd}}{s^2 + p_ds + h_d^{-1}R_{rd}R_{sd}} \quad (21)$$

Donde:

$$p_q = \frac{R_{sq}L_{rq} + R_{rq}L_{sq}}{h_q} \quad y \quad p_d = \frac{R_{sd}L_{rd} + R_{rd}L_{sd}}{h_d}; \quad \tau_{rq} = \frac{L_{rq}}{R_{rq}} \quad y \quad \tau_{rd} = \frac{L_{rd}}{R_{rd}}$$

Se trabajó con las funciones de transferencia y se sustituyeron los valores de los parámetros del motor, obteniendo ecuaciones 22 y 23.

$$I_{sq}(s) = \frac{76.826s + 1729.64}{s^2 + 474.5s + 3493.87} V_{sq}(s) \quad (22)$$

$$I_{sd}(s) = \frac{61.85s + 1396.25}{s^2 + 797.627s + 9969.25} V_{sd}(s) \quad (23)$$

Con estas ecuaciones se generó un modelo de verificación en Matlab/Simulink® para comprobar los resultados de las corrientes del estator cuando el rotor está detenido, figura 4. Esta simulación se corrió a 0.20 segundos sólo para observar los valores máximos de i_{sq} e i_{sd} con $\omega_r = 0$.

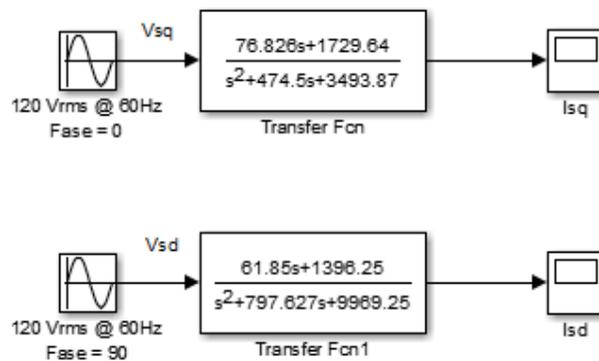


Figura 4. Modelo de verificación de las corrientes del estator con $\omega_r=0$.

3. Resultados

Simulación

Los resultados del modelo de simulación propuesto se muestran en la figura 5. La corriente del devanado principal del estator con $T_L=0$ muestra un transitorio decreciente de hasta 22.5 A pico, esta corriente cae hasta 4 A pico después de 0.5 s y se mantiene así hasta $t = 2$ s cuando $T_L = 1$ Nm, en ese punto la corriente aumenta hasta 4.8 A pico siendo este su valor en estado estable, ver figura 5a. Para la corriente del devanado auxiliar con $T_L = 0$ se observa un transitorio decreciente de 12.5 A pico que disminuye hasta 1 A pico a los 0.5 s, dicho valor se

mantiene hasta $t = 2$ s cuando $T_L = 1$ Nm, entonces esta corriente disminuye a 0.48 A pico que es su valor en estado estable, ver figura 5b.

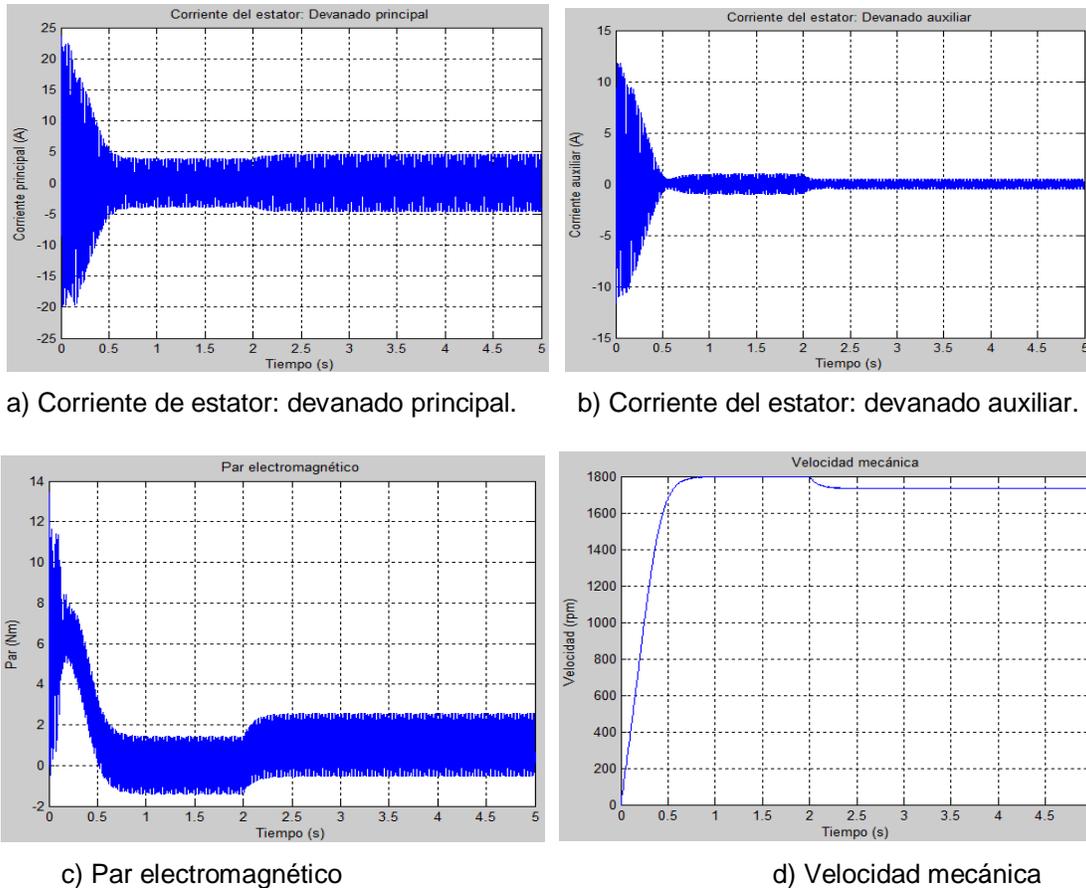


Figura 5 Resultados del modelo de simulación.

El par electromagnético presenta un transitorio muy grande durante los primeros 0.2 segundos, después oscila alrededor de $T_L = 0$ entre 0.5 y 2 s; exactamente en $t = 2$ s el par aumenta y oscila alrededor de un valor muy próximo a $T_L = 1$ Nm, ver figura 5c. La velocidad mecánica con $T_L = 0$ alcanza las 1800 rpm con un tiempo de levantamiento de 0.5 s, se mantiene en ese valor hasta $t = 2$ s cuando disminuye a 1730 rpm, ver figura 5d. Con este resultado se obtiene un deslizamiento aproximado de $s = 0.039$.

Verificación

Los resultados del modelo de verificación se muestran en figura 6.

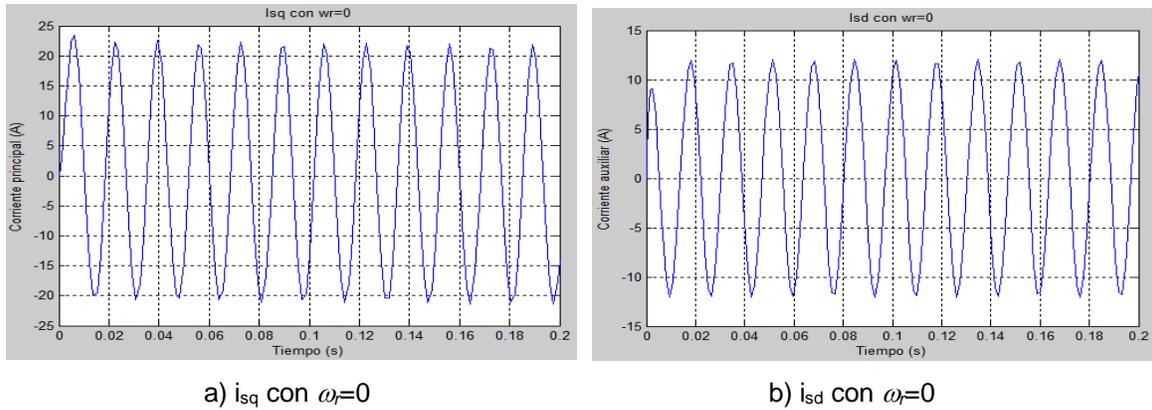


Figura 6 Corrientes del estator con $\omega_r=0$.

En figura 6 se muestra que con el rotor detenido i_{sq} alcanza un valor de 22.5 A pico, tal como se observó en el modelo del motor cuando $T_L=0$, ver figura 6a. Asimismo i_{sd} alcanza un valor de 12.5 A pico bajo esa misma condición, figura 6b. El análisis en el dominio de s de las ecuaciones diferenciales y la obtención de las funciones de transferencia con $\omega_r = 0$ ha permitido verificar que las ecuaciones matemáticas del SPIM están bien programadas en el modelo de simulación propuesto en la figura 3.

Es importante mencionar que el modelo de verificación de la figura 4 sólo reproduce el comportamiento de las corrientes del estator con el rotor detenido, pero no reproduce todo el comportamiento transitorio y en estado estable del SPIM.

4. Discusión

Las ecuaciones planteadas en este trabajo han permitido conocer el comportamiento transitorio y en estado estable del SPIM operando como motor bifásico. El comportamiento transitorio se puede modificar de acuerdo a las condiciones en que se aplique el par de carga, T_L . Los resultados obtenidos son coherentes con la teoría que sustenta el modelo. Esto fue demostrado con la verificación efectuada en las corrientes del estator bajo la condición del rotor detenido.

En el presente trabajo sólo se analizaron los parámetros más importantes del motor, pero también se pueden monitorear otros, tales como, las corrientes del

rotor y los flujos del estator y del rotor. Asimismo, el modelo propuesto puede permitir el análisis de otros tipos de motores monofásicos, por ejemplo: SPIM con capacitor de trabajo, SPIM con capacitor de arranque y de trabajo, entre otros que han sido estudiados por los diversos autores como los presentados en las referencias [1], [3], [4], [6] y [8].

Los autores de la referencia [2] presentaron resultados muy similares a los encontrados en el presente documento para los transitorios de las corrientes del estator y del par, comparando un modelo en ANSYS Maxwell® con otro en Matlab/Simulink® y utilizando un motor bifásico alimentado con una fuente simétrica de dos fases de 115 Vrms a 60 Hz. Los transitorios son similares en su forma, pero los valores son distintos debido a que el motor analizado tiene parámetros distintos al caso estudiado.

En la referencia [10] se menciona que el deslizamiento típico de un SPIM se encuentra entre 3 y 5%, el valor obtenido en la simulación para el motor analizado fue del 3.9%, el cual, se encuentra dentro del rango establecido para este tipo de motores.

El siguiente paso es realizar una validación experimental del modelo, es decir, la comparación con la realidad física de algún caso de estudio que puede ser un motor de lavadora o de compresor para refrigerador. Primeramente se deben obtener los parámetros del motor para alimentar el modelo y posteriormente realizar la simulación. Se esperan resultados aproximados debido a las consideraciones que este modelo tiene tales como: El circuito magnético del motor es lineal, la fmm (fuerza magnetomotriz) del *air gap* (entrehierro) tiene una distribución sinusoidal, el *air gap* es uniforme y el efecto de saturación del circuito magnético es despreciable.

Asimismo, también podrían integrarse al modelo, el efecto joule para hacer un cálculo de la pérdidas energéticas en el sistema y dicho modelo en el futuro podría ser utilizado como herramienta de diseño para mejorar y optimizar el comportamiento de los motores en sus aplicaciones específicas (lavadoras, secadoras, compresores, entre otros).

Bibliografía y Referencias

- [1] Albatran, S., Y Alomoush, M.: Modeling and Simulation of TCSC-Operated Single-Phase Induction Motor. *J. Electrical Systems*, 2009.
- [2] Ferková, Z., Y Kaňuch, J.: Two-Phase Asynchronous Motor - Simulation and Measurement. *Zeszyty problemowe – Maszyny Elektryczne*, pp. 25 – 30, 2013.
- [3] Khader, S. H.: Modelling and Simulation of single phase double capacitors induction motor. *i-Manager's Journal on Electrical Engineering*, pp. 21 – 27, 2009.
- [4] Leicht, A., Y Makowski, K.: Analysis of a single-phase capacitor induction motor operating at two power line frequencies. *Archives of electrical Engineering*, pp. 251 – 266, 2012.
- [5] Pérez, C.: *Matlab y sus aplicaciones en las ciencias y la ingeniería*. México: Editorial PEARSON, 2002.
- [6] Sunter, S., Gumus, B., Y Ozdemir, M.: Modeling and Simulation of a Single Phase Induction Motor with Adjustable Switched Capacitor. *9th International Conference on Power Electronics and Motion Control - EPE-PEMC 2000 Košice*, pp. 1 – 5, 2000.
- [7] Vaez-Zadeh, S., Y Zahedi, B.: A Steady State Model Including Iron loss for Variable Speed Single Phase Induction Motors. *IEEE PESC*, pp. 606–611, 2007.
- [8] Verma, V., Pant, P., & Singh, B.: Simulation of a single-phase induction motor with dynamic capacitor for maximum torque operation. *Power System Technology and IEEE Power India Conference*, pp. 1 – 6, 2008.
- [9] Vieira, R. P., Gastaldini, C. C., Gründling, H. A., & Azzolin, R. Z.: *Electrical parameter identification of single-phase induction motor by RLS algorithm*. INTECH Open Access Publisher, 2012.
- [10] Wildi, T.: *Máquinas eléctricas y sistemas de potencia*. México: Editorial Pearson, 2007.

ANÁLISIS TÉRMICO DE UN CALENTADOR ÓHMICO APLICADO A PULPA DE MANGO MEDIANTE CFD EN ANSYS APDL

Jesús Alfredo Gómez Náfate

Instituto Tecnológico de Celaya
alfre_gn@hotmail.com

Luis Alejandro Alcaraz Caracheo

Instituto Tecnológico de Celaya
alejandro.alcaraz@itcelaya.edu.mx

Mario Calderón Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya
mario.calderon@itcelaya.edu.mx

José Martín Medina Flores

Instituto Tecnológico de Celaya
martin.medina@itcelaya.edu.mx

Raúl Lesso Arroyo

Instituto Tecnológico de Celaya
raul.lesso@itcelaya.edu.mx

Resumen

El proceso de calentamiento óhmico para la pasteurización de alimentos presenta muchas ventajas sobre otros procesos, dichas ventajas han permitido que la tendencia de las empresas que se dedican a la industria alimentaria sea incorporar nuevos equipos que funcionan con este método.

En el presente trabajo se realizó el análisis térmico de un calentador óhmico utilizado por la industria para la pasteurización de pulpa de mango, dicho análisis se generó

mediante dinámica de fluidos computacional (CFD). Para dicho análisis se usó el software ANSYS APDL 14.5, donde se pudo notar la variación de temperaturas a lo largo de todo el sistema por donde se transporta la pulpa de mango. Se observó el incremento de 55°C a 84°C de dicha pulpa y se comparó con las mediciones realizadas al sistema físico.

Palabra(s) Clave(s): ANSYS APDL, calentamiento óhmico, CFD, pulpa de mango.

Abstract

The ohmic heating process for pasteurizing food has many advantages over other processes, such advantages have allowed the trend of companies engaged in the food industry is adding new teams that work with this method.

In this paper the thermal analysis of an ohmic heater used by industry for pasteurization of mango pulp, such analysis was generated by computational fluid dynamics (CFD) was performed. For this analysis the software ANSYS APDL 14.5, where it was noted temperature variation along the entire system where the mango pulp is transported used. Increasing 55 ° C to 84 ° C was observed said pulp and compared to the measurements made to the physical system.

Keywords: ANSYS APDL, CFD, mango pulp, Ohmic heating.

1. Introducción

En 1827, Georg ohm publicó su tratado donde el describía lo que el día de hoy se conoce como la ley de ohm, posteriormente en 1841, James Prescott Joule mostraría que la electricidad fluyendo a través de un conductor resultaría en una generación de calor (Ramaswamy et al, 2014). Estas investigaciones sentaron las bases para lo que ahora se conoce como “calentamiento óhmico”, el cual consiste en suministrar una corriente eléctrica a través de un alimento.

Cuando la corriente eléctrica fluye a través de un conductor (alimento), el movimiento de las cargas ganadas por el material resulta en la agitación de las moléculas, las proteínas del alimento sirven como conductor por el cual se mueve la corriente de un electrodo hacia el electrodo de polaridad opuesta.

Se realizó el análisis mediante CFD, utilizando la herramienta ANSYS 14.5, para identificar la variación de temperaturas dentro de un sistema de calentamiento óhmico en operación con el objetivo de pasteurizar pulpa de mango.

En la figura 1 se puede observar el esquema del sistema óhmico en físico, se aprecian 2 espesores distintos de tubería conectado en serie, el espesor más grueso es de 1.5 cm y es de vidrio, mientras que el espesor delgado es de 0.158 cm y es de acero inoxidable sanitario 316, el diámetro interior es uniforme sobre todo el sistema y es de 6.19 cm.

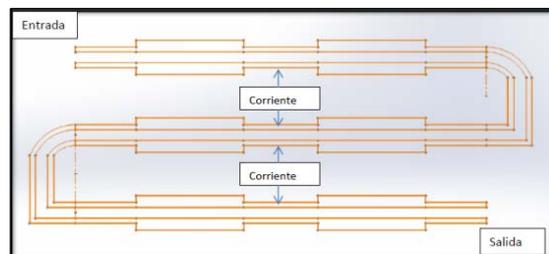


Figura 1 Esquema de sistema óhmico.

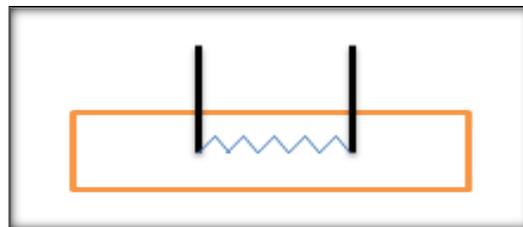


Figura 2 Esquema de la posición de los electrodos en la tubería.

Ventajas

El proceso de calentamiento óhmico presenta una serie de ventajas, lo cual le permite ser un proceso eficiente, tales ventajas son (Ramaswamy et al, 2014):

- Uniformidad en el calentamiento
- Ha diferencia de los métodos convencionales, donde el calentamiento se lleva desde el exterior hacia dentro del sistema, en el calentamiento óhmico este incremento se lleva a cabo desde dentro hacia afuera, proporcionando así un calentamiento uniforme a lo largo de todo el fluido.
- Costo

- El modelo de calentamiento óhmico tenía un costo muy elevado durante su introducción en los años 80 sin embargo con el aumento de la industria manufacturera se han creado nuevos modelos los cuales resultan muy económicos.
- Eficiencia energética
- Los modelos de este tipo de calentamiento presentan eficiencias de hasta el 90%, lo cual es muy bueno en contraste con otros métodos, como el calentamiento por microondas el cual apenas presenta una eficiencia de 50%.

Propiedades de la pulpa de mango

Para poder realizar el análisis de CFD fue necesario buscar las propiedades de la pulpa de mango. Las propiedades consideradas fueron:

- Densidad
- Viscosidad
- Calor específico
- Conductividad térmica
- Conductividad eléctrica

Estas propiedades fueron localizadas en diferentes artículos consultados. Cada una de las propiedades presenta una variación con respecto a la temperatura del fluido. Las tablas 1 y 2 muestran valores encontrados de dichas propiedades variantes con la temperatura.

Tabla 1 Propiedades de la pulpa de mango (J. Bon et al, 2010)

Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Calor específico (kJ/kg K)	Conductividad térmica (W/m K)
44	1166.5	2.816	0.392
55	1172.1	2.790	0.400
66	1169.5	2.782	0.407
77	1161.7	2.790	0.409
80	1183.0	2.738	0.419

Tabla 1 Propiedades de la pulpa de mango (S.Baslingappa et al, 2013).

Temperatura (°C)	Viscosidad (mPa.s)	Conductividad eléctrica (mS/cm)
20	2518.25	2.48
30	2064.25	2.97
40	1415.00	3.60
50	1516.75	4.37
60	1669.00	5.19

Cálculo de parámetros

Primeramente se realizó el cálculo de las generaciones de calor (\dot{q}) que afectan al sistema, para esta simulación estos valores se tomaron constantes, las generaciones fueron afectadas por las corrientes que se aplican al sistemas las cuales son de 20 A, 14 A y 6 A, así como la conductividad eléctrica (σ) del mango, se resolvieron las ecuaciones 1, 2 y 3 para obtener resultados mostrados en la tabla 3.

$$\rho_e = \frac{1}{\sigma} \quad (1)$$

$$R = \frac{\rho_e l}{A} \quad (2)$$

$$\dot{q} = \frac{I^2}{V} R \quad (3)$$

Dónde ρ_e es la resistividad eléctrica, R es la resistencia eléctrica, A es el área de sección transversal del tubo, V es el volumen del área donde se genera el calor, y l es la longitud donde se genera el calor.

Tabla 3 Calor generado.

Corriente (A)	(W/m ³)
20	101.1 E6
14	49.543 E6
6	9.099 E6

Posteriormente se realizó el cálculo de la velocidad (V) (ecuación 4) con la que el fluido entra al sistema, esto se realizó a partir del flujo volumétrico (\dot{V}), el cual ya se conoce de dato experimental del sistema, dicho valor es de $0.00075 \text{ m}^3/\text{s}$.

$$V = \frac{\dot{V}}{A} \quad (4)$$

La velocidad obtenida fue de 0.2622 m/s , con esta velocidad se determinó el número de Reynolds (Re) (ecuación 5), el valor obtenido fue de 59.39 , con lo cual se determinó que se trata de un flujo laminar.

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \quad (5)$$

Donde ρ es la densidad del fluido, y μ es la viscosidad dinámica del fluido.

2. Métodos

Se realizó el análisis de “Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)” empleando el software ANSYS APDL 14.5, el cual permitió obtener el comportamiento térmico de la pulpa de mango al pasar a través de los 3 calentadores óhmicos (Fig. 1 A).

Se siguió una serie de pasos para poder realizar una simulación cuyos resultados serían los más realistas posibles. Dichos pasos son:

- Selección del elemento, modelado, y mallado
- Pre-proceso FLOTRAN
- Condiciones de frontera

Selección del elemento, modelado, y mallado

Para realizar el análisis en ANSYS APDL 14.5, primeramente se definió el tipo de elemento que sería usado, el cual debía tener una serie de características las cuales aseguraría que el análisis deseado sería posible de realizar, posteriormente se realizó el modelado del sistema, para después ser mallado.

El elemento seleccionado es el FLOTRAN 141 (Fluid141), ya que se optó por realizar un análisis en 2 dimensiones para tener un ahorro de cómputo. El elemento

se puede apreciar en la figura 3. Este elemento puede ser usado para modelos transitorios o estables, puede resolver para sistemas que presentan una distribución de flujo o de temperatura.

Los grados de libertad que el elemento presenta son:

- Velocidades
- Presión
- Temperatura

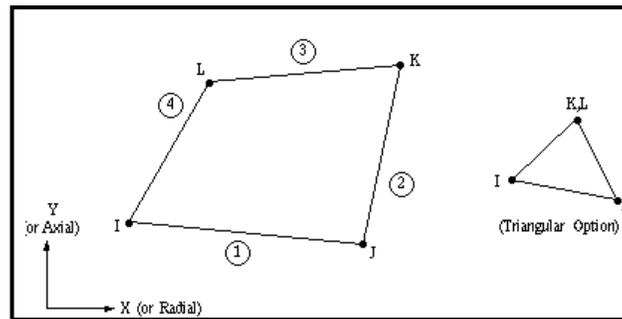


Figura 3 Elemento FLUID 141 2-D.

Una vez seleccionado el elemento que se usaría se realizó el modelado de la pieza o sistema (figura 4). El cual se realizó dentro de la plataforma de “modeling” en ANSYS APDL para posteriormente generar la malla (figura 5) correspondiente. La malla generada contiene 4168 nodos y generó 3318 elementos.

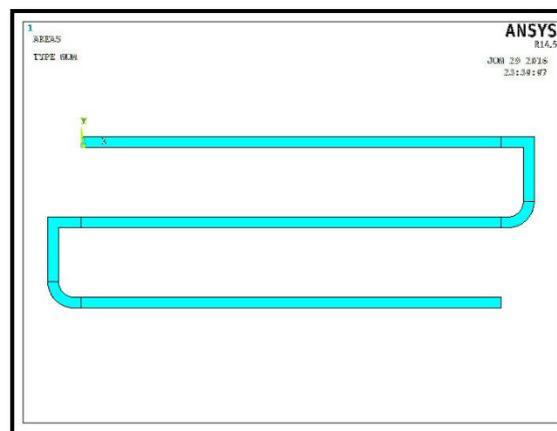


Figura 4 Modelo del sistema de tubería en ANSYS.

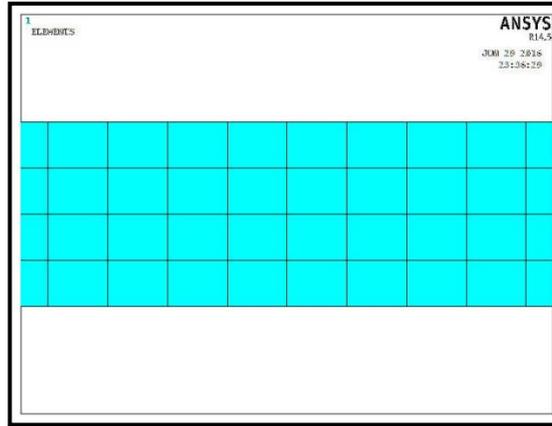


Figura 5 Malla distribuida sobre la tubería.

Pre-proceso FLOTRAN

Antes de resolver el sistema, se deben establecer las condiciones de trabajo del software, se definen los valores de las propiedades del fluido, y se especifica qué tipo de análisis se requiere, para ello en el software se encuentra la opción “FLOTRAN Set up”.

Se definió que se trataba de un análisis en estado estable, que requería un análisis térmico, con un flujo laminar, y con un flujo incompresible. También se le pidió que realice 200 iteraciones, esto con el fin de asegurar la convergencia.

Por último, se definieron los valores de las propiedades de densidad, viscosidad, calor específico, y conductividad térmica.

Condiciones de frontera

El sistema presenta algunas condiciones de frontera, las cuales fueron especificadas en el software, primeramente se determinó que las paredes de vidrio de la tubería servían como un aislante térmico, con el fin de mantener un calentamiento uniforme, la velocidad del flujo de entrada se sabe que es de 0.2622 m/s , y por efectos de la viscosidad se conoce el perfil de velocidades con lo cual se define que la velocidad tiende a cero entre más cerca de las paredes se encuentra, por último se definió 3 generadores de calor, uno en cada parte del sistema de tuberías. En la figura 6 se puede observar las condiciones aplicadas en el sistema.

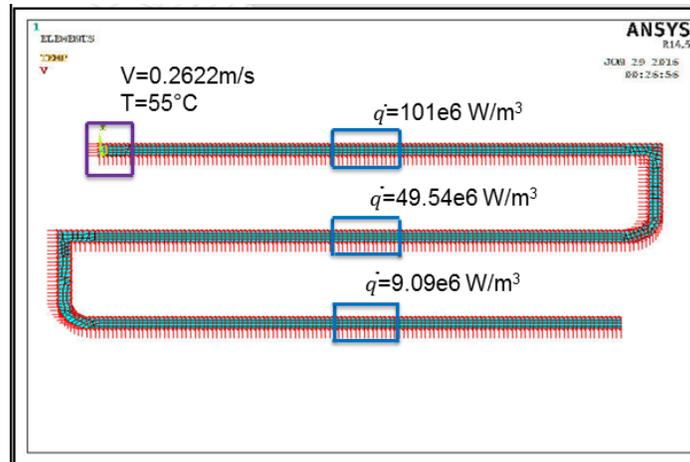


Figura 6 Condiciones de frontera.

3. Resultados

La simulación convergió a las 560 iteraciones. Una vez resuelto el sistema se procede a analizar los resultados. Los valores de interés en el sistema es el incremento de las temperaturas la cual podemos observar en la figura 7.

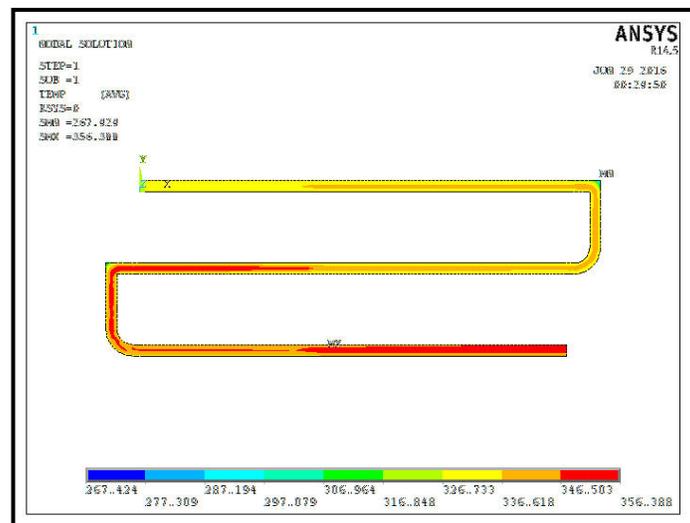


Figura 7 Valores de la temperatura.

En la entrada se observa una temperatura de 328 K (55 °C), la cual definimos como condición de frontera, para posteriormente incrementar la temperatura gradualmente al pasar por cada proceso óhmico, en el primero aumentó a 336.618

K (63.618 °C), en la salida del segundo se mostró un valor de 346.503 **K** (73.503 °C), y por ultimo a la salida de todo el sistema se observó la temperatura de 356.388 **K** (83.38 °C). Los datos obtenidos experimentalmente en el sistema físico marcan una salida a 90 °C.

Cabe recordar que en un principio se hizo énfasis en que las propiedades del fluido utilizadas en esta simulación fueron obtenidas de estudios hechas por otros grupos de investigadores y con pulpa de mango de diferentes especies a la utilizada en este proceso. Sin embargo, es notorio el funcionamiento del proceso de calentamiento óhmico, en esta situación se podría decir que la simulación realizada tiene un buen nivel de aceptación.

En la tabla 4 se pueden observar las mediciones realizadas al sistema físico dentro de la planta de producción durante 12 horas de proceso continuo, las mediciones realizadas son a la salida de cada calentador óhmico.

Tabla 4 Mediciones de la temperatura en el sistema físico (°C).

Horas Nu	8:3	9:3	10:3	11:3	12:3	13:3	14:3	15:3	16:3	17:3	18:3	19:3
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ohmic o 1	77	76	77	76	76	78	78	82	85	77	79	78
Ohmic o 2	85	86	93	90	90	86	84	85	84	89	88	85
Ohmic o 3	91	90	92	90	91	91	92	90	90	92	91	92

4. Discusión

La temperatura de salida del proceso óhmico obtenida de la simulación, 83.38°C, fue congruente con los datos obtenidos experimentalmente (tabla 4), el cual registra una temperatura promedio de salida de 90 °C. Esto indica un porcentaje de error de 7.35%, esta diferencia de temperaturas se puede deber a que las propiedades del mango empleadas en la simulación fueron obtenidas de la literatura y pudiera ser que difieran respecto al mango utilizado en el proceso real. Por lo que, como trabajo

futuro se establece caracterizar las propiedades físicas de la pulpa de mango utilizada en el proceso experimental.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Ramaswamy, H. Marcotte, M.: Ohmic heating in food processing, Quebec: CRC Press, 2014.
- [2] J. Bon, J., Vaqiro, H., Benedito, J.: Thermophysical properties of mango pulp. *Journal of Food Engineering*, 2010.
- [3] Baslingappa, S., Thakor, N., WAGH, S.: Effect of temperature on viscosity of kokum, karonda, mango pulp and cashew Apple syrup. *Agric Eng Int: CIGR Journal*, 2013.
- [4] Sosa-Morales, M., Tiwari, G., Wang, S.: Dielectric heating as a potential post-harvest treatment of disinfesting mangoes, part I: Relation between dielectric properties and ripening, *Biosystems engineering*, 2009.

CARACTERIZACIÓN NUMÉRICO-EXPERIMENTAL DE ACERO DE DOBLE FASE PARA LA OBTENCIÓN DE SU DIAGRAMA DE LÍMITE DE FORMADO

César G. Hernández Bautista

Instituto Tecnológico de Celaya
M1503034@itcelaya.edu.mx

Ismael Ruiz López

Pintura, Estampado y Montaje SAPI de CV
ismael.ruiz@autometal.mx

Martín Caudillo Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya
martin.caudillo@itcelaya.edu.mx

Resumen

La constante actualización en el cambio del uso de aceros convencionales a aceros avanzados en la industria automotriz genera interés sobre la capacidad de la materia prima en el proceso de estampado. Esto conlleva a realizar estudios de caracterización mecánica donde se realizan distintos tipos de ensayos a las que se someten probetas provocando estados de deformación uniaxiales y biaxiales para predecir la capacidad de conformado de los aceros. El Diagrama de Límite de Formado mejor conocida como FLD por sus siglas en inglés (Diagram Limit Forming) es una representación gráfica de los límites de las deformaciones unitarias principales que predice sí el formado es realizado de manera segura y con calidad, es decir, sin fracturas o formación de arrugas.

En el presente trabajo se muestra el desarrollo numérico-experimental del FLD de un acero de doble fase 590 rolado en caliente (DP 590HR) por medio de pruebas experimentales y simulación con Software ANSYS/ Ls-Dyna Copyright.

Palabras Claves: Deformaciones, FLD, DP 590HR, Simulación.

Abstract

The constant update in the usage change of conventional to advanced steels in the automotive industry generates interest about the raw material capacity in the draw process. This leads to made mechanical characterization studies where different types of tests are performed to their respective sample causing uniaxial and biaxial deformation states to predict the steel forming capacity. The Forming Limit Diagram (FLD) is a graphical representation of the main unitary deformations limits that determines if the forming is made in a safety way and with quality, namely, without cracks or wrinkles.

In this paper is showed the numeric-experimental development of the FLD of a dual phase 590 hot rolled steel (DP 590HR) by means of experimental tests and Ansys/Ls-Dyna Copyright software simulation.

Keyboards: Strain, FLD, DP 590HR, Simulation.

1. Introducción

El formado de lámina es un proceso en el cual se convierte una chapa plana en una pieza de forma deseada, sin que fracture y sin adelgazamiento excesivo. El proceso de formado puede ser un simple doblado, un embutido, estirado o una combinación de varios de éstos procesos [1].

Las propiedades mecánicas de las láminas metálicas dependen considerablemente del metal base (acero, aluminio, cobre, etc.), de los elementos de aleación, del proceso sufrido, tratamiento térmico y espesor de lámina. Para una confortabilidad óptima, en un rango amplio de aplicaciones, el material a trabajar debería ser capaz de distribuir las deformaciones de manera uniforme y alcanzar los altos niveles de deformación sin presentar estricción o ruptura [2].

Tres propiedades de los materiales determinan la distribución de las deformaciones en una operación de formado:

- Coeficiente de endurecimiento por deformación, valor conocido como “ n ”.
- Sensibilidad a la velocidad de deformación o parámetro “ m ”.
- Relación de deformación plástica o valor de anisotropía “ r ”.

Todos los aceros pueden ser deformados y adelgazados hasta cierto porcentaje antes de presentar estricción o fractura, este nivel depende de la relación de las deformaciones mayores y menores las cuales se analizan mediante los diagramas de límites de formado [3].

S. Keeler [4] fue el primero en cuantificar dicho concepto, construyendo un diagrama de conformado para una gran variedad de materiales reconocidos, sometidos a deformaciones biaxiales con punzón semiesférico. Los valores de falla considerados fueron las combinaciones de deformaciones mayores y menores respectivamente e_1 y e_2 que conducían a un adelgazamiento excesivo.

M. Goodwin [5] completó la idea investigando a detalle la zona de tensión-compresión aunque su criterio de falla fue la aparición de la fractura. Combinando estas investigaciones obtenemos el Diagrama de Límite de Formado.

2. Materiales y Metodología

El proceso de obtención del diagrama de límite de formado está dividido básicamente en dos etapas:

1. Esta etapa incluye pruebas experimentales de embutido y validación de simulación por el método de elemento finito (MEF) bajo condiciones reales de operación utilizando como software Ansys/ Ls Dyna Copyright.
2. Una vez validado el modelo de simulación, se procede a realizar una segunda iteración en condiciones ideales con el fin que el material no alcance su máximo adelgazamiento sin llegar a la ruptura.

A continuación en la figura 1 se muestra el procedimiento realizado para la obtención del FLD.

Probetas Rectangulares y Nakazima

En el proceso de estampado existen dos comportamientos en el efecto que produce las deformaciones biaxiales en los elementos de un material, estos son tensión-tensión que se obtienen mediante probetas rectangulares y cuadradas que se observan en la figura 2.

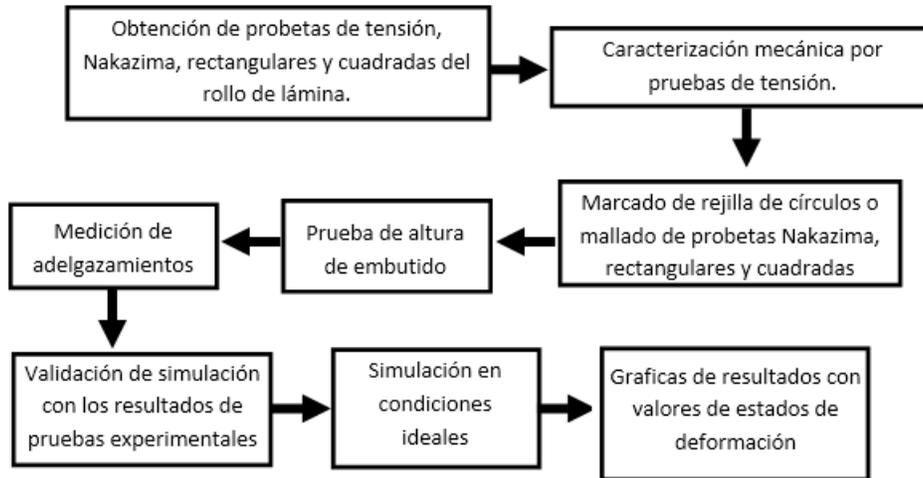


Figura 1 Secuencia de la elaboración del FLD.

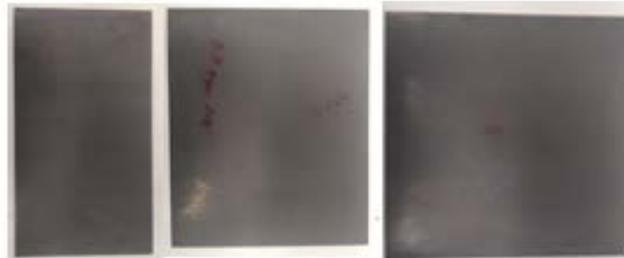


Figura 2 Probetas de 23x12 mm, 23x18 mm y 23x23 mm de 1.4 mm de espesor.

El otro tipo de deformación es tensión-compresión que se obtienen por medio de las probetas Nakazima con distintos anchos como se observa en la figura 3.



Figura 3 Probetas Nakazima de 25, 50 y 75 mm de 1.4 mm de espesor.

Mallado de Probetas

La deformación de la chapa metálica se mide mediante una malla o rejilla de círculos con 0.5 mm de diámetro y 1.5 mm de separación entre centros adherida a las probetas con la que se obtienen las deformaciones mayores y menores sufridas

por el espécimen cuando fuerzas externas alteran su forma original, deformando biaxialmente el patrón de círculos creando elipses con distintos ejes mayores y menores según la geometría de las probetas analizadas. Las deformaciones biaxiales se consideran tensión-tensión cuando el círculo inicial se expande, esto quiere decir que el radio inicial es menor a los ejes mayores y menores de las elipses formadas al final del proceso de formado o embutido. Mientras que las deformaciones menores son cuando el radio del círculo es mayor al menos que uno de los ejes de las elipses como se observa en la figura 4.

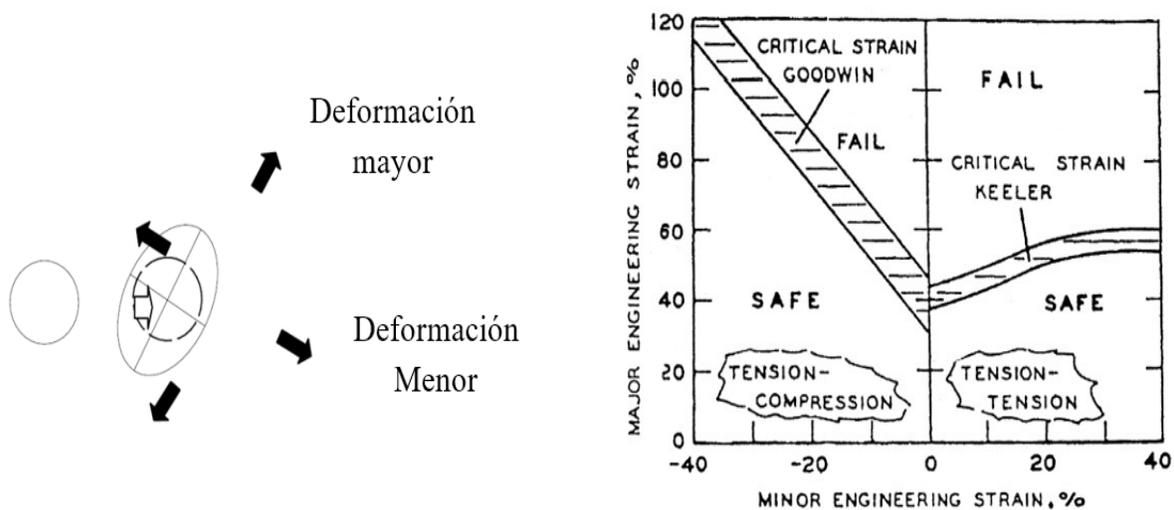


Figura 4 Los Estados de deformaciones definen el FLD.

Pruebas de Embutido

Teniendo malladas las probetas se realizan las pruebas de embutido con la ayuda de una máquina universal mostrada en la figura 5, que otorga una fuerza de pisado por medio de actuadores cilíndricos de 400 toneladas, a las probetas a una velocidad de 1.33 mm/s. La fuerza de pisado es suficiente para sujetar y dejar inmóvil al espécimen de estudio mientras el punzón cilíndrico conforma la lámina. Las probetas mostradas en las figuras 2 y 3 fueron embutidas bajo condiciones normales de operación. Las figuras 6 y 7 muestran las probetas embutidas hasta llegar a la fractura del material.

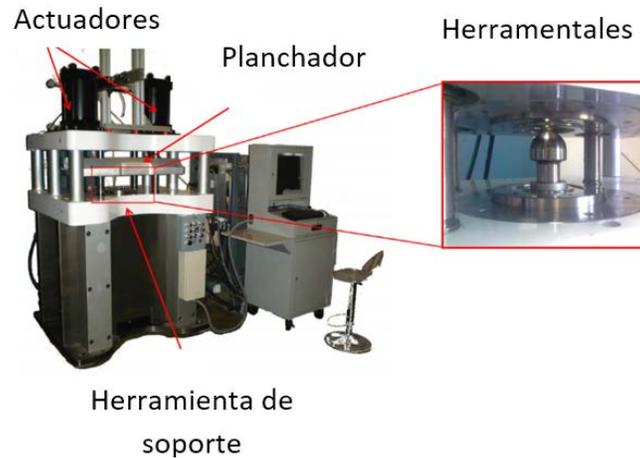


Figura 5 Máquina Universal de pruebas embutido (PEMSA).



Figura 3 Probetas Nakazimas ensayadas.



Figura 4 Probetas rectangulares y cuadradas ensayadas.

Medición de Reducción de Espesor en Zonas Críticas

Considerando que el incremento de las deformaciones mayores y menores generan adelgazamientos excesivos que conllevan a la fractura, se generaron mediciones de adelgazamientos, tomando los valores más cercanos a la zona fracturada, para ello se utilizó un equipo óptico de medición. La medición de adelgazamientos siguen la ecuación 1, mientras la medición de los estados de deformación la ecuación 2 y 3 [6].

$$\%Elongación = \frac{l_f - l_0}{l_0} \times 100 \quad (1)$$

$$\text{Deformaciones Mayores} = \frac{L_f - L_0}{L_0} \times 100 = e_1(100\%) \quad (2)$$

$$\text{Deformaciones Menores} = \frac{W_f - W_0}{W_0} \times 100 = e_2(100\%) \quad (3)$$

Para comparar estos valores de reducción de espesor se compara con mediciones cercanas a la zona de fractura con micrómetro. En las tablas 1 y 2 se muestra una comparación de las mediciones realizadas.

Tabla 1 Comparación de mediciones de reducción de espesor en probetas Nakazima.

Probeta Nakazima	Espesor inicial	Micrómetro	Equipo Óptico	Error %
25 mm	1.4 mm	0.243 mm	0.238 mm	2.057
50 mm	1.4 mm	0.305 mm	0.301 mm	1.311
75 mm	1.4 mm	0.347 mm	0.341 mm	1.729

Tabla 2 Comparación de mediciones de reducción de espesor en probetas Rectangulares.

Probeta Rectangulares	Espesor Inicial	Micrómetro	Equipo Óptico	Error %
23x23 mm	1.4 mm	0.538 mm	0.529 mm	1.672
23x18 mm	1.4 mm	0.459 mm	0.451 mm	1.742
23x12 mm	1.4 mm	0.308 mm	0.303 mm	1.623

Consideraciones para la Validación de Simulación con Software ANSYS/Ls Dyna Copyright

Para validar la simulación y generar un análisis lo más cercano a las pruebas experimentales, se modeló las condiciones normales de proceso en el software de simulación ANSYS/Ls Dyna copyright. Estas inician con un estudio de largas deformaciones y un análisis dinámico, considerando el espécimen de estudio como elemento Thin Shell 163 (figura 8), con las siguientes características [7]:

- Elementos formados por 4 nodos con 12 grados de libertad cada uno.
- Admite esfuerzos de flexión y presenta comportamiento de membrana; permite aplicar cargas sobre el plano y normales al mismo tiempo.

- Sólo se emplea en análisis dinámicos explícitos (no lineales).

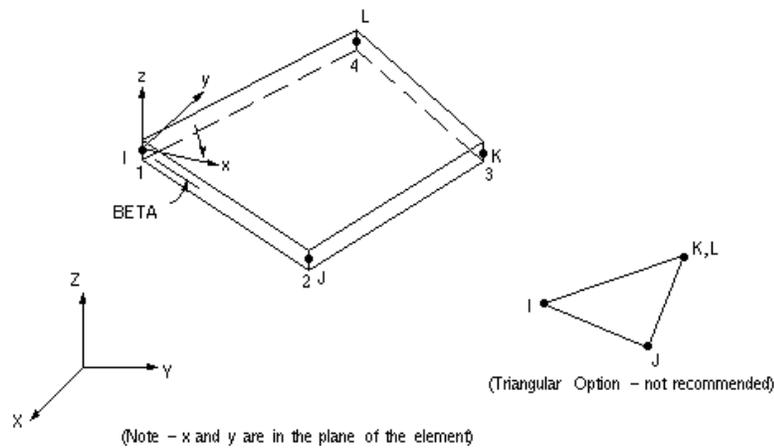


Figura 8 Elemento Thin Shell 163.

En el proceso de simulación se asigna dos tipos de elementos, uno a los herramientas y otro a las probetas, el primero son considerados elementos rígidos indeformables, mientras que el segundo es el elemento Thin Shell 163 aplicado a las probetas analizadas, material deformable.

La estrategia de malla en los herramientas fue creando elementos de 8mm de área y 2.5mm a las probetas rectangulares y cuadradas. El caso especial de malla es para las probetas Nakazimas con la que se generó una malla fina en el ancho de la probeta y fue incrementando su densidad conforme disminuye la región de la geometría, figura 9.

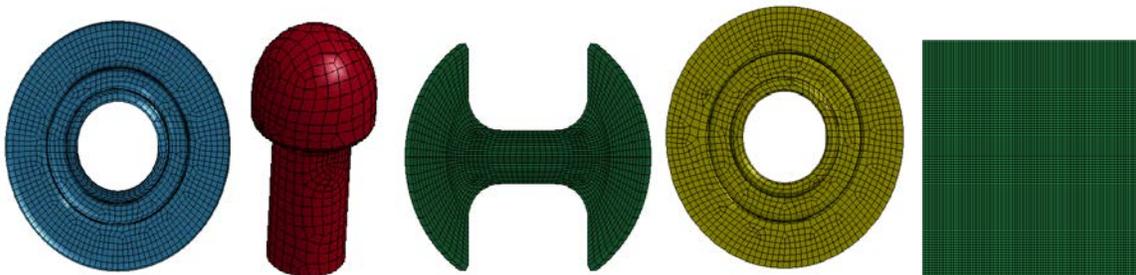


Figura 9 Tipo de malla de herramientas y probetas de simulación.

Las propiedades mecánicas ingresadas para los herramientas son las siguientes:

- Densidad: 7845 kg/m³
- Módulo de Elasticidad: 2019 GPa
- Coeficiente de Poisson: 0.29

Para las probetas se extrajeron propiedades mecánicas por tensión en el sentido de rolado (0°), las cuales son:

- Módulo de elasticidad: 186.406 GPa.
- Esfuerzo de cedencia: 443.137 MPa.
- Valor de endurecimiento "n": 0.18.
- Densidad: 7845 kg/m³.
- Coeficiente de Poisson: 0.29.
- Curva esfuerzo deformación (figura 10).

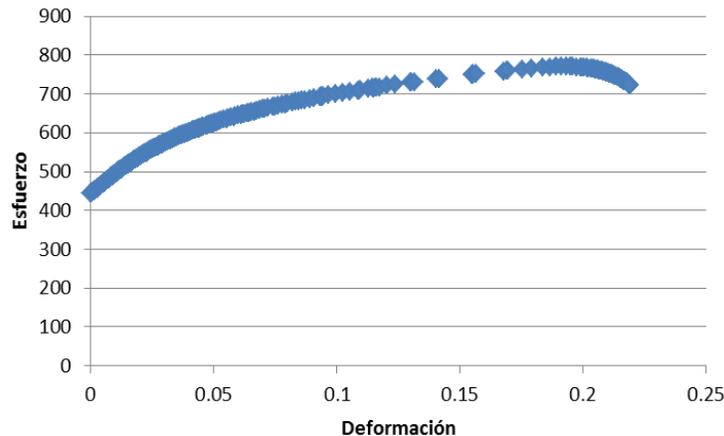


Figura 105 Curva Plástica verdadera Esfuerzo-Deformación DP590 HR.

3. Resultados

Las primeras simulaciones de validación consisten en que el adelgazamiento por simulación sea similar al de las pruebas experimentales, ya que las condiciones de simulación fueron aproximadas a las de operación. El valor de fricción empleado fue de 0.15 este es un valor comúnmente considerado en operaciones de estampado bajo condiciones normales de proceso.

Una vez hecha la puesta a punto del modelo de simulación se obtuvieron resultados de cambio en el espesor inicial y las regiones de fractura son muy similares en probetas Nakazima, esto se puede observar en la figura 11.

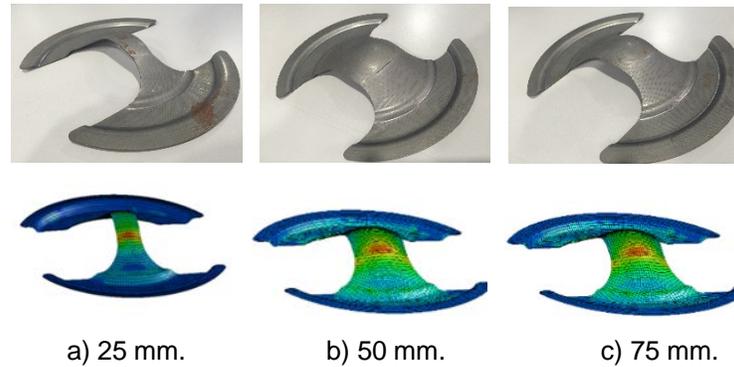


Figura 116 Correlación del modo de fractura simulación-prueba experimental.

En la tabla 3 se muestran los valores del cambio de espesor de lámina por medio de simulación y su correlación experimental.

Tabla 3 Resultados comparativos por simulación de probetas Nakazima.

Probeta	Espesor reducido simulación	Error micrómetro	Error equipo óptico
25 mm	0.248 mm	2.057%	4.2%
50 mm	0.297 mm	2.623%	1.328%
75 mm	0.34 mm	2.0172%	0.293%

En la simulación con las probetas rectangulares el modo de falla no es fácil de identificar si comparamos con probetas Nakazima, sin embargo, los valores del cambio de espesor también fueron similares a las pruebas experimentales. En la figura 12 se muestran los modos de falla de las probetas rectangulares.

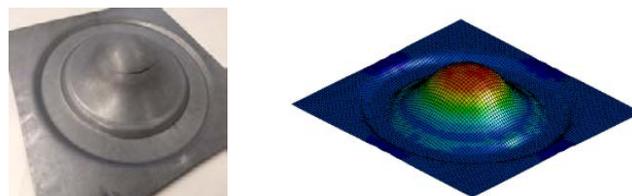


Figura 127 Modo de falla de probetas rectangulares y cuadradas.

En la tabla 4 se muestran los valores de cambio de espesor de lámina por simulación y su correlación experimental.

Tabla 4 Resultados comparativos por simulación de probetas rectangulares.

Probeta	Espesor reducido simulación (mm)	Error Micrómetro (%)	Error Equipo Óptico (%)
23x12 mm	0.295	4.22	2.64
23x18 mm	0.449	2.178	0.443
23x23 mm	0.53	1.486	0.189

Con esta correlación de resultados se procede a realizar la misma simulación sólo cambiando el parámetro de fricción de 0.15 a 0, para que la fractura del material se posicione en la altura máxima del domo, que el material se estire más sin romperse. Partiendo de esta premisa en la figura 13 se muestra cómo el adelgazamiento de las probetas se concentra en la altura máxima del domo y en la tabla 5 se muestran los valores que se obtuvieron con el cambio de la fricción.

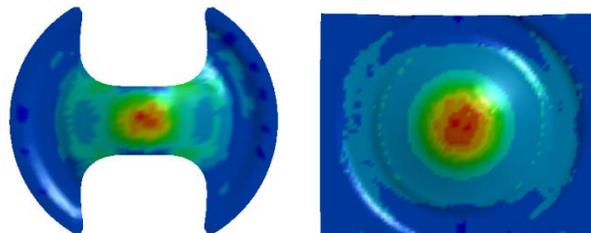


Figura 13 Región de falla con fricción 0.

Tabla 5 Valores de estados de deformación en condiciones ideales.

Tipo de Probeta	Deformación Mayor (%)	Deformación Menor (%)
Nakazima 75 mm	25.58	-4.62
Nakazima 50 mm	29.71	-4.94
Nakazima 25 mm	38.8	-6.17
Rectangular 23x12 mm	30.49	9.13
Rectangular 23x18 mm	39.44	16.49
Rectangular 23x23 mm	46.13	18

Con los valores de deformaciones mayores y menores se procesa a graficar el Diagrama de Límite de Formado (FLD) la cual se muestra en la figura 14.

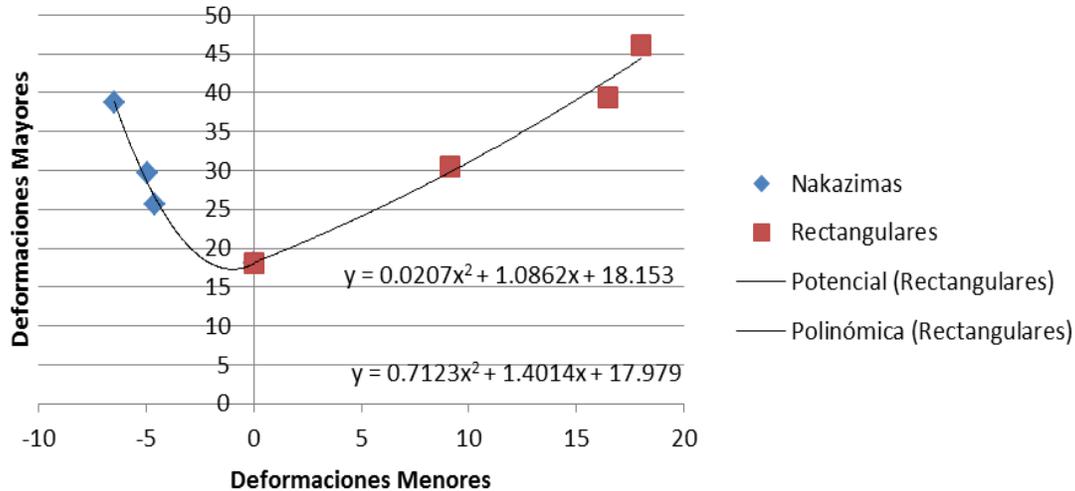


Figura 148 Diagrama de Límite de Formado (FLD).

4. Discusión

La obtención del diagrama de límite de formado no es una técnica nueva, hay países en el mundo que practican este tipo de estudios, sin embargo, en México no hay universidades o centros de investigación que cuente con la tecnología suficiente para realizar ésta metodología numérico-experimental presentada.

Se considera un resultado válido porque el punto de intersección en eje de las deformaciones mayores debe ser cercano al valor “n” en porcentaje, es por eso que un software de simulación, por sí sólo, no puede determinar un FLD con tan sólo el valor “n”, sin embargo hay investigaciones con las que no se coinciden a pesar de analizar el mismo tipo de acero, como la de Raj Kumar Sahu [8] quien sólo realizó este proceso con un equipo óptico de medición y sus valores de caracterización son ambiguos.

Con el fin de lograr un modo de falla en la altura máxima del domo se hicieron pruebas experimentales con distintos lubricantes, entre ellos la manteca de cerdo, hoja de 1.4 de pvc arriba y debajo de la probeta (como sandwich), sin embargo el modo de falla no se desplazó significativamente a la parte superior del domo.

Se sugiere que para próximas investigaciones, encontrar lubricantes o diseños del herramental y/o probetas que permitan reducir la fricción para lograr experimentalmente el modo de falla deseado.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] G. Dieter, *Mechanical Metallurgy*, Third Edition, McGraw-Hill, 1986.
- [2] B. Taylor, *Formability Testing of Sheet Metals*, Ninth Edition, Vol. 14 Forming.
- [3] J. P. D. Ziegler, «Relación entre parámetros Mecánicos y curvas límite de conformado».
- [4] S. Keeler, «Circular Grid System- A Valuable Aid for Evaluating Sheet-metal Formability, Sheet».
- [5] G. Goodwin, «Application of Strain Analysis to Sheet Metal Forming Problems in the Press Shop».
- [6] ASTM, «Standard Test Method for Determining Forming Limit Curves».
- [7] Ansys, Shell 163 Explicit Thin Structural Shell.
- [8] S. M. Raj Kumar Sahu, «Forming Limit Diagram of High Strength Steel Sheet (DP-590)».

DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS TEMPERATURAS DE REACCIÓN EN LA COMBUSTIÓN DE LA TELA DE ALGODÓN

Vladimir Juárez Abraham

Instituto Tecnológico de Celaya
vladimir.juarez@itmatamoros.edu.mx

Arnoldo Maeda Sánchez

Instituto Tecnológico de Celaya
arnoldo.maeda@itcelaya.edu.mx

Jorge Alejandro Gallegos de la Cruz

Instituto Tecnológico de Matamoros
jorge.gallegos@itmatamoros.edu.mx

Blanca Estela Osorio Cedillo

Instituto Tecnológico de Matamoros
blanca.osorio@itmatamoros.edu.mx

Resumen

Este trabajo muestra la metodología utilizada para determinar experimentalmente las temperaturas de reacción en la combustión de textiles de algodón. Dada la complejidad del fenómeno y el costo de los equipos requeridos para tal fin, se propone una técnica simplificada para valorar dichas temperaturas, utilizando dispositivos de uso común en laboratorio. Para ello, se utilizan dos termopares tipo K, almacenando sus lecturas mediante dos multímetros con puerto de comunicación, logrando monitoreo permanente de las temperaturas durante la combustión de las muestras. Las condiciones se mantuvieron lo más estable posible confinando las muestras durante las pruebas.

Para su validación se comparan los resultados de hojuelas de madera con los reportados en la literatura, logrando una correspondencia aceptable.

Mediante esta técnica se han determinado varios rangos de temperatura correspondientes a mecanismos de reacción presentes en la combustión de tela de algodón, contrastándose sus resultados con aquellos obtenidos mediante un TGA practicado a 5 muestras de tela de algodón, alcanzándose correspondencias muy aceptables.

Palabra(s) Clave(s): Análisis; combustión; pirólisis; temperatura; TGA.

Abstract

This paper shows the methodology used for experimentally determine the reaction temperatures in cotton fabrics combustion. Given the phenomenon complexity and the cost of the required equipment to achieve this purpose, a simplified technique for the determination of those temperatures using devices commonly used in a laboratory it is proposed. To this end, two K – type thermocouples, whose readings were stored using multimeters with communication port, achieving permanent monitoring of the temperatures during the combustion of the samples. Confined environment was used to keep the experiment conditions as steady as possible.

For validation, results of wood chips with those reported in the literature are compared, achieving an acceptable match.

Using this technique have been determined corresponding data ranks to various reaction mechanisms present in the combustion of cotton fabrics. The results were compared with those obtained using a TGA practiced on five samples of cotton fabric, reaching very acceptable matching values.

Keywords: Analysis; Combustion; Pyrolysis; Temperature; TGA.

1. Introducción

Una reacción química es, básicamente, un proceso termodinámico donde una o más sustancias (reactantes) se transforman en otras (productos), cambiando sus enlaces y su estructura molecular.

Estos cambios pueden darse, ya sea por afinidad entre dos o más sustancias, o bien, por cambios de temperatura. Un tipo especial de reacción es la descomposición térmica o pirólisis, que se puede dar en casi todos los materiales, excepto en metales y vidrios, al calentarse. La reacción de pirólisis consta de otras reacciones, pues el material va descomponiéndose en diversos materiales, unos volátiles y otros sólidos, y cada degradación es en sí una reacción. Estas reacciones individuales dentro de la pirólisis son llamados mecanismos de reacción, los cuales están asociados a la energía proporcionada al sistema.

La combustión consta de la pirólisis de un material y la asociación de los productos resultantes con oxígeno, lo que provoca un proceso exotérmico, es decir, que libera energía calorífica. Debido a esta liberación de energía, es posible medir los cambios de temperatura que sufre la muestra al iniciar la combinación del oxígeno con los productos de la degradación térmica de un material, pudiendo determinar los inicios de los diferentes mecanismos de reacción en la combustión midiendo la temperatura de la muestra y comparándola con la temperatura ambiental. Para esto, se utilizan un par de termopares tipo K y un medio de registro de datos, como una interfaz a un PC, para tomar las temperaturas de forma simultánea.

Para determinar las temperaturas a las que se presentan los diversos mecanismos de reacción, se registrarán a la par las temperaturas del ambiente en que se llevará cabo el proceso y la temperatura de la muestra. Una elevación de la temperatura de la muestra respecto a la del ambiente indicará el inicio de por lo menos un mecanismo de reacción, mientras que un descenso puede indicar el fin del mecanismo de reacción o el inicio de otro.

Debido a la amplia utilización en la industria textil de fibras celulósicas y a la diversidad de electrodomésticos empleados en la vida moderna que entran en contacto con las prendas, especialmente máquinas térmicas, tales como planchas y secadoras de ropa, se vuelve necesario un estudio térmico de textiles celulósicos, por ejemplo, de base algodón.

Debido al alto contenido de celulosa en el algodón (mayor a 91%), a la abundancia de su cultivo y residuos, en diversos países se han llevado estudios enfocados a la caracterización de los contaminantes liberados en la cinética de la pirólisis y

combustión, para la contención y neutralización de dichos contaminantes así como para la utilización del algodón como combustible en la generación de energía, ya sean sus textiles (Moltó, 2007) o la espiga residual en los campos (Fu, et al., 2012, Sun, et al., 2010). En la caracterización térmica de materiales se han utilizado termopares tipo K (Ortiz et al, 2010, León et al., 2003), mientras que en otros trabajos se han utilizado técnicas tales como la fotoacústica (Balderas et al., 2009, Bedoya et al., 2014).

Para determinar a ciencia cierta el inicio y fin de los mecanismos de reacción y cuál de ellas se está llevando a cabo, es necesario determinar los volátiles generados y/o la pérdida de masa respecto a la temperatura, lo que se logra con un análisis termogravimétrico (TGA).

Para poder determinar el rango de temperaturas en que se realizarán los TGA's es conveniente determinar a qué temperaturas se dan los diversos mecanismos de reacción. Por lo general, muchos estudios de descomposición térmica son a temperaturas moderadas, de no más de 450 °C, pero este límite no es suficiente para permitir una descomposición completa, por lo que este estudio determina la mínima temperatura a la que se debe llevar el TGA.

Los resultados de la metodología practicada a la tela de algodón se validan con hojuelas de madera de pino, debido a que su contenido de celulosa es alto y que existen estudios acerca de la inflamabilidad de la madera en donde se determina su descomposición térmica.

2. Métodos

Metodología

El equipo utilizado para caracterizar los mecanismos de reacción de pirólisis y combustión es el siguiente: 1 horno eléctrico, con capacidad de alcanzar temperaturas hasta de 1200 °C, 2 multímetros con medición de temperaturas en un rango de -40 °C a 1000 °C con interfaz RS 232 para PC y sus respectivas sondas termopar, 2 adaptadores RS 232 a USB, software de captura y registro de datos para utilizarse con los multímetros, 1 laptop, 1 embudo de vidrio borosilicatado, 1 balanza analítica con capacidad máxima de 250 g, lectura de

0.0001 g, repetividad de 0.0002 g, linealidad ± 0.0002 g y un medidor de humedad. Para lograr un buen desarrollo del proceso de combustión, el primer paso es identificar el perfil de temperatura generado por el horno en su configuración máxima (figura 1).

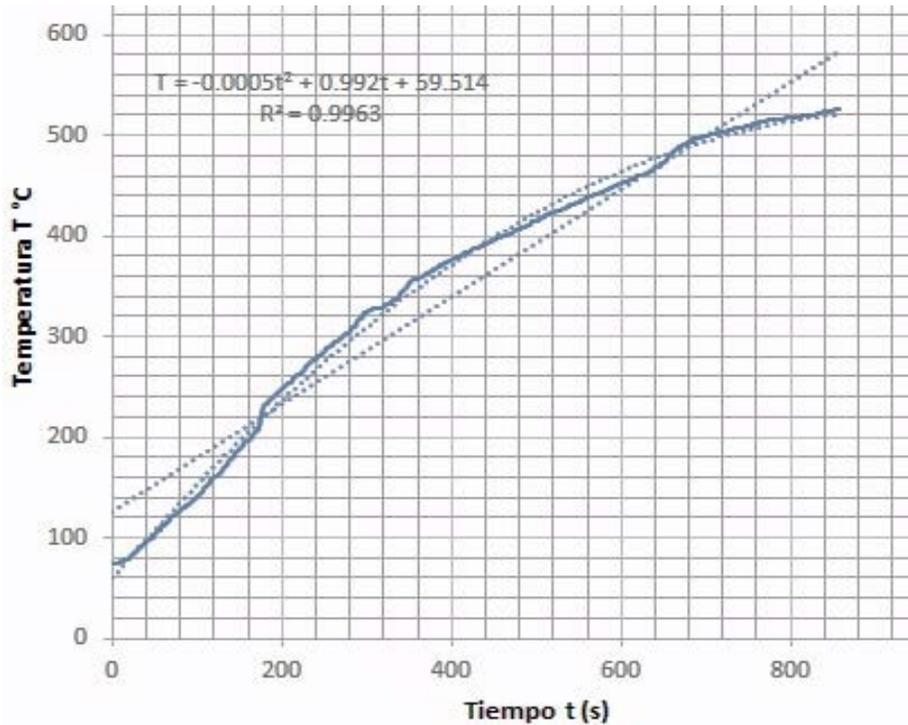


Figura 1 Perfil de temperatura dado por la mufla.

Los datos de la figura 1 se tomaron con un termopar tipo K, aislado térmicamente con un aislante automotriz aluminado, que resiste temperaturas hasta de 1093 °C conectado a un multímetro, con toma de datos cada 2 segundos, a partir de temperatura ambiente hasta los 526 °C. Una vez establecido el perfil térmico generado, se procedió a dejar enfriar el horno hasta llegar a la temperatura ambiente. La mufla exhibe un comportamiento cuadrático, sin embargo, el coeficiente del término cuadrático es despreciable respecto al término lineal, por lo que puede tomarse como un comportamiento lineal.

Las muestras de tela se prepararon lavando una camiseta de 100% algodón, blanca, nueva de paquete, durante treinta minutos en agua sin ningún tipo de aditivos, tales como detergentes o suavizantes, con el fin de eliminar los almidones

y otros compuestos utilizados en la fábrica para preparar los tejidos o planchar la tela. La camiseta se cortó en muestras de diferentes formas geométricas, (rectangulares, circulares) y de diversos tamaños, utilizando guantes de látex. Se seleccionaron cinco muestras cuyas masas era aproximadamente entre 100 a 145 mg. Por otro lado, las muestras de madera de pino se prepararon cepillando una tabla a una profundidad de 0.5 mm con un cepillo de carpintero. Con una navaja se cortaron muestras de aproximadamente 1×1 cm, manipulándose de la misma manera que las muestras de tela de algodón.

Se conectó un termopar para medir la temperatura del horno, y verificar su correspondencia con el propio de la mufla, mientras que un segundo termopar se introducía en la campana donde se encerró la muestra. Cada termopar se conectó a un multímetro con interfaz a PC. Se etiquetaron los termopares, multímetros, interfaces y puertos, de tal manera que siempre fuera la misma configuración del sistema, uno, para medir la temperatura ambiente y el otro la temperatura de la muestra (figura 2).



Figura 2 Arreglo experimental para medir y registro temperaturas.

El software de registro de datos se configuró para registrar datos cada segundo. Se adquirieron 2987 datos de la temperatura de la muestra de algodón, mientras que de la temperatura del horno se obtuvieron 2990 datos.

3. Resultados

Las mediciones se realizaron en el laboratorio de Análisis Cuantitativo del Instituto Tecnológico de Matamoros, donde se tiene el equipo listado en la sección

anterior, bajo una temperatura ambiente promedio de 21 °C y una humedad relativa promedio del 57.8%. Las muestras fueron obtenidas a partir de una camiseta de algodón 100%, blanca, con forma rectangular de tamaños aproximados a 3x3 cm, con masas comprendidas entre los 100 a 145 mg, con contenidos de humedad entre 6% y 11%.

Conforme se fue aumentando la temperatura del horno, se observaron varios máximos y mínimos locales en las temperaturas de la muestra. El primero que se observa es un máximo de 55 °C en la muestra, ocurrido a los 80 °C del horno, seguido de un mínimo de 46 °C en la muestra a los 90 °C del ambiente. Según la literatura, este sería el proceso de secado, o remoción de humedad, que se daría entre 30 °C a 105 °C. El segundo máximo se presentó a los 263 °C del horno, con un valor de 150 °C en la temperatura de la muestra. Después de este punto el ascenso de temperatura fue menos pronunciado y se observó que vuelve a elevarse a partir de los 283 °C (~ 540 °F). Luego presentó otro pico de 197 °C a los 323 °C del horno. Por el comportamiento en esa parte de la curva, el mecanismo de reacción que tiene lugar se desarrolló en el intervalo de temperatura del horno entre 323 °C y 336 °C. Otro intervalo de temperaturas interesante se dio cuando la temperatura del horno estaba entre 419 °C y 438 °C. Mientras, a partir de los 520 °C se observó ya la primera ignición del material y una ignición sostenida se observó aproximadamente en 540 °C (figura 3). Los intervalos anteriores son de evolución de volátiles. Si comparamos con los datos de Moltó Berenguer (2007) realizados en textiles se observan coincidencias.

Para validar los resultados obtenidos, se repitió la metodología con hojuelas de madera de pino, debido a la similitud de los componentes de la madera (hemicelulosa, celulosa y lignina) con el algodón y a la literatura existente sobre el tema (Lowden, 2013). Se presentan las gráficas de las temperaturas en las hojuelas de madera comparadas contra la temperatura del horno (figura 4).

La diferencia de la forma de la gráfica puede deberse a diversos factores, como diferencias de humedad y componentes en la madera. Aquí se observaron puntos críticos en los rangos de temperatura de 80 °C a 150 °C, de 340 °C a 380 °C y en el Intervalo 520 °C a 640 °C.

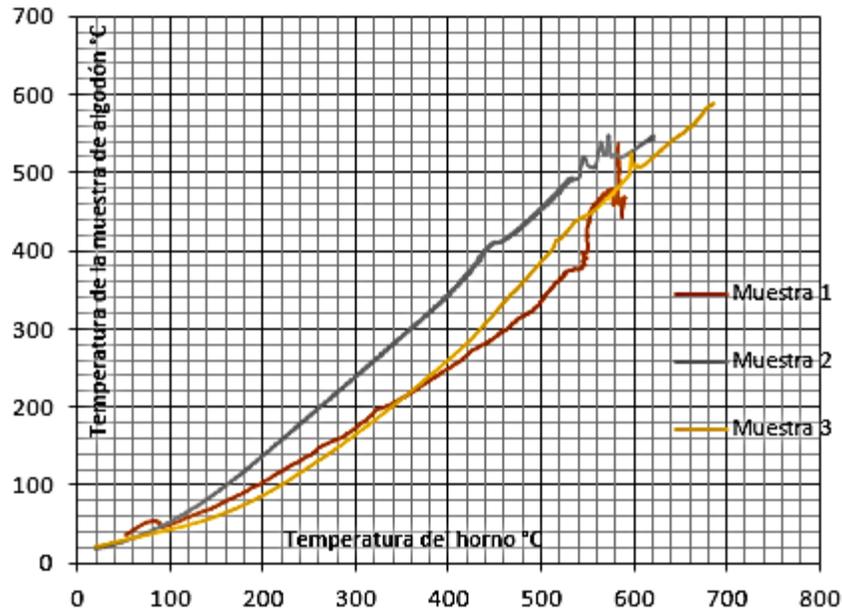


Figura 3 Comportamiento de la temperatura: tela de algodón contra el horno.

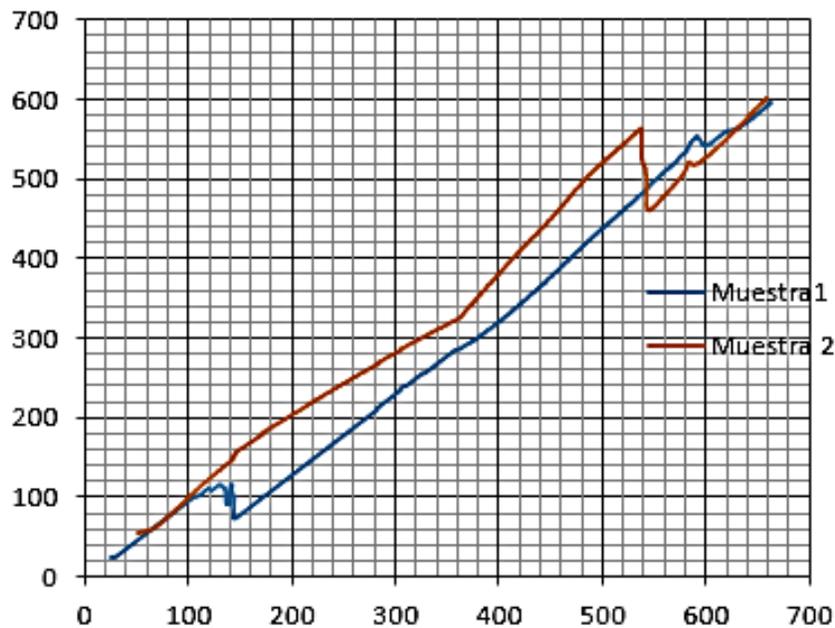


Figura 4 Comparación de la temperatura: hojuelas de madera contra el horno.

Finalmente, mediante análisis termogravimétricos, (TGA's, por sus siglas en inglés), los cuáles son estudios sobre cambio de masa de un material conforme cambia su temperatura, realizados a tres muestras de tela de algodón con atmósfera estática de aire en el Centro de Investigación de Materiales Avanzados,

Campus Monterrey (CIMAV Monterrey), conducidos mediante las siguientes especificaciones:

La determinación se llevó a cabo en un analizador termogravimétrico (TGA) con calorimetría de barrido diferencial (DSC) simultáneo de la marca TA Instruments, modelo SDT Q600, en las siguientes condiciones:

- Rampa de calentamiento a 5 °C/min de temperatura ambiente hasta 650 °C
- Empleo de crisoles de alúmina de 90 µL.
- La muestra se calibró con metal Indio, de acuerdo a la norma E 794 “Melting Crystallization Temperatures by Thermal Analysis”.

Se observó que las muestras Núm. 1, 2 y 3 presentan dos pérdidas de porcentaje en peso de 275 a 375 °C y de 390 a 490 °C (figura 5).

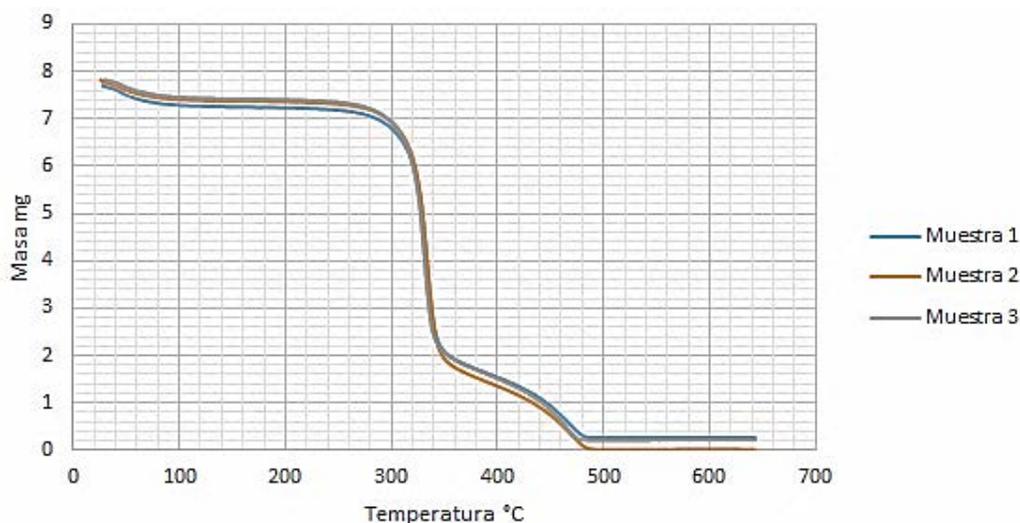


Figura 5 TGA de 3 muestras de tela de algodón en atmósfera estática de aire.

4. Discusión

Los materiales celulósicos, como el algodón y la madera, al ser calentados, presentan varios mecanismos de reacción, manifestados mediante evoluciones en compuestos volátiles, que, en presencia de oxígeno, reaccionan exotérmicamente. Esa manifestación exotérmica sirve para determinar los rangos de temperatura en que se producen los diferentes mecanismos de reacción.

La diferencia de los comportamientos exhibidos en las gráficas puede deberse a variaciones en la rampa de temperatura, lo mismo que a una deficiencia de purgado de gases entre un experimento, o también a la diferencia de la estructura molecular de la muestra, especialmente en la madera, en virtud de que puede poseer diferentes formas de los anillos o de las fibras que la componen, mayor concentración de algún compuesto como aceites, etc.

Las aproximaciones de los resultados obtenidos con los termopares resulta satisfactoria y suficiente para considerarse válidos, por lo que esta metodología puede utilizarse como una alternativa para análisis iniciales o de carácter general que no requieran de un conocimiento a fondo sobre los mecanismos de reacción ocurrientes en este tipo de procesos, toda vez que los puntos críticos encontrados coinciden en los rangos donde se desarrollan los diferentes mecanismos de reacción, mismos que presentan una concordancia aceptable con aquellos encontrados en literatura sobre estudios de pirolisis y combustión, realizados a materiales celulósicos. Como es el caso de diseño de secadoras de ropa, cuyo ambiente es propicio para que pueda presentarse una combustión espontánea, debido al rango de temperaturas que emplea.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Bailey, P. S., Bailey, C. A.: Javier, E. Y. (1998). *Química orgánica: Conceptos y aplicaciones*. México: Prentice Hall.
- [2] Balderas López, J. A., Martínez López, I. S., León Martínez, M., Gómez Y Gómez, Y. M.: Bautista Ramírez, M. E.: Muñoz Diosdado, A.: Díaz Reyes, J. (2009). *Thermal and Optical Characterization of Pigments Attached to Cellulose Substrates by Means of a Self-normalized Photoacoustic Technique*.
- [3] Bedoya Pérez, A. F. (2014). *Contribución a la caracterización térmica de materiales con la técnica del alambre caliente (líquidos, gases y sus mezclas) y fotoacústica* (Tesis de maestría sin publicar).
- [4] Berenguer, J. M. (2007). *Descomposición térmica de residuos textiles estudio cinético y formación de contaminantes*. Alicante: Universidad de Alicante.

- [5] Fu, P.: Hu, S.: Xiang, J.: Sun, L.: Su, S.: An, S. (2012). Study on the gas evolution and char structural change during pyrolysis of cotton stalk. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, 97, 130-136. doi:10.1016/j.jaap.2012.05.012
- [6] León Monzón, I., Valdés Zaldívar, E. E. (2003). Medición de temperatura con alta precisión. *Ingeniería Electrónica, Automática Y Comunicaciones*, 24(3), 47.
- [7] Ortiz, F., Cruz, R.: Correa, R. (2010). *Medición En Línea De La Temperatura De Una Muestra En Una Cavidad De Microondas*.
- [8] Sun, Z., Shen, J., Jin, B., WEI, L. (2010). Combustion characteristics of cotton stalk in FBC. *Biomass and Bioenergy*, 34(5), 761-770. doi:10.1016/j.biombioe.2010.01.019
- [9] (n.d.). Retrieved from http://www.ecured.cu/index.php/Enlace_por_puente_de_hidr%C3%B3geno

INFLUENCIA DE LA RUGOSIDAD INICIAL EN EL COMPORTAMIENTO TRIBOLÓGICO DE UN ACERO H13 NITRURADO

José Luis Martínez Carreño

Instituto Tecnológico de Celaya
luis_mtz_91@hotmail.com

Luis Daniel Aguilera Camacho

Instituto Tecnológico de Celaya
daniel.aguilera@itcelaya.edu.mx

Benjamín Arroyo Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya
benjamin.arroyo@itcelaya.edu.mx

J. Santos García Miranda

Instituto Tecnológico de Celaya
santos.garcía@itcelaya.edu.mx

Karla Judith Moreno Bello

Instituto Tecnológico de Celaya
karla.moreno@itcelaya.edu.mx

Resumen

Se investigó la influencia de la rugosidad superficial en el comportamiento tribológico de un acero AISI H13 nitrurado mediante ensayos de fricción en seco. Se prepararon tres diferentes rugosidades en los rangos de 0.04 a 0.41 μm . Se observó que para superficies más rugosas se obtienen volúmenes perdidos y factores de desgaste más elevados. Por otro lado, el coeficiente de fricción tuvo una tendencia a incrementar con rugosidades mayores a 0.1 μm ; mientras que debajo de ese valor, los coeficientes de fricción son muy similares. El mecanismo

de desgaste predominante fue abrasivo pero también se pudo observó deformación plástica y oxidación de la superficie.

Palabra(s) Clave(s): Acero H13, desgaste, fricción, nitrurado, rugosidad.

Abstract

The influence of surface roughness in the tribological behavior of nitrided H13 steel was investigated by means of dry friction tests. Three different roughnesses were prepared ranging from 0.04 to 0.41 μm . It was observed that higher volume losses and wear rates were obtained on rougher surfaces. On the other hand, higher friction coefficients were observed for rougher surfaces until 0.1 μm ; while below that roughness value, friction coefficients were very similar. The predominant wear mechanism was abrasive wear, besides it was observed plastic deformation and surface oxidation.

Keywords: Friction, H13 steel, nitrided, roughness, wear.

1. Introducción

Las superficies de cualquier producto presentan irregularidades que son características del proceso utilizado para su fabricación, por ejemplo: torneado, fresado, rectificado, extrusión, forjado, etc. En el proceso de forja, la pieza es formada por deformación plástica, aplicando fuerzas de compresión a través de un herramental. Así pues, la superficie del herramental estará en contacto durante la manufactura de la pieza, por lo que la rugosidad de éste influirá en el acabado de la pieza formada. Un aspecto que debe tomarse en cuenta en el desarrollo de herramientas es la relación que existe entre la rugosidad y el desgaste pero no sólo en términos de rendimiento o vida útil de los mismos sino también en términos económicos, por ejemplo: el tiempo y costo relativo de las diferentes operaciones de acabado [1]. Investigadores han encontrado, a través de ensayos de fricción mediante el método de bola en disco que la rugosidad conseguida con lijas de diferente tamaño de grano, es decir, la rugosidad inicial, tiene influencia directa en el coeficiente de fricción [2,3] y los mecanismos de desgaste presentes [4]. Por

otro lado, Hisakado [5] establece que para rugosidades iniciales altas entre los pares en contacto se obtienen mayores factores de desgaste.

El objetivo de este trabajo fue encontrar una rugosidad óptima del material AISI H13, que es un acero para herramienta utilizado para la fabricación de herramientas en los procesos de forja, con la finalidad de limitar el desgaste al mínimo y por consecuencia los costos por reposición de herramientas. Para éste propósito, el comportamiento tribológico en seco fue investigado utilizando el método de bola en disco. Se obtuvo el coeficiente de fricción y se calcularon tanto el volumen perdido como el factor de desgaste. Los mecanismos de desgaste presentes se determinaron mediante la observación de las huellas de desgaste por medio de microscopía óptica.

2. Métodos

Se utilizaron probetas de acero AISI H13 de 25 mm de diámetro y 5 mm de espesor. La composición química del acero empleado es: 0.40 %C; 4.85 %Cr; 0.49 %Mn; 1.25 %Mo; 1.08 %Si y 0.91 %V y el resto Fe. Las probetas se pulieron gradualmente mediante lijas de carburo de silicio hasta obtener tres rugosidades superficiales diferentes. Los diferentes tamaños de grano de las lijas y los tiempos empleados se indican en la tabla 1.

Tabla 1 Metodología de pulido y rugosidad promedio obtenida.

Probeta	Tamaño de grano del abrasivo	Tiempo (s)	Rugosidad promedio R_a (μm)
S1	80	90	
	120	60	0.41
S2	80	90	
	120	60	
	400	60	0.10
S3	80	90	
	120	60	
	400	60	
	600	60	
	800	60	
	1000	60	0.04

Como parte de la metodología de pulido, entre cambio de lijas, se rotó la probeta 90° de tal forma que sea visible que el nuevo pulido quitará las marcas del pulido anterior. Durante todo el proceso de pulido se dejó correr agua para el arrastre de las partículas desprendidas y al mismo tiempo para enfriar la zona desbastada. Posteriormente, para la preparación superficial de las probetas, se utilizó un perfilómetro para determinar la rugosidad promedio de las probetas siendo medida ésta en tres zonas de las mismas, en el centro y extremos, esto con la finalidad de tener una rugosidad promedio de toda la pieza.

Las piezas fueron tratadas térmicamente y endurecidas superficialmente mediante un nitrurado por gas con un proveedor especializado en tratamientos térmicos.

Los ensayos de fricción se llevaron a cabo en un tribómetro mediante el método de bola en disco en condiciones en seco a temperatura controlada de 25 °C. Como contraparte se utilizó una bola de 6 mm de diámetro de carburo de tungsteno (WC) con una microdureza, rugosidad y módulo de elasticidad de 1370 (HV0.5), 0.02 µm y 670 GPa, respectivamente. La carga normal aplicada fue de 10 N, con una velocidad de deslizamiento de 2.5 cm/s y una distancia total de deslizamiento de 1000 m.

El coeficiente de fricción se obtuvo directamente del programa con que cuenta el tribómetro. El volumen perdido de material (V) se calculó de acuerdo a la norma ASTM G99-05 [6] asumiendo que no existe desgaste significativo de la bola (contraparte), ecuación 1.

$$V = 2\pi R \left[r^2 \sin^{-1} \left(\frac{d}{2r} \right) - \left(\frac{d}{4} \right)^2 \sqrt{4r^2 - d^2} \right] \quad (1)$$

Donde R es el radio de la huella de desgaste, r es el radio de la bola y d es el ancho de la huella. Los anchos de huella y los mecanismos de desgaste se determinaron mediante análisis de imágenes utilizando un microscopio óptico. El factor de desgaste se calculó mediante la ecuación 2 [7].

$$k = \frac{V}{FS} \quad (2)$$

Donde el volumen perdido (V) es proporcional a la carga normal aplicada (F) y la distancia de deslizamiento (S). También se obtuvieron los anchos y profundidades de las huellas de desgaste mediante perfilometría.

3. Resultados

La figura 1 muestra la evolución del coeficiente de fricción como función de la distancia de deslizamiento para las muestras S1, S2 y S3. La muestra S1, que tiene la rugosidad promedio más alta de las tres, alcanza un valor promedio de 0.82, teniendo ligeras fluctuaciones pero siempre con tendencia a incrementar durante el desarrollo de toda la prueba. Las muestras S2 y S3 por el contrario mantienen un comportamiento más estable desde los 100 m hasta el final de la distancia de deslizamiento, alcanzando valores de coeficiente de fricción de 0.68 y 0.69, respectivamente.

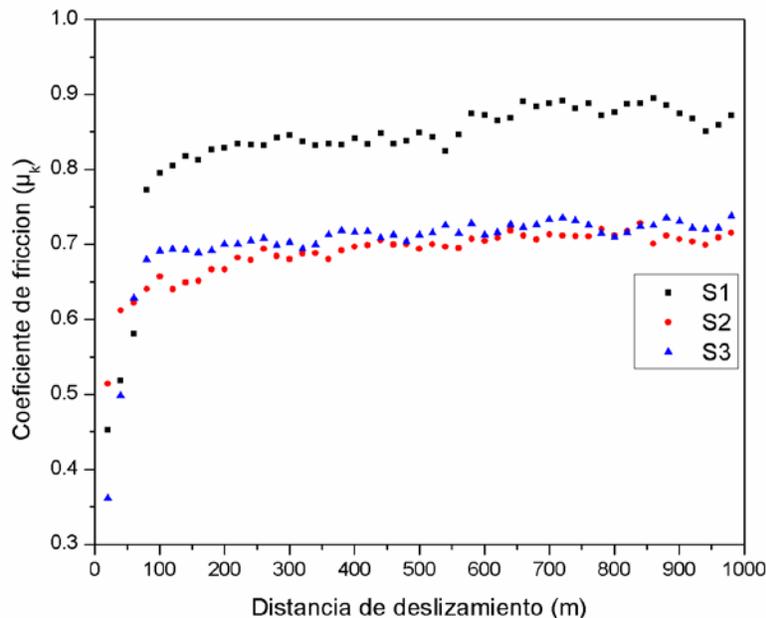


Figura 1 Coeficiente de fricción de las probetas S1, S2 y S3.

En las figuras 2a, 2b y 2c se muestran las imágenes representativas de las huellas de desgaste generadas en las pruebas de fricción para las probetas S1, S2 y S3, observándose una disminución del ancho de huella con la rugosidad; mientras que

los perfiles correspondientes a cada huella evidencian la profundidad del desgaste y la acumulación del material sobre la superficie. Una vez medidos los anchos de huella, se calcularon los volúmenes perdidos de material y los factores de desgaste con las ecuaciones (1) y (2), respectivamente, mismos que se presentan en la tabla 2.

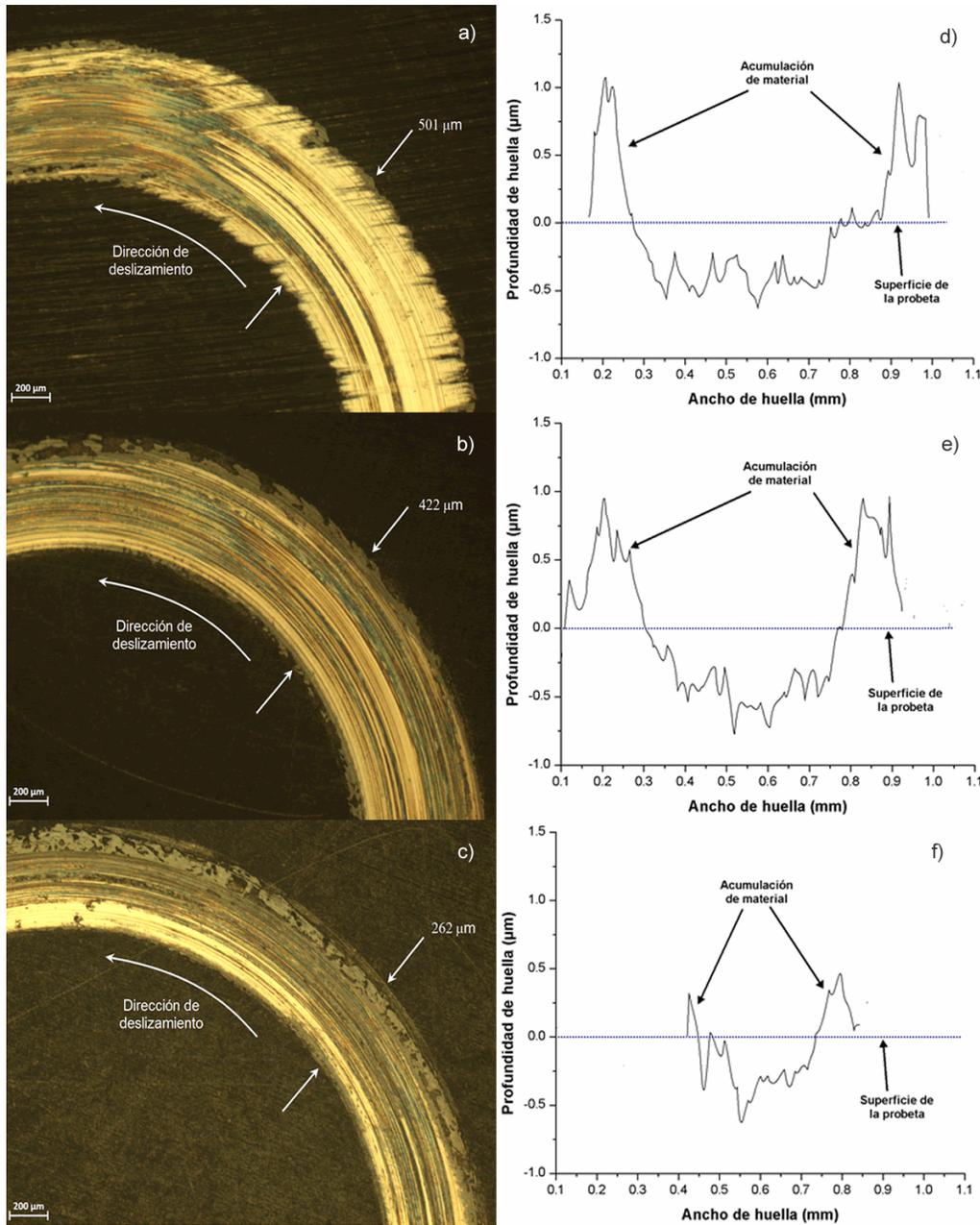


Figura 2 Micrografías ópticas (50X) anchos de la huella: a) S1, b) S2, c) S3 y perfiles de huella: d) S1, e) S2 y f) S3.

Tabla 2 Coeficiente de fricción, volumen perdido y factor de desgaste para las muestras.

Probeta	Coeficiente de fricción (μ_k)	Volumen perdido ($\text{mm}^3 \times 10^{-4}$)	Factor de desgaste ($\text{mm}^3/\text{Nm} \times 10^{-8}$)
S1	0.826	440.67	440.67
S2	0.684	264.03	264.03
S3	0.695	63.39	63.39

La figura 3 muestra las superficies desgastadas de las probetas S1, S2 y S3, en las cuales se observan surcos en dirección del deslizamiento, característicos de un desgaste abrasivo. Se puede observar que algunos de estos surcos presentan colores café, azul y negro, que hacen suponer que existió oxidación en la superficie y se hacen más evidentes en la probeta S3.

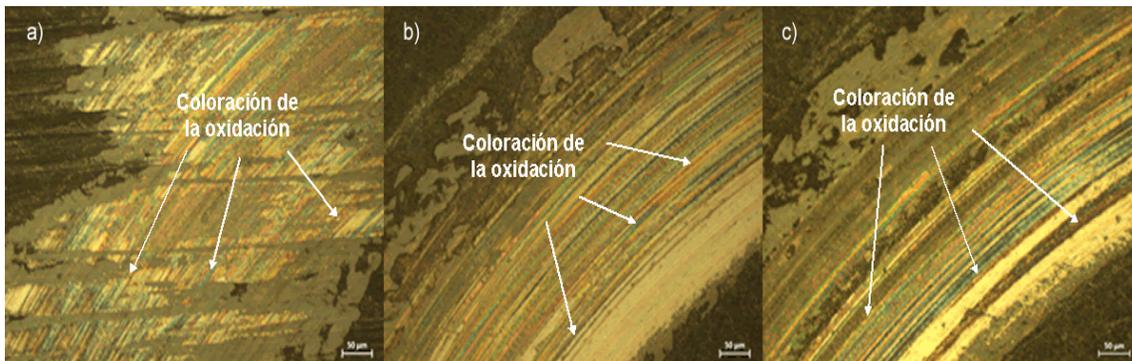


Figura 3 Micrografías ópticas (200X) superficies desgastadas: a) S1, b) S2 y c) S3.

4. Discusión

Como puede observarse en la figura 1, entre las probetas S1 y S2 existe una variación en el coeficiente de fricción, siendo éste mayor para la rugosidad más alta. Este comportamiento podría atribuirse a que las partículas desprendidas durante las pruebas de fricción quedan atrapadas en las marcas del desgaste abrasivo, mismas que actúan como nuevas superficies rugosas que incrementan el coeficiente de fricción. Más aún, las probetas S2 y S3, a pesar de tener rugosidades iniciales diferentes, muestran un coeficiente de fricción muy similar aunque el valor del factor de desgaste para la probeta S3 disminuye un 75% al tener un menor ancho de huella, ver la tabla 2.

Dicho de otro modo, el coeficiente de fricción no se ve influenciado para rugosidades menores a $0.1 \mu\text{m}$. En general, se observa una tendencia del volumen perdido y el factor de desgaste a aumentar conforme se incrementa la rugosidad superficial. Este comportamiento ha sido descrito por otros investigadores [3,8] en diferentes materiales metálicos.

Por otro lado, el desgaste abrasivo es el mecanismo de desgaste predominante y está presente en las tres probetas. También se observa, en el perfil de las huellas de desgaste, una acumulación de material que no solo es debida a la deformación plástica del material por los elevados esfuerzos de contacto sino también a las partículas de desgaste que se van adhiriendo por la acción de la fuerza aplicada a ese mismo material desplazado.

Por otra parte, la oxidación de la superficie, tal como se observa en los surcos de colores en la figura 3, se debe a que existe interacción entre la superficie de la probeta y el ambiente ya que las pruebas de fricción son en seco. El cambio de coloración en los surcos se debe al aumento de la temperatura de la pieza a lo largo de toda la prueba siendo los de color café los primeros en presentarse mientras que los azules aparecen conforme se incrementa la temperatura, debido a la fricción, en la superficie desgastada.

Una vez analizados todos los resultados se puede proponer una rugosidad menor como acabado superficial para los herramientas, es decir, una R_a de $0.04 \mu\text{m}$, ya que el desgaste del material se ve limitado, lo cual representa una ventaja porque incrementa la vida útil del herramienta, disminuyendo los costos por reposición de los mismos. Es importante mencionar que debe extenderse la investigación hacia rugosidades aún menores, como la de un pulido a espejo y comparar los resultados.

Sin embargo, al tener una rugosidad superficial óptima, que asegure un desgaste mínimo, implica que debe tomarse en cuenta que dependerá no sólo de una de las superficies en contacto sino del par en contacto y de otros parámetros como el esfuerzo de contacto, la velocidad de deslizamiento, etc.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Bayer, R.G. y Sirico, J.L. (1975). The influence of surface roughness on wear. *Wear*, Vol. 35, pp.251-260.
- [2] Sedlacek, M., Podgornik, B. y Vizintin, J. (2009). Influence of surface preparation on roughness parameters, friction and wear. *Wear*, Vol. 266, pp.482-487.
- [3] Al-Samarai, R.A., Haftirman, K. R. A., Ahmad, K.R., Al-Douri, Y. (2012). The influence of roughness on the wear and friction coefficient under dry and lubricated conditions. *IJSER*, Vol. 3, pp.1-6.
- [4] Kubiak, K.J., Liskiewicz, T.W. y Mathia, T. G. (2011). Surface morphology in engineering applications: Influence of roughness on sliding and wear in dry fretting. *Tribology International*. Vol. 44, pp.1427-1432.
- [5] Hisakado, T. (1976). The influence of surface roughness on abrasive wear. *Wear*, Vol. 4, pp.179-190.
- [6] Standard test method for wear testing with a pin-on disk apparatus, G99-05, American Society for Testing and Materials (2005).
- [7] Holmberg, K. y Matthews, A. (2009). *Coatings Tribology: Properties, Mechanisms, Techniques and Applications in Surface Engineering*. Great Britain: Elsevier.
- [8] Svahn, F., Kassman-Rudolphi, A. y Wallen E. (2003). The influence of surface roughness on friction and wear of machine element coatings. *Wear*, Vol. 254, pp.1092-1098.

ANÁLISIS POR MÉTODO DE ELEMENTO FINITO DE PRÓTESIS INTERVERTEBRALES IMPLANTADAS EN REGIÓN LUMBAR

Fernando Mendoza Vázquez

Instituto Tecnológico de Celaya
fer_men_vaz@hotmail.com

Raúl Lesso Arroyo

Instituto Tecnológico de Celaya
raul.lesso@itcelaya.edu.mx

Ramón Rodríguez Castro

Instituto Tecnológico de Celaya
ramon.rodriguez@itcelaya.edu.mx

Resumen

En el presente trabajo se realizó el análisis estructural de prótesis intervertebrales (PID) implantadas en la región lumbar. Para lo cual se analizó por medio del Método del Elemento Finito (MEF), se logró que el modelo cumpla con las condiciones especificadas en la norma BS ISO18192-1:2011, para esto se determinaron los esfuerzos máximos que experimentará la prótesis al ser implantada. Se realizó un estudio comparativo entre la resistencia mecánica teórica del material con el que está fabricada la prótesis y los esfuerzos obtenidos en las simulaciones por MEF. Se determinaron los esfuerzos resultantes para la condición más crítica que se identificó a través de un ciclo de carga, los esfuerzos máximos resultantes en la zona más importante de la prótesis (*núcleo*) están por debajo de los esfuerzos de cedencia del material.

Palabra(s) Clave(s): Análisis numérico, prótesis, hernia discal, biomecánica.

Abstract

In the present work was carried a structural analysis of intervertebral disc prosthesis (IDP) that are implanted in the lumbar region. The prosthesis were simulated implementing the Finite Element Method (FEM), the test conditions applied were those specified on the BS ISO18192-1:2011 throughout were determinated the maximum stress that would experience the prosthesis. A comparative study was also performed between the theoretical mechanical strength of the material for which the prosthesis is manufactured and the stress obtained in the simulations performed using the FEM. The resulting stress for the critical load condition that varies across a given load cycle were also determinated, for this task the maximum stress derivated on the most critical area of the prosthesis (PEEK) are below the yield stress of the material.

Keyboards: *Numerical analysis, artificial limbs, herniated disc, biomechanics.*

1. Introducción

La lumbalgia aqueja al 7% de los mexicanos [1], y es un problema generalizado asociado con la degeneración del disco inter-vertebral (DI). El tratamiento médico para esta patología consiste básicamente en dos opciones, tratamiento conservador y tratamiento quirúrgico (artrodesis o artroplastia), sin embargo para esta segunda opción invasiva antes de implantar una prótesis es necesario determinar que sea funcional y cumpla con la normatividad vigente, esto puede ser mediante pruebas de laboratorio y modelos computacionales, esta última es la mejor en cuanto a tiempo y recursos económicos.

La columna vertebral es una compleja estructura ósea formada por segmentos funcionales (vértebra-disco-vértebra), ligamentos y músculos, que se articulan entre sí, donde el disco intervertebral (DI) es una estructura visco-elástica que realiza la función de un sistema amortiguador colocado entre dos vértebras, dicha columna es capaz de soportar carga y proporcionar movimiento sin perder elasticidad.

Muchos problemas como radiculopatía (pérdida o disminución de la función sensitiva), colapso del disco, hernia discal (figura 1) o protrusión, pueden ser asociados con la falla mecánica del anillo fibroso que compone al DI, donde algunos

de estos problemas son producidos por un alto esfuerzo de tensión debido a una elevada presión inter-discal. Los elementos principales que conforman el segmento lumbar se muestran en la figura 2. Donde se destaca que los elementos principales son las vértebras, apófisis, disco intervertebral y núcleo pulposo.



Figura 1 Hernia discal.

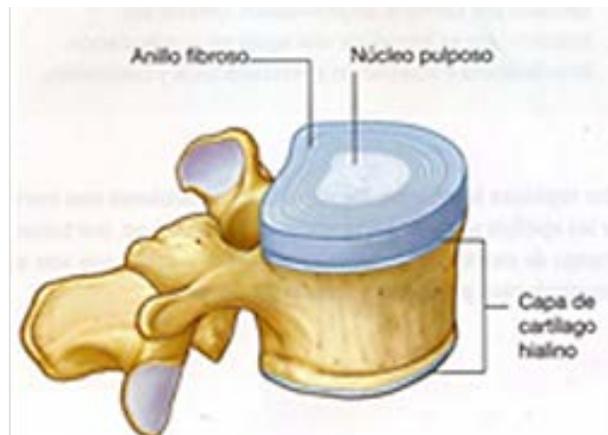


Figura 2 Elementos principales segmento lumbar.

Dentro de las opciones que se conocen para solucionar los problemas lumbares se tienen algunos métodos como la artroplastia discal que disminuye el problema pero limita el movimiento y la capacidad de amortiguamiento. Para remediar esto también se tienen algunas prótesis como la mostrada en la figura 3 de Prodisc® que permite mayor movilidad, esta prótesis es similar a la que se estará evaluando en este trabajo.

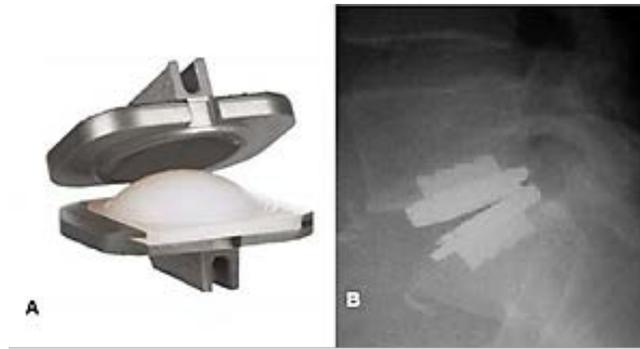


Figura 3 Prótesis Prodisc ® [1].

Pensando en las limitaciones que ofrecen la mayoría de las soluciones planteadas para los problemas lumbares se ofrece un modelo de prótesis que a futuro cumpla con los requerimientos necesarios para ser implantada, iniciando con el desarrollo de la metodología de la simulación estructural aquí propuesta

Este análisis se centra en la prótesis implantada en la región lumbar L3-L5, en estudios anteriores una primera versión se analizó mediante el MEF y se han realizado pruebas de laboratorio en las que se tuvo algunos problemas para cumplir la norma. Para este caso se llevó a cabo el análisis numérico de la primera versión y un re-diseño con la finalidad de validar la prótesis mediante el MEF de acuerdo a la norma BS ISO18192-1:2011, en la figura 4 se muestran los elementos principales del segmento lumbar con la prótesis implantada en dicha sección.

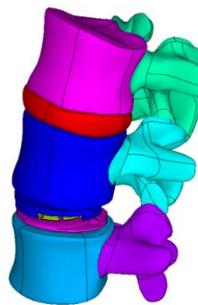


Figura 4 Prótesis segmento lumbar L3-L5.

En su análisis Gaspar A. [2], logró el estudio del segmento lumbar entre las vértebras L3-L5 sin considerar la prótesis, de este análisis se obtienen las bases para entender el comportamiento de esta zona de la columna y se propone el diseño

de una prótesis, la cual fue usada en el presente trabajo. Posteriormente Roberto Pérez [3] realizó la validación experimental y numérica de la prótesis, sin embargo, esta primera prótesis tiene algunos problemas para cumplir con la norma, es por esto que se lleva a cabo el presente estudio con la finalidad de corregir posibles problemas en este primer diseño.

Primero se evaluó el modelo de la primera versión para identificar en que zona se presentan los mayores esfuerzos y con esto plantear una o varias hipótesis. Y como resultado de esto dar alternativas de solución.

2. Métodos

Para el presente estudio, se generó un modelo virtual 3D de los elementos de la prótesis. En el análisis por MEF, para la PDI se consideró como un material no lineal, desarrollado a partir de datos experimentales [4]. Para la prótesis se consideraron las propiedades de la aleación de titanio y el PEEK o polímero (material del núcleo de la prótesis).

Modelo

Los cuerpos sólidos que componen la geometría fueron creados a partir de la consideración de las dimensiones de la zona donde será implantada que es el espacio entre las vértebras y se realizó una comparación entre las dimensiones finales de la prótesis y las dimensiones del disco inter-vertebral. Posteriormente se procedió a preparar la prótesis para su evaluación numérica, a dicha prótesis se preparó de manera que se simplificara su análisis. En la figura 5 se presenta la PDI con las dos placas superior e inferior de titanio además del núcleo (PEEK) fabricado con un polímero cuyas propiedades se presentan a continuación.

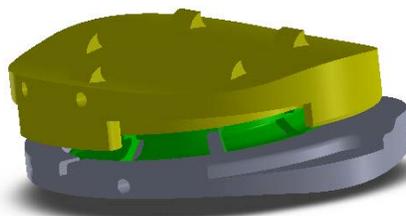


Figura 5 PDI de titanio y nucleó PEEK.

Materiales

Debemos tomar en cuenta que las propiedades de los materiales a considerar son especiales, por lo que en seguida se detalla la forma de introducirlos al software. En consecuencia, las propiedades para los diferentes tipos de hueso se muestran en la tabla 1, las cuales describen materiales ortotrópicos para los cuerpos vertebrales, y lineal isotrópico en los elementos posteriores.

Tabla 1 Propiedades de los materiales de la prótesis consideradas para el MEF [2].

Material	Tipo de elemento	Módulo de Young (MPa)	Razón de Poisson
Ti_6Al_4V	Solid185	105000	0.342
PEEK	Solid185	3600	0.39

Consecuentemente a las propiedades de la prótesis se establecen los parámetros de la solución: grandes desplazamientos y deformaciones, se utilizó un modelo multi-lineal. La cual especifica un modelo constitutivo de material multi-lineal isotrópico, es decir, se toma en cuenta la parte de la gráfica donde el comportamiento del material comienza a tener deformaciones plásticas. En la figura 6 se muestran los valores obtenidos de la prueba de laboratorio para las propiedades del núcleo de la prótesis.

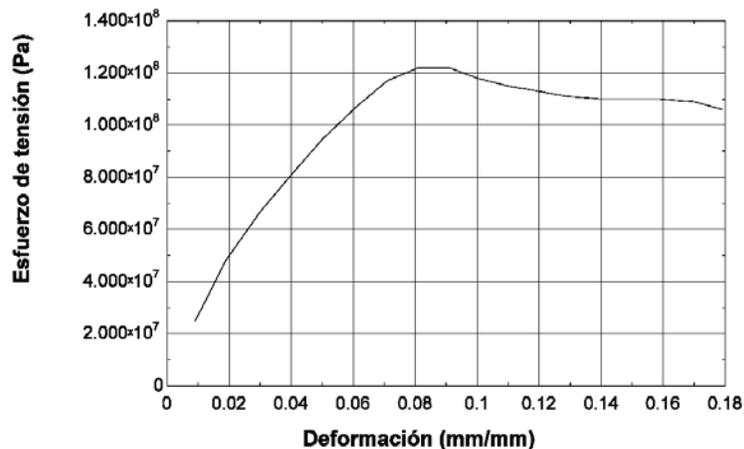


Figura 6 Curva esfuerzo-deformación para el PEEK [2].

En el análisis por MEF se utilizó un elemento hexaédrico de 8 nodos para el mallado de los cuerpos sólidos, este elemento tiene tres Grados de Libertad por nodo (traslaciones en las direcciones x, y, z); soporta plasticidad, hiperelasticidad, grandes deformaciones y tiene la capacidad de formulación mixta para la simulación de las deformaciones de los materiales elastoplásticos casi incompresibles. La simulación bajo un rango de carga y desplazamientos fisiológicos de acuerdo a la norma ISO 18192-1 2011 se realizó a través de una simulación por MEF y las condiciones aplicadas son las mostradas en la figura 7.

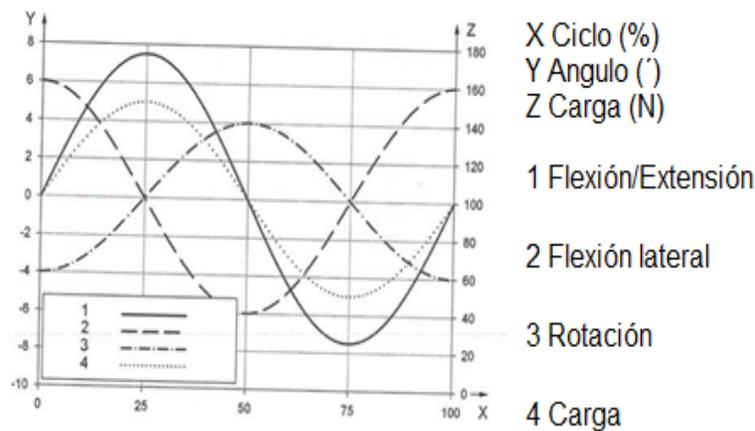


Figura 7 Condiciones de frontera y cargas.

Para la discretización del modelo se utilizó un proceso iterativo con un tamaño de elemento de 1mm en los platillos terminales y de 0.3 mm en el núcleo polimérico, resultando en 66059 elementos y 16093 nodos. Los elementos utilizados son el MESH200 de 4 nodos y el SOLID185 de 8 nodos el cual tiene 3 GDL (traslaciones nodales x,y,z) donde el primero no es un elemento de solución pero es de gran utilidad para mallar áreas de manera independiente y al momento de mallar el sólido se toma de referencia ese patrón de mallado, la figura 8 muestra claramente la densidad de malla para cada uno de los 3 componentes del modelo.

Los contactos utilizados en la PDI corresponden a una condición donde en la junta esférica no existe alguna separación entre las dos superficies al momento del movimiento, por lo que se utilizó un contacto de no separación (*No separation*) y se

excluyó cualquier penetración entre los elementos. Además, el contacto entre los apoyos de los elementos amortiguadores con el área circular del platillo terminal inferior fue definido como *no separación (No separation always)* para asegurar que las pequeñas áreas de contacto se permanezcan cerradas durante todo el análisis y un ajuste por default (*Default Icon*) para asegurar un contacto inicial entre estas superficies. Finalmente, el contacto entre el tope anterior y posterior del platillo terminal superior de la PDI con el platillo terminal inferior fue definido como estándar (*Estándar*), ya que no están en contacto, y la presión normal puede ser cero en cualquier punto del análisis, así también el contacto entre las pestañas de los elementos amortiguadores y la pared circular del platillo terminal inferior fue del mismo tipo estándar (*Estándar*). En la tabla 2 se muestra de forma general el área de aplicación de los contactos.

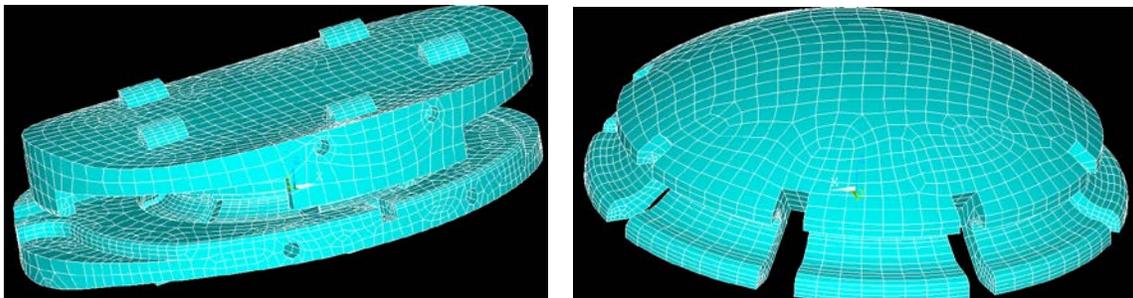
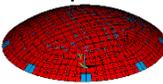
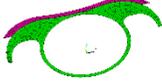
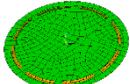
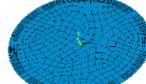


Figura 8 Discretización del modelo final de PDI.

Tabla 2 Áreas de contactos y condiciones de frontera para la prótesis.

<p>No separation</p>  <p>Plato superior y núcleo.</p>	<p>Standard</p>  <p>Plato superior e inferior parte posterior.</p>	<p>Standard</p>  <p>Plato superior e inferior parte frontal.</p>
<p>No separation (Always)</p>  <p>Amortiguadores del núcleo y placa inferior.</p>	<p>Standard</p>  <p>Sección lateral del núcleo y anillo de retención placa inferior</p>	<p>No separation (Always)</p>  <p>Cara interior amortiguadores del núcleo y placa inferior.</p>

La carga y movimiento para los diferentes análisis se aplicó utilizando un ciclo con 100 pasos de carga aplicados a un contacto por nodo piloto en la superficie del platillo terminal superior que distribuye la carga de manera uniforme sobre esta. El platillo terminal inferior de la PDI fue restringido en todos sus GDL simulando un anclaje fijo a la vértebra inferior, así pues, tanto la malla como condiciones de frontera aplicadas al modelo se muestran en la figura 9.

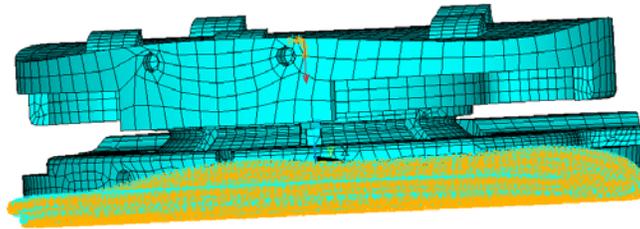


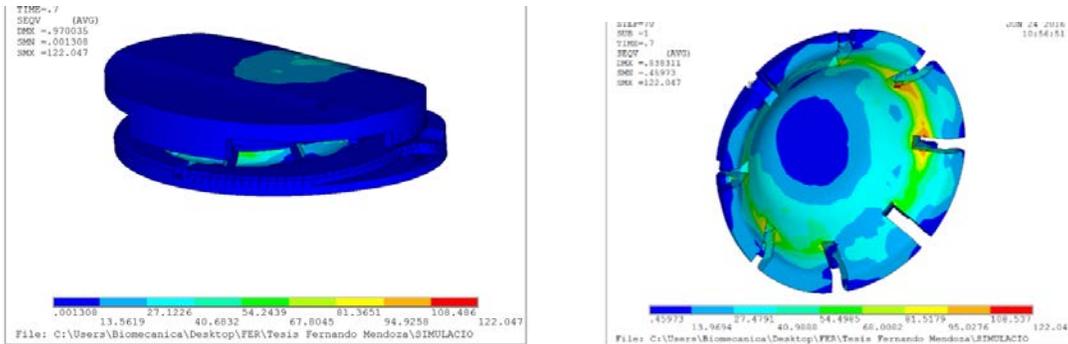
Figura 9 Condiciones de frontera aplicadas a modelo final de PDI.

3. Resultados

Los resultados obtenidos para la simulación en la que se identificaron problemas figura 10a, se muestran los valores obtenidos para la simulación de la prótesis tanto de esfuerzo como de desplazamiento, cabe señalar que este análisis fue realizado en diversas ocasiones considerando la carga axial combinada con las flexiones y rotación para mejorar la calidad de la malla, los contactos y resultados. Se puede notar que el esfuerzo máximo obtenido es 122 MPa. Cabe señalar que este valor de esfuerzos no representa problema alguno para los platos de la prótesis que corresponden a la aleación de titanio por lo que se puede notar que este valor está lejos del límite de fluencia (800MPa).

Se hace hincapié en mostrar los esfuerzos en la zona del centro o núcleo de la prótesis, en la figura 10b se aprecia que los esfuerzos que se presentan en la zona interna de las pestañas del núcleo de la prótesis que son las encargadas de amortiguar las cargas y los desplazamientos. Podemos notar que el valor máximo de nuestra simulación se está presentando en el núcleo (PEEK) y tiene un valor de 122.047 MPa y se alcanzan los valores máximos de esfuerzo señalados para este material. En la figura 11a se muestran los desplazamientos en la dirección Y, donde

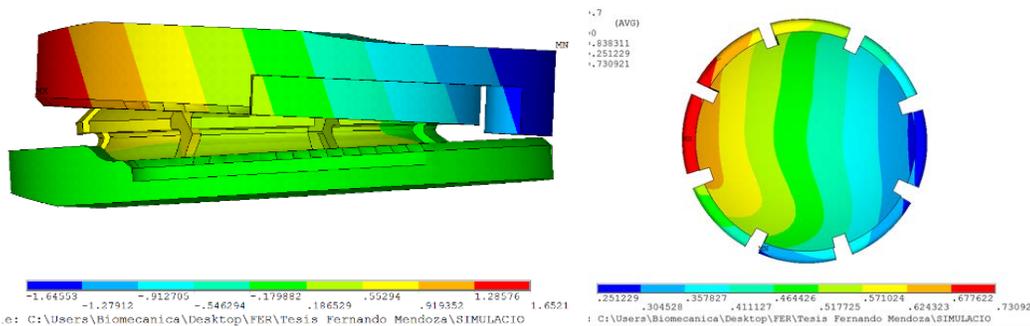
se puede notar que el desplazamiento máximo es de 1.652 mm. Solo se muestran los desplazamientos en esta dirección por ser los de mayor magnitud.



a) Esfuerzos para la prótesis.

b) Esfuerzo equivalente del PEEK.

Figura 10 Resultados de esfuerzos de Von Mises.



a) Dirección Y.

b) Dirección Z.

Figura 11 Desplazamientos en la dirección de Y y Z.

En la figura 12 se muestra el comportamiento de esfuerzos en la zona más crítica a lo largo de los 100 pasos de carga, flexiones y rotación. Y se muestra un comportamiento acorde al tipo de carga aplicado de forma senoidal. En figura 11b se muestran los desplazamientos en la dirección Z que coinciden con la dirección frontal de la prótesis y tiene un valor de 0.7309 mm. En esta dirección es en la que se presenta el mayor desplazamiento para la sección del núcleo de la prótesis. Posterior a notar los valores de esfuerzo que se alcanzan en el núcleo del de la prótesis se decidió definir un nuevo modelo o rediseñar el actual donde la segunda opción resulto la más viable y se propone un segundo diseño para el núcleo de la prótesis que se muestra en la figura 13 Se puede notar que se agregó una especie

de cinturón alrededor de la prótesis, esto se hizo por que se estaban obteniendo esfuerzos excesivos en la primera versión al abrirse demasiado. El proceso de solución que se siguió, así como las condiciones de frontera y contactos, es el mismo que en el diseño anterior así que para este segundo diseño solo se mostraran los resultados obtenidos.

En la figura 14 se muestran los valores de esfuerzo obtenidos para la simulación de la PDI del nuevo modelo. Se puede notar que el esfuerzo máximo obtenido es 216.136 MPa en el borde del plato superior.

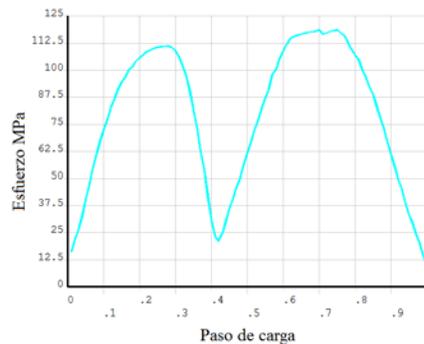


Figura 12 Esfuerzo máximo y su comportamiento de la simulación.

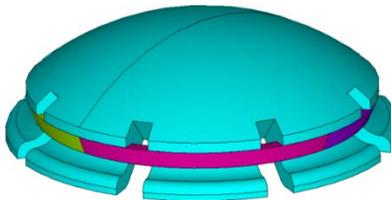


Figura 13 Rediseño del núcleo.

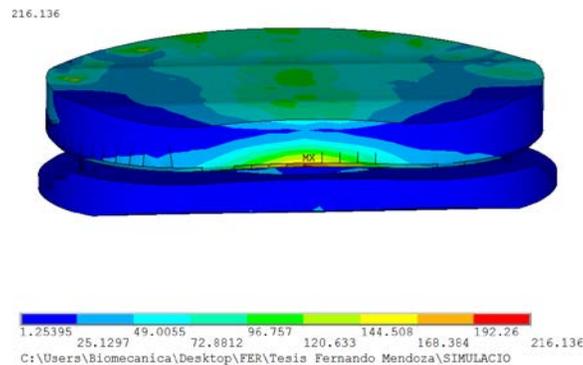


Figura 14 Resultado de esfuerzos de Von Mises para la prótesis.

En la figura 15 se muestra la gráfica del comportamiento de esfuerzos dentro de la prótesis en el nodo que presenta el mayor esfuerzo y cómo se comporta a lo largo de la simulación. Cabe señalar que este valor de esfuerzos se presenta en los platos de la prótesis que corresponden a la aleación de titanio por lo que se puede notar que este valor está lejos del límite de cedencia pues los valores de cedencia para esta zona están cerca de los 800 MPa. También se identifica un paso de carga donde se obtienen esfuerzos mayores así que se identificó la zona donde se presentan.

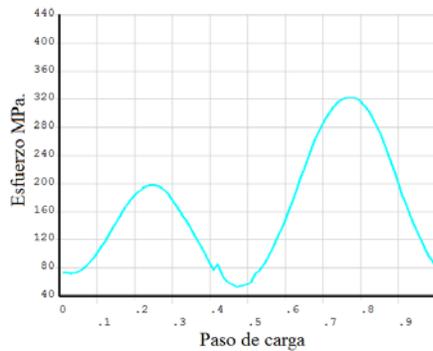


Figura 15 Resultado de esfuerzos de la simulación.

En la figura 16a se puede notar que también están por debajo de los esfuerzos de cedencia y además que no es en una zona delicada. Se identificó que el cambio en los desplazamientos de la prótesis completa es similar a los de la versión anterior así que sólo se presentan los desplazamientos correspondientes a la zona del núcleo para esta nueva versión. Los esfuerzos identificados para el núcleo de la prótesis de esta nueva versión se muestran en la figura 16b y tienen un valor de 93.8471 MPa.

En la figura 17 se muestra el comportamiento de esfuerzos en la zona más crítica a lo largo de los 100 pasos de carga, flexiones y rotación. Y se muestra un comportamiento acorde al tipo de carga aplicado de forma senoidal muy similar a la versión anterior, pero con valores inferiores. Los desplazamientos en la dirección del eje Y se identifican en la parte interior del núcleo de la prótesis. Es importante notar que en esta ocasión no se presentan en la zona de las extremidades del

PEEK. Se muestra además los desplazamientos resultantes la figura 18 se aprecia que el valor máximo se presenta en la parte superior.

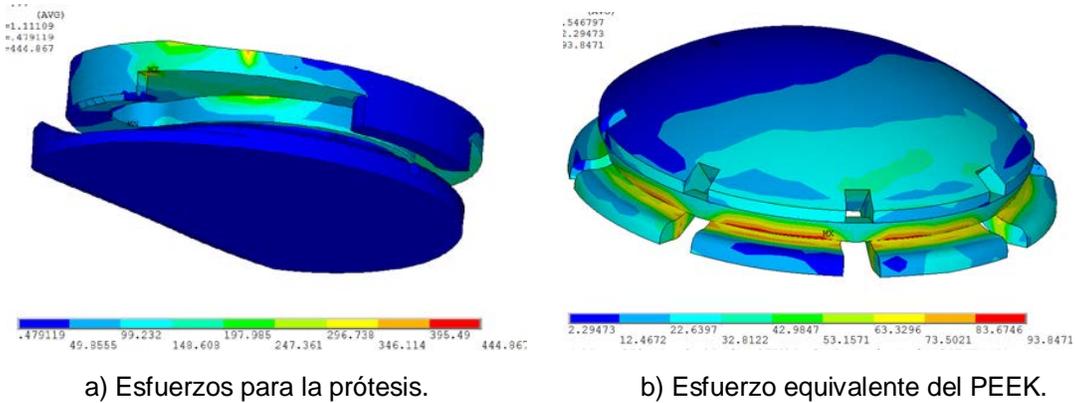


Figura 16 Resultados de esfuerzos máximos de Von Mises.

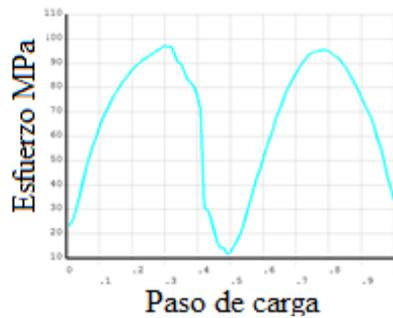


Figura 17 Esfuerzo máximo a lo largo de la simulación VER 0.2.

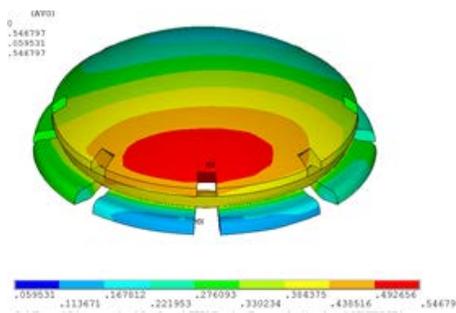


Figura 18 Desplazamientos en la dirección de Z VER 2.0.

4. Discusión

En cuanto a los platos terminales de la prótesis se puede notar que no se tiene ningún problema pues los esfuerzos alcanzados son del 50 % de los esfuerzos de

cedencia del material que está cerca de los 800 MPa. En la tabla 3 se hace una comparación de los esfuerzos obtenidos para la prótesis completa. Como se puede ver para la VER 0.1 los esfuerzos encontrados para la PDI son muy bajos e incluso se encuentran en la zona del PEEK así que los esfuerzos en la zona del titanio son mucho menores.

Tabla 3 comparación de esfuerzos obtenidos en la prótesis.

Modelo	Esfuerzos obtenidos (MPa)	
	Placas de la prótesis	Núcleo de la prótesis
Versión 1.0	122.047	122.047
Versión 2.0	444.86	93.84

En cuanto a la segunda versión se puede notar que se incrementaron bastante los esfuerzos y se sitúan en la zona de los platos terminales, lo cual tiene sentido ya que se rigidizo el núcleo, pero es importante resaltar que esto no representa problema alguno pues los esfuerzos continúan siendo inferiores a los de cedencia dejando incluso un factor de seguridad superior a 1.8 que se considera bueno pues se está dando en condiciones de carga críticas. Sin embargo, es importante analizar la zona más delicada de la prótesis así que en la tabla 3 se hace una comparación entre los esfuerzos obtenidos para el núcleo de la prótesis en ambas versiones.

De la tabla 3 se puede concluir que el núcleo de la prótesis de la primera versión no cumple el requerimiento pues alcanza los valores máximos de esfuerzo y sobrepasa los límites de cedencia que están alrededor de los 110 MPa. También podemos notar que el segundo modelo (Versión 2.0) si se cumple con este requerimiento pues los esfuerzos resultantes no alcanza los esfuerzos de cedencia. Así que se puede concluir que el segundo diseño es adecuado. Sólo faltaría realizar pruebas físicas para validar los resultados, esta parte queda pendiente para trabajos futuros.

Además, se realiza una comparación de desplazamientos y se aprecia (tabla 4) que no hay incrementos significativos e incluso que para algunas de las direcciones y la resultante disminuye en el valor del desplazamiento que mejoran nuestro resultados.

Tabla 4 Comparación de desplazamientos obtenidos en PEEK.

Modelo	UX	UY	UZ	VS
VER 1.0	0.100	0.021	0.730	0.838
VER 2.0	0.290	0.144	0.063	0.546

5. Bibliografía y Referencias

- [1] http://www.scoliosipadova.net/protesi_lombari.html
- [2] Gaspar Albiter Rodríguez "Análisis y desarrollo de prótesis vertebrales para la zona lumbar"
- [3] Roberto Pérez Soto, " Metodología para la validación de sistemas protésicos de columna "
- [4] Zhitao Xiao, Liya Wang, He Gong, Dong Zhu, and Xizheng Zhang. A non-linear finite element model of human L4-L5 lumbar spinal segment with three-dimensional solid element ligaments. THEORETICAL & APPLIED MECHANICS LETTERS 1, 064001 (2011).
- [5] J. L. Wang, M. Parnianpour, A. Shirazi-Adl, A.E. Engin, S. Li, A. Patwardhan. Development and validation of a viscoelastic finite element model of an L2/L3 motion segment. ELSEVIER: Theoretical and Applied Fracture Mechanics. 28 (1997) 81-93.
- [6] Guilhem Denozie` re, David N. Ku. Biomechanical comparison between fusion of two vertebrae and implantation of an artificial intervertebral disc. ELSEVIER: Journal of Biomechanics 39 (2006).
- [7] Implants for surgery-Wear of total intervertebral spinal disc prostheses: Loading and displacement for wear testing and corresponding environmental conditions for test; ISO 18192-1 2011.
- [8] Susan M. Renner, Raghu N. Natarajan, Avinash G. Patwardhan, Robert M. Haveyc, Leonard I. Voronov, Bev Y. Guo, Gunnar B.J. Andersson, Howard S. An. Novel model to analyze the effect of a large compressive follower pre-load on range of motions in a lumbar spine. ELSEVIER: Journal of Biomechanics. 40 (2007) 1326–1332.

- [9] Daniel M. Skrzypiec, Anke Klein, Nicholas E. Bishop, Felix Stahmer, Klaus Püschel, Helmut Seidel, Michael M. Morlock, Gerd Huber. Shear strength of the human lumbar spine. ELSEVIER: *Clinical Biomechanics* (2012), pages 6.
- [10] Augustus A. White III, Manohar M. Panjabi. *Clinical Biomechanics of the Spine*. Toronto Philadelphia: J. B. Lippincott Company, 1978.

EVALUACIÓN DE FACTORES QUE DETERMINAN EL CONFORMADO DE CABLE PLANO CON AISLANTE

Oscar Antonio Montero Sánchez

Instituto Tecnológico de Celaya
oscarmont92@hotmail.com

Horacio Orozco Mendoza

Instituto Tecnológico de Celaya
horacio.orozco@itcelaya.edu.mx

Resumen

El proceso de rolado de un cable plano metálico con recubrimiento de PVC, genera problemas específicos como el aumento en el espesor de su recubrimiento aislante así como el alabeo del material metálico con el que está fabricado. Para realizar dicho proceso pueden utilizarse varios métodos que ayudan a reducir los problemas ocasionados. Son los herramientas fijos de acero los más utilizados para llevar a cabo el conformado del cable, sin embargo, estos agudizan también los problemas mencionados anteriormente. En este artículo se evalúan los factores que afectan la estructura total del cable para, con base a este sustento experimental, demostrar la factibilidad de uso de los herramientas móviles. Los factores estudiados a lo largo de este artículo son: el espesor de los herramientas, la rugosidad de las placas y los herramientas, el espaciamiento entre las placas y la presión de trabajo. Con los resultados obtenidos es perceptible que algunos de los factores estudiados tienen poco o nada que ver con los efectos producidos por el proceso de rolado, y el estudio se dirige entonces únicamente sobre aquellos factores que pudieran eliminar por completo los problemas presentados.

Palabras clave: cable plano, herramientas, rolado, doblado.

Abstract

The rolling process of a metal flat cable with PVC, generates specific problems such as increase in the thickness of its insulating coating and warpage of the metal material with which it is manufactured. For this process several methods that help reduce problems caused can be used. They are fixed the steel tooling used to perform the wire shaping, however, these also exacerbate problems mentioned above. This article discusses the factors that affect the overall structure of cable, based on this experimental support, demonstrate the feasibility of using mobile tooling are evaluated. The factors studied throughout this article are: the thickness of the tooling, the roughness of the plates and tooling, the spacing between the plates and the pressure. With the results it is noticeable that some of the factors studied have little or nothing to do with the effects produced by the rolling process, and the study is then directed solely on those factors that could completely eliminate the problems presented.

Keywords: flat cable, tooling, rolled, folded.

1. Introducción

En un proceso de conformado de un cable plano recubierto con aislante para obtener una geometría definida, se pueden utilizar diferentes mecanismos que permitan rolar y doblar, a distintos ángulos y distancias, la estructura del cable. En las figuras 1 y 2 se muestran los procesos de rolado y doblado de un cable plano.



Figura 1 Proceso de rolado del cable y vista frontal de los herramientas y el cable.

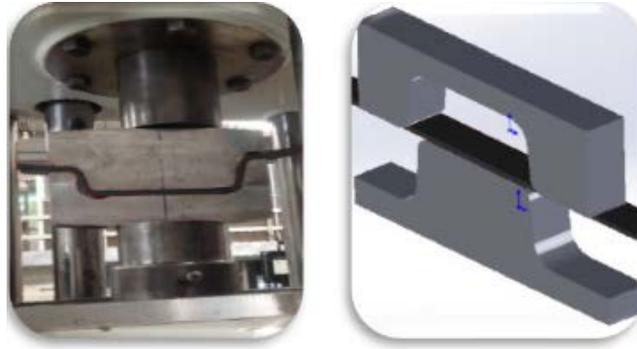


Figura 2 Proceso de doblado del cable y vista frontal de los herramientas y el cable.

Los herramientas fijos poseen una serie de ventajas sobre los móviles, entre las cuales se encuentran: menores componentes del mecanismo, facilidad de fabricación de los mismos así como menores costos de fabricación. Sin embargo, el problema principal de estos herramientas es el excesivo aumento del espesor del recubrimiento y el alabeo del aluminio.

Los herramientas fijos para rolado consisten básicamente en dos ensambles de acero (corazón de la matriz y punzón) que son accionados por pistones que aprisionan y dan al cable la forma requerida. En este proceso, debido a diferentes factores, el aluminio sufre pequeñas deformaciones que se traducen en un “levantamiento” del recubrimiento de aislante que podría terminar rompiendo por completo al cable y afectando la configuración total del arnés.

En este artículo se evalúan algunos factores que intervienen en el proceso de rolado (espaciamiento entre las placas, presión de trabajo, rugosidad de los herramientas y placas, etc.) en base a los resultados de distintas pruebas. El estudio permite también evaluar el desempeño de los herramientas fijos y de evaluar la alternativa de emplear herramientas móviles. Los factores estudiados se enumeran a continuación:

- Efecto de los espesores de los herramientas.
- Efecto de la variación del espaciamiento y presión de trabajo.
- Efecto de la rugosidad R_a de los herramientas y placas de acero.

El proceso de doblado en general no genera daños en el material, debido a que por su forma y naturaleza no es un proceso agresivo, por lo cual no se incluyó en este

estudio. El estudio presentado se refiere básicamente al proceso de rolado realizado con herramientas fijas, empleando para ello punzones y corazones de la matriz fabricados con tres diferentes materiales: acero, nylamid y delrin.

2. Métodos

El proceso inicia con la fabricación de punzones y corazones de la matriz con tres diferentes materiales y de geometrías iguales: acero, nylamid y delrin.

Espesores de los herramientas

Para el herramental de rolado se midieron los espesores del punzón y del corazón de la matriz para los tres materiales. Las mediciones de este parámetro se realizaron a lo largo de la parte de contacto de los herramientas con el cable (6 puntos para el punzón y la matriz, figura 3) con ayuda de un vernier.



Figura 3 Punzón y Matriz de acero medidos.

Espaciamiento entre las placas de la matriz y fuerza de formado

Las placas laterales de la matriz no están rígidamente fijas al corazón de la misma. Es necesario dejar cierto juego en este ensamble para permitir la extracción del cable formado. Por otro lado, este juego no puede ser demasiado, dado que facilitaría el alabeo del cable. Este juego se controló mediante el torque de los tornillos de sujeción de placas (6 en total). En todos los experimentos la fuerza de formado se empleó mediante una prensa hidráulica, por lo tanto, la fuerza aplicada tiene una relación directa con la presión de trabajo de la prensa hidráulica, la cual fue monitoreada a través de su manómetro integrado. Las presiones fueron de los 50 a 250 $\frac{kg}{cm^2}$ con incrementos de 50 $\frac{kg}{cm^2}$.

Rugosidad R_a de los herramientales y placas de acero

Mediante un rugosímetro digital se midió la rugosidad del punzón y el corazón de la matriz en los puntos críticos de contacto con el cable. La matriz y el punzón se colocaron entre dos placas metálicas sujetas con una prensa, manteniendo en posición vertical cada herramienta con la parte de contacto con el cable hacia arriba. Para los diferentes materiales de los herramientales se tomaron 18 medidas en diferentes puntos para el punzón y 21 para la matriz de rugosidad R_a , siendo estos puntos aquellos donde existía un cambio de forma del herramienta (de línea curva a línea recta) como lo muestra la figura 4.



Figura 4 Puntos de medición de rugosidad en el herramientales de acero: Punzón y Matriz.

Los puntos críticos fueron suavizados (pulidos) para observar el efecto del cambio de la rugosidad en la integridad y calidad del producto.

También se llevaron a cabo mediciones de rugosidad en las caras internas de las placas de la matriz (que sujetan a los herramientales) antes y después de pulir. En total, seis mediciones de rugosidad en cada placa fueron realizadas (figura 5).



Figura 5 Puntos de medición de la rugosidad de las placas de acero del herramientales.

Pruebas con herramientales de acero

En este apartado se describen con más detalle las pruebas con herramientales de acero. Las pruebas realizadas con los herramientales de nylamid y delrin en

general no se describen con detalle, porque los resultados de formado fueron de menor calidad debido a la poca rigidez de estos materiales.

Con los herramentales de acero se empleó una presión y un par aplicado a los tornillos de $100 \frac{kg}{cm^2}$ y $30 lb \cdot ft$, respectivamente. Las muestras utilizadas durante las pruebas fueron cinco, de aproximadamente cada una $54 cm$. Se emplearon estos valores ya que dieron un mejor resultado en el formado. Para estas pruebas se emplearon la presión y el par aplicado a los tornillos encontrados en la Prueba 2: $100 \frac{kg}{cm^2}$ y $30 lb \cdot ft$ respectivamente. Las muestras utilizadas durante las pruebas fueron cinco, de aproximadamente $54 cm$. cada una, obtenidas de un segmento de cable plano de $271 cm$.

Se midió el espesor de cada una de las muestras del cable en tres puntos distintos (dos al extremo y uno al centro) para determinar así el promedio espesor del cable. La medición del espaciamiento entre las dos placas de acero se obtuvo posterior a la colocación del cable dentro del herramental y una vez aplicado el torque de $30 lb \cdot ft$ en los seis tornillos.

El herramental con la muestra de cable dentro se colocó en la parte inferior de la prensa hidráulica y en la parte superior de la misma el punzón. Cada una de las pruebas fue detenida hasta observar la presión de $100 \frac{kg}{cm^2}$ (figura 6).



Figura 6 Prueba con la prensa mecánica, empleando los herramentales de nylamid.

Una vez concluidas las pruebas se promediaron seis mediciones de la variación del espesor en todas las muestras del cable. Los puntos de medición corresponden a

los puntos de cambio de dirección del cable. Cada variación obtenida corresponde al espesor del cable, como se muestra en la figura 7.



Figura 7 Puntos para la medición de la variación de espesor en las muestras de cable.

Medición de los alabeos del cable con herramentales de acero

Esta actividad está relacionada con la anterior, ya que después de rolar el cable con ayuda de la prensa hidráulica se procedió a medir el alabeo de cada uno de los cables utilizados. Las mediciones del alabeo se obtuvieron restando cada una de las deformaciones del espesor promedio. Cada alabeo obtenido corresponde al espesor del cable en los cambios de dirección (de una sección curva a una recta).

3. Resultados

Efecto de los espesores de los herramentales

Como puede apreciarse en figura 8, el espesor del corazón de la matriz fue mayor en todos los casos que el espesor del punzón, lo cual es necesario para que al introducir el punzón dentro de la matriz, se reduzca el desgaste al reducir la fricción entre la matriz y el punzón. Los herramentales de acero presentaron, en promedio, el menor espesor. La diferencia mayor fue entre los herramentales de acero y nylamid, siendo esta de 0.8 mm . Se consideró que esta diferencia no es relevante en el desempeño de los herramentales.

Espaciamiento entre las placas de la matriz y fuerza de formado

En la figura 9 (izquierda) se muestra el resultado del rolado bajo la acción de una presión de trabajo máxima. Desde 50 a $250 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$ con incrementos de $50 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$. En base a una inspección visual puede apreciarse que empleando una presión de

$100 \frac{kg}{cm^2}$ se obtienen los mejores resultados. En la figura 9 (derecha) se muestra el resultado para un torque máximo de apriete, empleando la presión de $100 \frac{kg}{cm^2}$ definida anteriormente. El uso de un torque de $30 lb \cdot ft$ obtiene los mejores resultados.

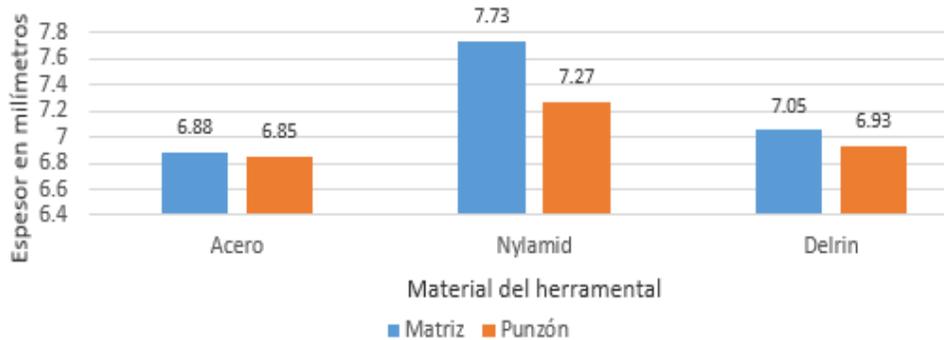


Figura 8 Espesores de los herramentales.



a) Maltratado a 250 kg/cm^2 .

b) Rotura con $30 \text{ lb} \cdot \text{ft}$.

Figura 9 Recubrimiento maltratado y con rotura.

Rugosidad R_a , de los herramentales y placas de acero

En la figura 10 se muestran los valores de la rugosidad del corazón de la matriz y del punzón, antes y después de pulirlos, para los tres materiales. Como se puede observar, si se disminuyó la rugosidad en el herramental de acero pero la rugosidad de los herramentales de nylamid y delrin aumentó, esto es debido a la dificultad para pulir estos materiales (en algunos casos se desprendían pequeñas tiras del material). En el nylamid y delrin se disminuyeron los cambios abruptos en los perfiles del punzón y del corazón de la matriz.

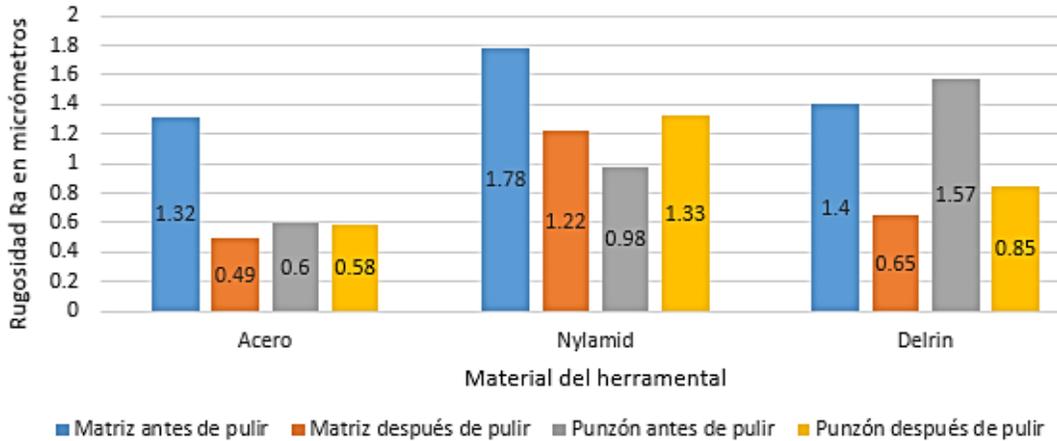


Figura 10 Comparación de las rugosidades promedio de los herramentales.

Una de las desventajas principales del delrin consiste en su deformación presente antes y después de las pruebas. Dicha deformación resulta en un “pandeo” excesivo de la matriz y punzón, la cual puede solucionarse momentáneamente al aplicar el torque de $30 \text{ lb} \cdot \text{ft}$. Aunado a lo anterior debe considerarse también la dificultad de maquinar placas de nylamid y delrin con espesor uniforme.

En la gráfica de la figura 11 se observan los valores de la rugosidad de las placas antes y después de pulir.

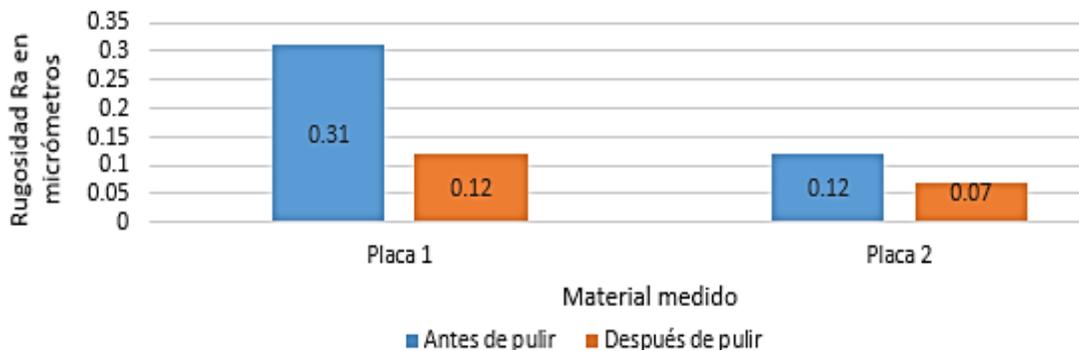


Figura 11 Comparación de las rugosidades promedio de las placas.

Pruebas con herramentales de acero

Los herramentales de acero fueron los únicos que lograron reducir el alabeo en el cable, siendo de 0.49 mm la disminución máxima de este parámetro, en la Muestra 1. Las muestras de cable con marcas menos notorias sobre la superficie

fueron los realizados con estos herramientas. Durante las pruebas utilizando los herramientas de acero, al igual que con el delrin, se presentó el inconveniente de que resultaba imposible retirar el punzón de manera sencilla, por lo cual era necesario desatornillar las placas para poder retirarlo y eso provocaba una pérdida de tiempo importante para el proceso.

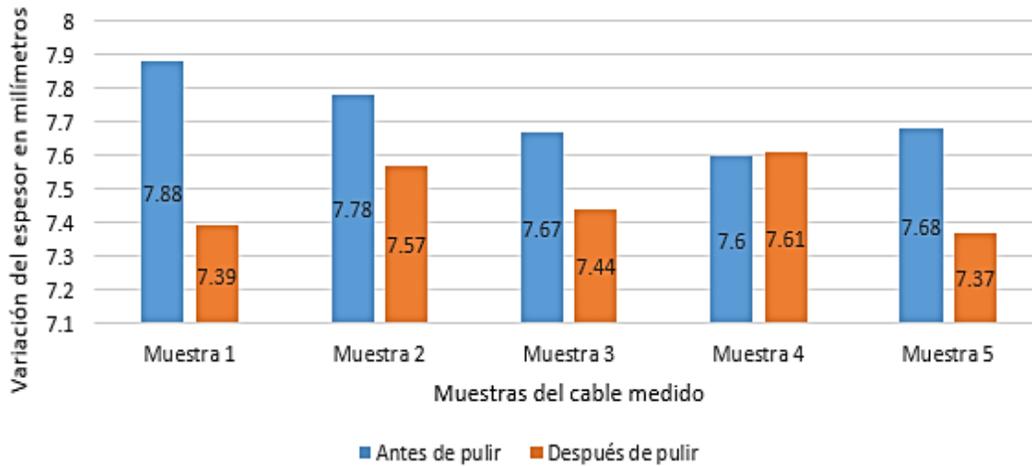


Figura 12 Variación promedio del espesor antes y después de pulir (acero).

Medición de los alabeos del cable con herramientas

La figura 13 contiene la comparación del alabeo promedio de cable rolado con los tres tipos de herramientas. El alabeo promedio aumentó en las muestras de nylamid y delrin después de haber pulido los herramientas. En el caso del nylamid fue de 0.12 mm y en el delrin 0.41 mm . Por su parte, el alabeo disminuyó por 0.14 mm en las pruebas con herramientas de acero.

4. Discusión

De los resultados es posible concluir que el aumento en el espesor del punzón y del corazón de la matriz genera un aumento en el espesor y el alabeo del espesor del cable.

El aumento en el espesor del cable se debe a la deformación del recubrimiento aislante. Es posible reconocer que un espesor mayor en los herramientas, tanto de la matriz como del punzón, genera mayores variaciones de espesor y un alabeo

significativo. Si el espesor del herramental aumenta, la relación existente entre ese espesor y el del cable se pierde y el cable tiende a “deformarse” con mayor facilidad. De ahí el por qué los herramentales de acero, que presentan la menor relación de espesores, son efectivos en el momento de disminuir los problemas mencionados.

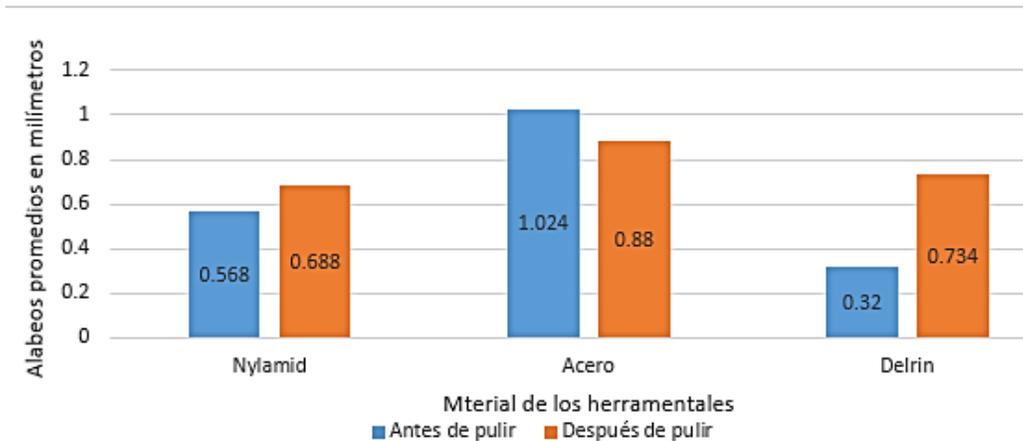


Figura 13 Comparación de alabeos promedios.

Es importante también mantener una relación adecuada de espesores entre la matriz y el punzón, que el primero sea más grande que el segundo, para facilitar la entrada y salida de este último. Adicionalmente es importante considerar la rigidez de los materiales por lo cual los herramentales de acero son los más apropiados. Si el espaciamiento es menor a 0.16 m se genera una disminución en el alabeo del cable. Luego entonces, tanto el espaciamiento entre las placas como la presión utilizada si son factores que deben considerarse para estudiar el alabeo del cable. Los herramentales de acero presentan mayor ventaja en su uso debido a la facilidad con la cual se pueden pulir y a que no presentan desprendimiento de material. El factor rugosidad no se vuelve importante en el proceso de rolado, pero sí el “suavizar” cada una de los cambios abruptos de geometría del herramental. La rugosidad de las caras internas de las placas es un factor importante, ya que disminuyendo su valor hace posible que el cable sea retirado de una manera fácil y rápida lo que elimina completamente la deformación causada cuando el proceso termina y se retira el cable del herramental.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Chura Uruchi, Víctor. *Conformado de una pieza de aluminio: moldeo en arena verde, fundición y colada*. Revista Tecnológica, 1-7. 2014.
- [2] Hinojosa Rivera, Moisés & Reyes Melo, Martín Edgar. *La rugosidad de las superficies: Topometría*. Ingenierías Volumen IV No. 11, 27-33. 2010.
- [3] Kallewaard E., Valentina & González R., Hernán Antonio. *Estudio de las variables que afectan la rugosidad superficial en el torneado de piezas esbeltas bajo*. Scientia Et Technica, 256-261. Diciembre 2008.
- [4] Rodríguez Grasso, Juan Manuel, Torres Valhuerdi, Antonio & González Alonso, Alonso. *Rugosidad superficial*. Proyectos de la Facultad de Química-Mecánica, 12-15. 2008.

ANÁLISIS DE LOS ESFUERZOS GENERADOS EN UN CD SOMETIDO A ALTAS REVOLUCIONES

Kevin Alejandro Niño Vázquez

Universidad Politécnica de Juventino Rosas

kvazquez_ptc@upjr.edu.mx

Gaspar Albiter Rodríguez

Universidad Politécnica de Juventino Rosas

galbiterr_ptc@upjr.edu.mx

Héctor Huerta Gámez

Universidad Politécnica de Juventino Rosas

hhuerta_ptc@upjr.edu.mx

Resumen

Un CD (por sus siglas en inglés, Compact Disc) se define como una placa circular con 120 mm de diámetro y 1 mm de espesor; fabricada con un material denominado policarbonato. Almacenan bits de información por medio de ranuras microscópicas en su superficie, realizadas por un rayo láser. En el presente trabajo se desarrolló un análisis de un CD por medio de Método de Elemento Finito (MEF), utilizando un modelo constitutivo lineal elástico y curva bilineal del material con condiciones críticas de velocidad angular, cuyo objetivo es analizar su comportamiento estructural para condiciones de velocidad puntuales. Los resultados del estudio muestran que el esfuerzo tangencial es mayor en un 60% al esfuerzo radial.

Palabra(s) Clave(s): esfuerzo radial, esfuerzo tangencial, velocidad angular, MEF.

Abstract

A CD (Compact Disc) is a circular plate with 120 mm diameter and 1 mm thick; this is made with a material called polycarbonate. The CD stored bits of information by means of microscopic grooves on its surface, made by a laser beam.

In this paper was developed an analysis on CD was by FEM (Finite Element Method), a constitutive model was used linear elastic and a bilinear curve of the material with critical conditions of angular velocity, the goal is analyzing its behavior structural for conditions of punctual speed. The results of the study show that the tangential stress is increased by 60% to the radial stress.

Keywords: *angular velocity, FEM, radial stress, tangential stress.*

1. Introducción

La tecnología ha ido avanzando de manera acelerada, puntualmente en el desarrollo y diseño de materiales para los diferentes procesos productivos. En el desarrollo de CD's el avance de la tecnología no es la excepción, cada vez se tienen sistemas más rápidos que procesan la información en milésimas de segundos. En este sentido, la velocidad de lectura en los discos compactos será aún mayor si se continúa avanzando a este ritmo, por lo que, el uso periódico de los discos compactos sometidos a estas velocidades puede afectar su capacidad estructural y esto a su vez provocar que se rompan en miles de fragmentos, teóricamente un CD puede soportar hasta 35 000 rpm [1], lo equivalente a 584 revoluciones por segundo. Debido a lo anterior, es necesario hacer un análisis de esfuerzos el cual permita conocer la velocidad angular que el CD puede soportar, con la intención de no ocasionar accidentes en los equipos de cómputo y en el propio CD.

2. Métodos

Un CD está fabricado principalmente de policarbonato (material plástico), en el cual se han realizado diminutas salientes llamadas PITS, siguiendo un espiral continuo que parte desde el centro y continua hacia el borde del CD, llamada TRACK (pista). Sobre estas se aplican lacas y plásticos protectores, evitando así que estas hendiduras se llenen o se creen nuevas. Dichas hendiduras, no son otra cosa que la información digital, cubierta por una capa reflectante para que pueda ser leída por el láser en los equipos reproductores; un CD (figura 1) tiene un diámetro de 120 mm, 1.2 mm y posee un orificio circular de 15 mm de diámetro que permite centrarlo correctamente en el reproductor [1] [2].

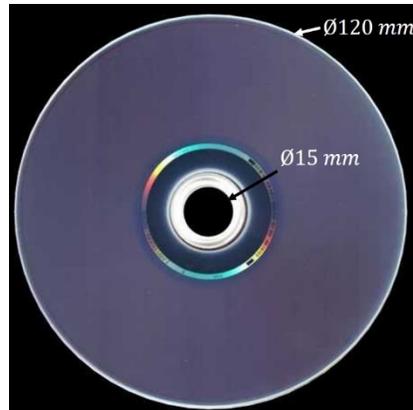


Figura 1 Especificaciones dimensionales de un Disco Compacto.

A pesar de que puede haber variaciones en la composición de los materiales empleados en la fabricación de los discos, todos siguen un mismo patrón: los discos compactos se hacen de un disco grueso, de 1.2 milímetros, de policarbonato, al que se le añade una capa de aluminio cuya velocidad de exploración es de 1.2 a 1.4 m/s, que se encuentran en un rango de 500 rpm y 200 rpm, en modo de lectura CLV (por sus siglas en inglés Constant Linear Velocity, 'Velocidad Lineal Constante').

Propiedades del material “Policarbonato de grado óptico”

En el análisis de las velocidades se tomaron en cuenta las propiedades del Policarbonato de grado óptico, material del cual están compuestos los CD's. La tabla 1 y 2 muestran los valores para las propiedades físicas y térmicas del policarbonato [3] [4].

Tabla 1 Propiedades físicas del policarbonato de grado óptico.

Propiedad del material	Magnitud
Módulo elástico	1.67 GPa
Resistencia a la fluencia	2.17 MPa
Módulo tangente	556 MPa
Resistencia última	35 MPa
Módulo de Poisson	0.37
Densidad	1289 kg/m ³

Tabla 2 Propiedades térmicas del policarbonato de grado óptico.

Propiedad	Magnitud
Conductividad térmica	0.23 (W/m.K)
Calor específico	1.17 (kJ/kg.K)
Temperatura de transición vítrea	150 (°C)
Temperatura de fusión	260 (°C)

Análisis bajo teorías de diseño y MEF

Se ejecutan dos tipos de análisis, ambos tienen la finalidad de calcular las velocidades máximas que pueden soportar los CD's antes de llegar a su ruptura. En un primer acercamiento se hace el cálculo teórico teniendo valores de esfuerzo tangencial y radial donde los valores calculados son válidos para la zona elástica del material, posteriormente se realiza un modelo en un software tipo CAD (por sus siglas en inglés, Computer Aided Design) y un análisis del mismo en un software CAE (por sus siglas en inglés, Computer Aided Engineering), el desarrollo del problema abarca resultados tanto para la zona elástica como la zona plástica del material.

Análisis teórico

La teoría empleada considera que el radio exterior del disco es mucho mayor al espesor, lo cual hace que se tenga para el esfuerzo radial (σ_r) ecuación 1 y para el esfuerzo tangencial (σ_θ) ecuación 2.

$$\sigma_r = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(b^2 + a^2 - \frac{a^2 b^2}{r^2} - r^2 \right) \quad (1)$$

$$\sigma_\theta = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 \left(b^2 + a^2 + \frac{a^2 b^2}{r^2} - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} r^2 \right) \quad (2)$$

Donde ρ es la densidad, ν es la razón de Poisson, ω la velocidad angular, b el radio exterior del disco, a radio interior del disco. Estas ecuaciones son válidas para un disco con hueco en el centro y en la zona elástica del material.

Esta teoría establece que los esfuerzos máximos se presentan en el centro del disco, al aplicar las condiciones de frontera correspondientes, se obtienen las ecuaciones 3 y 4.

$$(\sigma_r)_{\text{Max}} = \frac{3 + \nu}{8} \rho \omega^2 (b - a)^2 \quad (3)$$

$$(\sigma_\theta)_{\text{Max}} = \frac{3 + \nu}{4} \rho \omega^2 \left(b^2 + \frac{1 - \nu}{3 + \nu} a^2 \right) \quad (4)$$

Se hace uso de los datos del policarbonato de grado óptico especificados anteriormente, estos se utilizan para el cálculo de la velocidad angular, el valor de la resistencia a la fluencia se establece como el valor del esfuerzo máximo tanto para el esfuerzo radial como tangencial, se tiene entonces mediante ecuación 3:

$$2.17 \times 10^6 = \frac{3 + 0.37}{8} (1289) \omega^2 (60 \times 10^{-3} - 7.5 \times 10^{-3})^2$$

$$\omega = 1204.13 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Y mediante ecuación 4:

$$2.17 \times 10^6 = \frac{3 + 0.37}{4} (1289) \omega^2 [(60 \times 10^{-3})^2 + \frac{1 - 0.37}{3 + 0.37} (7.5 \times 10^{-3})^2]$$

$$\omega = 743.93 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Con el valor de $\omega = 743.93 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ obtenidos a partir de la ecuación del esfuerzo tangencial se determina que esta es la velocidad angular mínima con la que se alcanza el esfuerzo de fluencia en un CD, lo equivalente a 120 rps (revoluciones por segundo) [5] [6].

Análisis CAE

El cálculo de la velocidad angular de $744 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ completará los datos para realizar una simulación mediante un software de tipo CAE, estos datos se establecieron en la tabla 1. Para comenzar el análisis se crea un disco con las especificaciones anteriores y se procede a realizar un mallado.

Consideraciones para el mallado

Para el mallado del sistema se ha utilizado el elemento *SOLID185*, que es un elemento tetraédrico sólido con 8 nodos, figura 2.

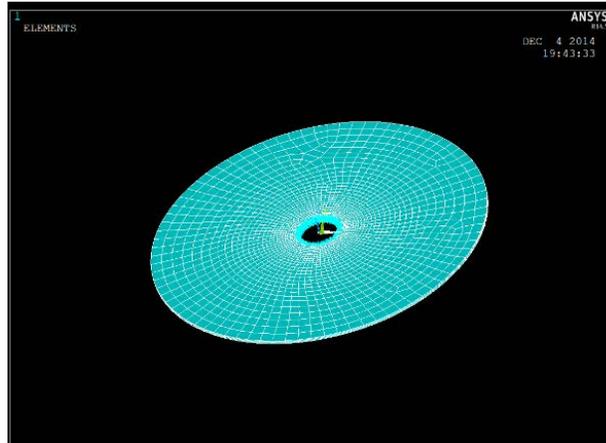


Figura 2 Disco compacto mallado con 7396 elementos.

Mallado óptimo

Para el cálculo del esfuerzo tangencial a las revoluciones dadas se hace un análisis de mallado con la finalidad de optimizar el equipo de cómputo y al mismo tiempo ahorrar tiempo en el análisis, sería un trabajo extenuante queriendo mallar con muchos elementos siendo que puede obtenerse similitud de resultados con una cantidad considerablemente menor.

La malla con 7396 elementos es adecuada puesto que al usar el mallado inteligente y posteriormente refinarla con mayor número de elementos los resultados no tiene una variación mayor al 0.2 % para σ_r y 0.4% para σ_θ , ver tabla 3.

Tabla 3 Número de elementos de malla y esfuerzos producidos.

Número de elementos.	σ_r (kPa)	σ_t (MPa)
7396	827.56	2.14
12215	827.56	2.14
14152	827.6	2.14
10819 (Smart size)	829.00	2.13

Contactos utilizados y propiedades del material

Una parte importante del análisis no lineal es la consideración de los contactos que se utilizaron para aplicar condiciones de frontera, los cuales se definieron como un contacto *TARGET170* y un *CONTACT175*, donde el primero es un nodo piloto y el segundo la superficie del CD respectivamente.

Así mismo, de acuerdo con los datos de la tabla 1, se asignaron las constantes elásticas del material y un modelo constitutivo de curva bilineal, ya que curvas esfuerzo deformación reales son difíciles de emplearse en soluciones matemáticas de problemas complejos. En pruebas de esfuerzo uniaxial, la transición entre la respuesta lineal elástica y la no lineal puede ser abrupta como se muestra en la gráfica de la figura 3, donde el nivel de esfuerzo en este punto se llama esfuerzo de fluencia.

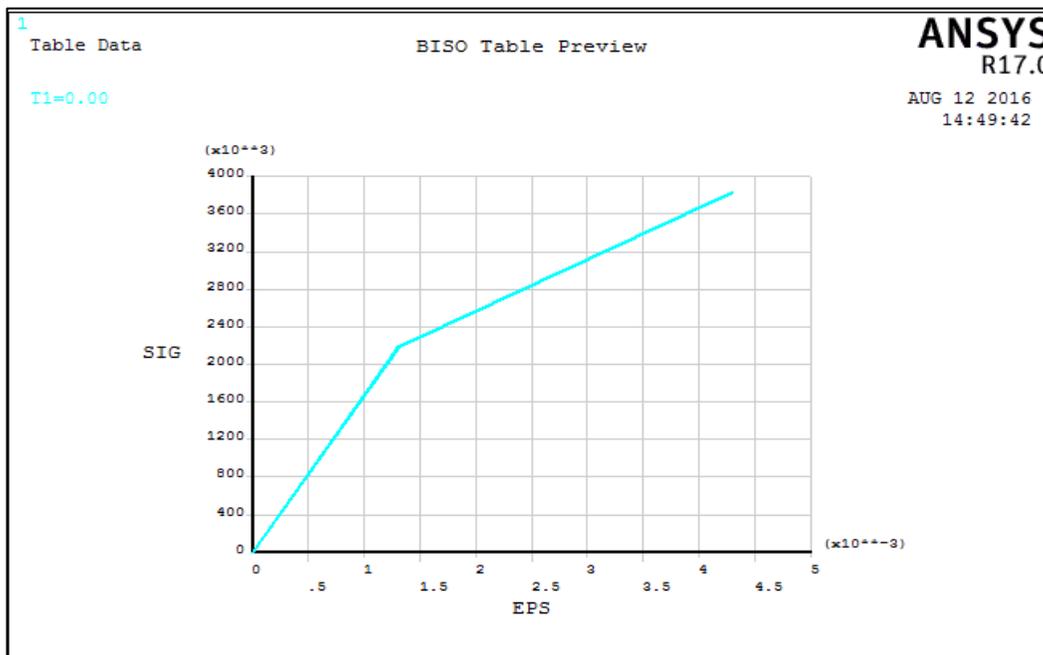


Figura 3 Curva bilineal para el policarbonato de grado óptico.

Condiciones de frontera

Las restricciones aplicadas al análisis de los elementos fueron las siguientes:

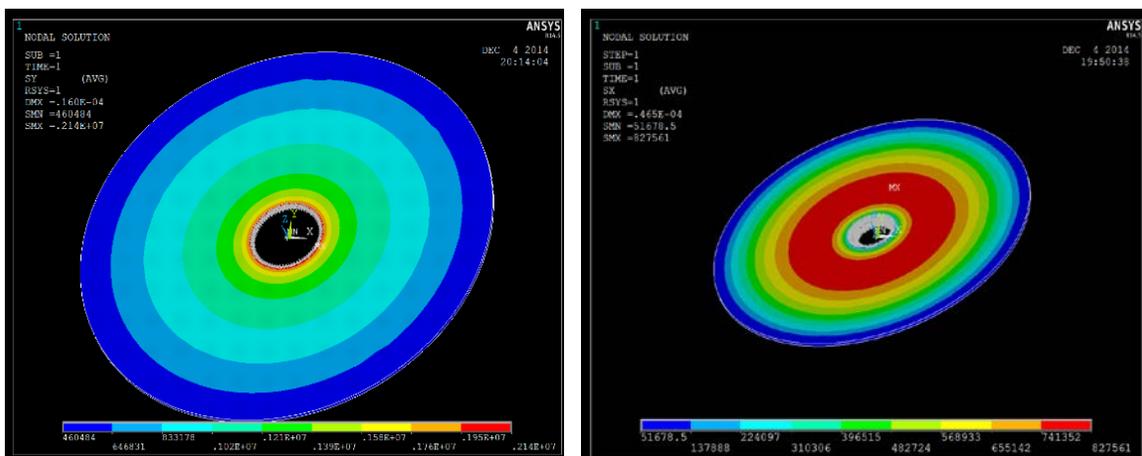
- Se colocó un nodo piloto siendo este el 329, ubicado en el centro del disco, aplicando una velocidad angular de 744 rad/s.

- se restringen los desplazamientos en las tres direcciones (u_x, u_y, u_z) y los rotacionales en dirección x, y, pudiendo sólo existir la rotación en el eje z.
- Una vez asignados los valores en el software se ejecutó la simulación y se obtuvieron los resultados que se muestran en el siguiente apartado. [6] [7]

3. Resultados

Para los esfuerzos máximos radial y tangencial se obtuvo un esfuerzo tangencial de 2.14 MPa y un esfuerzo radial de 0.827 MPa. La figura 4, muestra el análisis obtenido para el esfuerzo tangencial y radial.

Las imágenes muestran claramente como el esfuerzo radial y tangencial aumentan casi de forma lineal con el aumento del radio en el CD, es decir, a medida que el radio aumenta se disipa la magnitud de los esfuerzos.



a) Tangenciales.

b) Radiales.

Figura 4 Resultados de los esfuerzos.

Aunque el esfuerzo radial es 38.6% menor que el esfuerzo tangencial una mayor área del CD en su parte media está sometida a este tipo de esfuerzo, tal como se afirma en [8]. Finalmente se podría esperar que el fallo del CD comience del centro hacia afuera propagándose radialmente a partir del área marcada en rojo.

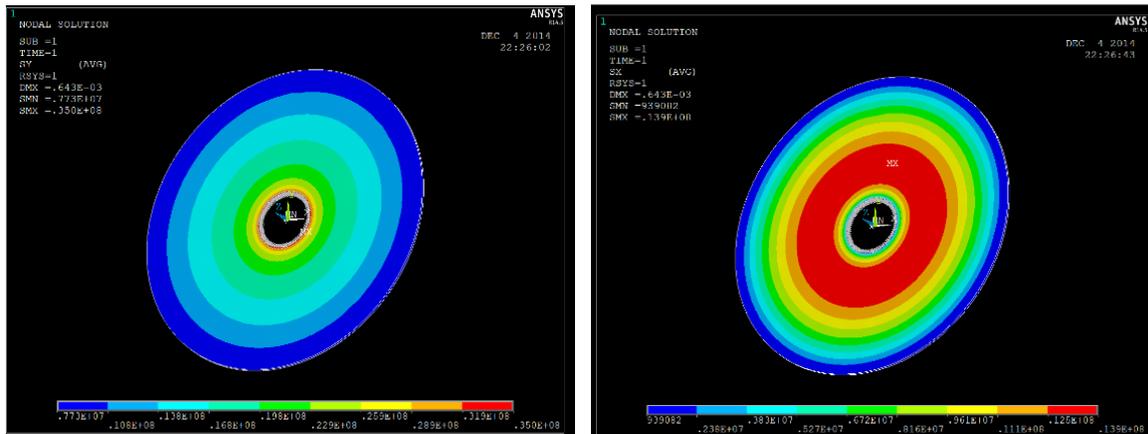
Análisis de revoluciones hasta alcanzar S_u .

El valor de S_u es de 35 MPa, el siguiente análisis a realizar es mediante iteración de valores de la velocidad angular ω hasta alcanzar el valor del esfuerzo último. La tabla 4 muestra los respectivos valores de velocidad angular, esfuerzo tangencial y radial que provoca.

Tabla 4 Esfuerzos radiales y tangenciales vs velocidad angular.

$\omega \left(\frac{rad}{s}\right)$	σ_r (MPa)	σ_t (MPa)
1000	0.144	2.92
15000	345	880
4000	24	61.2
2000	5.8	14.1
3000	13.5	33.8
3100	14.4	36.2
3050	13.9	35.0

Los valores antes presentados se obtienen de iterar 7 veces el valor de velocidad angular, donde se puede observar que el esfuerzo tangencial es quien sufre las consecuencias de tales variaciones en ω . Las imágenes respectivas a este análisis se pueden observar en la figura 5.



a) Tangenciales.

b) Radiales.

Figura 5 Resultado de los esfuerzos tangenciales para 3050 rad/s.

4. Discusión

El análisis a través del uso de herramientas computacionales (CAD-CAE) permite obtener el modelo sólido en 3D del CD así como su comportamiento estructural.

El estudio MEF realizado al CD demostró que se alcanza el esfuerzo último en el CD sometido a una velocidad angular de 3050 rad/s lo equivalente a 29125 rpm, comparando este resultado con 35000 rpm que es la cantidad de revoluciones máximas que puede soportar un CD se tiene un 85% de coincidencia en los resultados obtenidos. Para la zona elástica del material antes de 2.17 MPa en la zona de fluencia, se pueden tener hasta 7105 rpm.

Cuando se llega a las 7105 rpm si estas aumentan se tiene un análisis en la zona plástica del material cuyo comportamiento puede ser variable y llegar a la ruptura a las 35000 rpm o miles de revoluciones antes. Finalmente el esfuerzo tangencial encontrado de 35 MPa supera en un 60% al esfuerzo radial de 13.9 MPa, esto implica que la falla en el CD es de mayor importancia un esfuerzo tangencial que el esfuerzo radial.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Pohlmann, K. C.: *The Compact Disc Handbook*, New York: OXFORD University, 1992.
- [2] Llosa D. J., Evaluación de tensiones residuales en discos compactos mediante el método fotoelástico, nº 1, pág. 42-45, 2005.
- [3] M. F. Ashby, *Materials Selection in Mechanical Design*, Butterworth-Heinemann, , pág. 125-194, 2011.
- [4] Donald R. Askeland, *Ciencia e ingeniería de los materiales*, Cengage Learning, 2015.
- [5] Gere Timoshenko, *Theory of elasticity*, Palo Alto, California, McGraw Hill, pág. 66-73, 1951.
- [6] Arthur P. Boresi, *Advanced mechanics of materials*, Canadá: John Wiley & Sons, 1993.
- [7] D. L. Logan, *A First Course in the Finite Element Method*, Canadá: Thomson, 2007.

- [8] M. Abdur Rosyid, Sttress Analysis of Nonhomogeneous Rotating Disc with Arbitrarily Variable Thickness Using Finite Element Method,pág. 3114-3125, 2014.
- [9] R. A. M. Nieves, Aplicación de herramientas computacionales en el diseño y comportamiento mecánico de piezas plásticas, Sartenejas: Universidad Simón Bolívar , 2005.
- [10] S. K. S. Schmid, Manufactura Ingenieria y Tecnologia, 5ta ed., México: Pearson Educación, 2008.

DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO DE MEDICIÓN DE CONDUCTIVIDAD ELÉCTRICA EN ALUMINIOS PLEGADOS EMPLEANDO EL MÉTODO DE LAS 4 PUNTAS

Blanca Estela Osorio Cedillo

Instituto Tecnológico de Celaya
blanca.osorio@itmatamoros.edu.mx

Luis Alejandro Alcaraz Caracheo

Instituto Tecnológico de Celaya
alejandro.alcaraz@itcelaya.edu.mx

Vladimir Juárez Abraham

Instituto Tecnológico de Celaya
vladimir.juarez@itmatamoros.edu.mx

Rene Salazar Guerrero

Centro Nacional de Actualización Docente
ingrene.salazar.gro@gmail.com

Resumen

En este artículo se presenta la metodología de diseño para la fabricación de un dispositivo que permite medir la conductividad eléctrica en probetas cilíndricas de aluminio plegado. En el proceso de diseño se desarrollan diferentes etapas las cuales son: la necesidad de crear este dispositivo, sus requerimientos, evaluación, generación e integración de los conceptos para después culminar con la fabricación del dispositivo.

Palabras Claves: Aluminios plegados, conductividad eléctrica, dispositivo de medición.

Abstract

This article discusses the design methodology for manufacturing a device for measuring the electrical conductivity crumpled aluminium cylindrical specimens is presented. In the design process include steps such as the need to create this device, its requirements, evaluation, generation and integration of concepts, culminating in the manufacture of the device.

Keywords: *3 a 5 palabras claves en inglés, ordenadas alfabéticamente en letra cursiva.*

1. Introducción

Los materiales plegados son materiales con propiedades mecánicas, químicas y físicas muy interesantes [1-3], han demostrado tener un comportamiento híbrido entre las espumas metálicas y los materiales fibrosos [1]. Su fabricación parte de una hoja delgada de algún material (en este estudio de aluminio), que es doblada aleatoriamente, para después moldear la forma. En la figura1 se muestra una probeta de aluminio plegado.



Figura 1 Probeta cilíndrica de aluminio plegado.

Aún con su reciente aparición parte de sus propiedades, como las mecánicas han sido estudiadas. Las propiedades eléctricas de los materiales plegados, como la conductividad eléctrica ha sido poco estudiada por lo que la información reportada sobre estas propiedades es limitada [1]. La caracterización de la conductividad es importante, ya que puede ser considerada una alternativa viable para materiales

celulares que son más costosos [3], el entendimiento de su comportamiento abrirá un abanico de posibles aplicaciones de este material.

Por lo anterior, en este artículo se expone el proceso de diseño para la fabricación de un dispositivo que permita medir la conductividad eléctrica en probetas de aluminio plegado, para que en futuros estudios su comportamiento sea analizado.

2. Métodos

Requerimientos de funcionamiento

La conductividad eléctrica puede ser medida utilizando el método de las 4 puntas, este método se ha utilizado en estudios anteriores para medir la conductividad en materiales celulares [4,5] obteniendo buenos resultados, por lo que es necesario considerar en el diseño la implementación de este método. El método de las 4 puntas consiste en hacer fluir 1 ACD (Ampere de corriente directa) a través de la probeta, y al mismo tiempo medir el diferencial de potencial en ella [6] para calcular su conductividad. La conductividad, σ , puede ser calculada con ecuación 1, donde V_{Pr} es el diferencial de potencial entre los contactos de medición, A es el área de la sección transversal, I es la corriente y L es la longitud de la muestra.

$$\sigma = \frac{(I L)}{V_{Pr}} A \quad (1)$$

Generación de conceptos

De acuerdo a los trabajos reportados en la literatura [4-5] donde miden la conductividad eléctrica en espumas de aluminio, coinciden en utilizar los siguientes elementos:

- a) una fuente de alimentación (de voltaje o corriente) para suministrar un 1 Ampere de corriente directa.
- b) un multímetro digital con una resolución de micro-volts.
- c) una configuración de 4 puntas para las conexiones, donde 2 de ellas suministran la corriente a través de la probeta y 2 miden el voltaje en la probeta.

- d) piezas sólidas del mismo material que distribuyen la corriente de manera uniforme.
- e) un sistema que mantenga fija la probeta a medir.
- f) una base de material no conductor que sostiene la probeta.

Por lo anterior, en tabla 1 se muestra los requerimientos necesarios para el diseño y las posibles soluciones que se pueden emplear en el diseño del dispositivo.

Tabla 1 Tabla de Requerimientos-Solución.

Requerimiento	Posible solución
Mecanismo de sujeción:	Adaptación de guías, pinzas, mesa x-y con servomotores o tornillo de banco
Contactos de alimentación:	Tornillo, caimán, cable soldado o pegado, cable
Contactos de distribución:	Piezas solidas de aluminio (32 mm de diámetro y longitud 20-30 mm), hojas del mismo material.
Contactos de medición:	Puntas de multímetro súper finas, sistema de desplazamiento y ajuste vertical, sensor.
Fuente de alimentación:	Interna (realizar diseño), externa
Instrumento de Medición:	Multímetro digital de mano o de banco, DAQ

Evaluación de conceptos

El objetivo fue diseñar un dispositivo funcional a bajo costo, por lo que para sujetar la pieza se propuso el uso de un tornillo de banco (figura 2) con la adaptación de unas placas de material no conductor (figura 3) las cuales ayudarán a detener la probeta por los extremos, los bordes en el diseño de la placa permiten sujetar probetas con varios diámetros, y el orificio entre los bordes es el camino para la alimentación de la probeta.

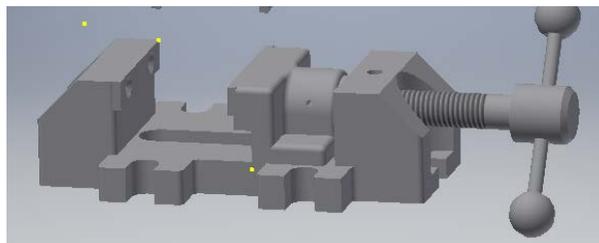


Figura 2 Tornillo de banco.



Figura 3 Placas de material aislante para sujetar las probetas.

En los contactos de alimentación, se evitará introducir materiales como soldadura o pegamento que puedan llegar a producir variaciones en las lecturas [2], por lo que se utilizará herramientas como caimanes y cables. Para los contactos de distribución, se usará la alternativa de las piezas sólidas es decir cilindros de aluminio de 32 mm de diámetro (figura 4), ya que han demostrado ser efectivas [5].

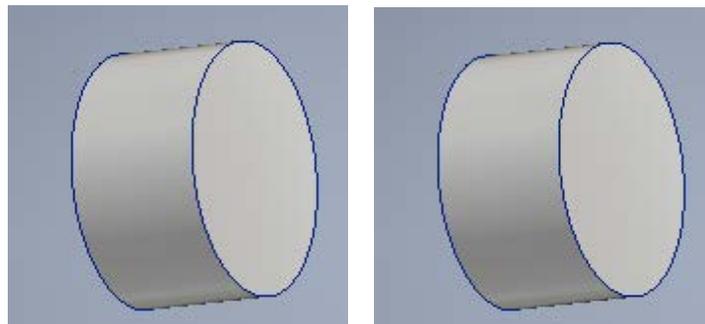


Figura 4 Cilindros sólidos de aluminio de 32 mm de diámetro.

Los contactos de medición serán las puntas del instrumento de medición, con una extensión de puntas súper-fina (figura 5).



Figura 5 Extensión de puntas super-fina.

La fuente de alimentación será externa, ya que además de ser equipo disponible permite experimentar con diferentes cargas las demandas de voltaje/corriente. Como voltímetro, se usará un multímetro digital. Cabe hacer mención que no se requirió software especializado ni tarjetas electrónicas para tener un buen funcionamiento de este prototipo y esto reduce considerablemente su costo de fabricación.

Fabricación y ensamble

En figura 6 se muestra una imagen del mecanismo de sujeción y los contactos de distribución. En este trabajo se construyó un mecanismo de sujeción compuesto por unas placas de material no conductor y un tornillo de banco. En éste mecanismo, las placas de detención de la probeta serán fijadas a las mordazas del tornillo. Para los contactos de distribución, se fabricaron dos cilindros de aluminio 6061-T6 con un diámetro de 32 mm y 20 mm de longitud respectivamente, los cuales coinciden con el diámetro de las probetas.

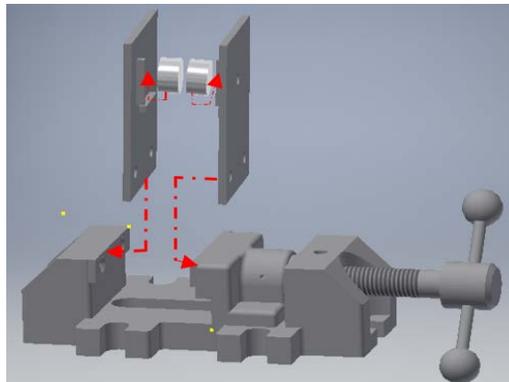


Figura 6 Mecanismo de sujeción y contactos de distribución.

Para suministrar la corriente de 1 Ampere de la fuente de alimentación a la probeta, se utilizó un cable conectado en un extremo a la fuente y el otro extremo presionado contra el contacto de distribución, a este cable se le llamó contacto de alimentación (figura 7), en un extremo del cable se agregaron hojas de aluminio del mismo diámetro de la cara de la probeta para mejorar la superficie de contacto con los cilindros de distribución.

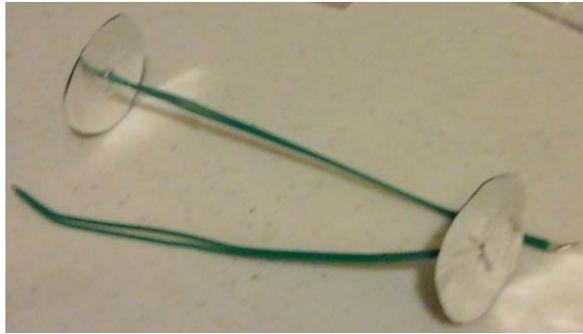


Figura 7 Contactos de alimentación.

Prueba experimental

En figura 8 se muestra la configuración de la prueba que se realizó para comprobar el funcionamiento del dispositivo, se realizó una prueba en una espuma de aluminio de 5 PPI (poros por pulgada), y se calculó su conductividad utilizando ecuación 1.



Figura 8 Prueba del dispositivo en una espuma de aluminio de 5 PPI.

3. Resultados

El diseño funcional que se desarrolló permite medir probetas de aluminio plegado con diferentes geometrías como cilíndrica, cuadrangular, rectangular, con un diámetro de hasta 40 mm, y una longitud de hasta 110 mm. Esta flexibilidad hace posible medir conductividad en probetas de otro material celular, como espumas de aluminio. Las mediciones realizadas de conductividad eléctrica en una espuma de aluminio de 5 PPI con una densidad relativa de 0.084 fueron en promedio de 0.969 MS/m. Los componentes que utilizaron en el mecanismo de sujeción y los contactos

son de bajo costo y fácil adquisición. En figura 10 se exhibe el montaje final de todos los componentes: (a) Mecanismo de sujeción, (b) Contactos de alimentación, (c) Contactos de distribución, (d) Contactos de Medición, (e) Fuente de alimentación, (f) Instrumento de medición.

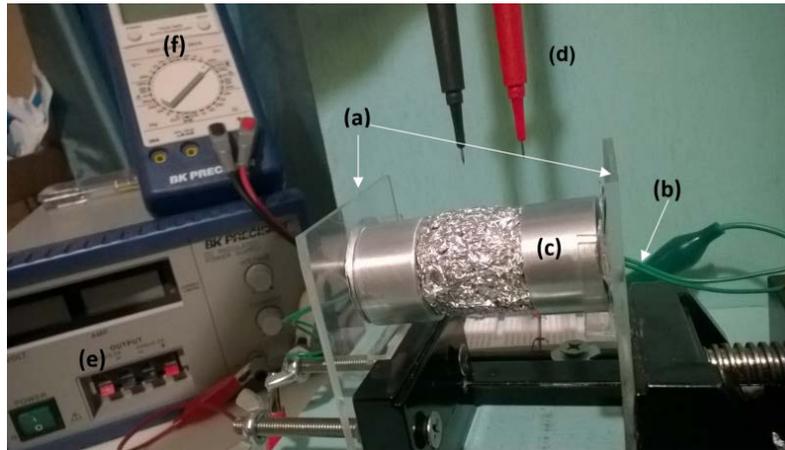


Figura 10 Dispositivo de medición de conductividad eléctrica.

4. Discusión

El proceso de diseño desarrollado en este artículo describe el procedimiento para la construcción de un dispositivo para medir conductividad eléctrica en probetas aluminio plegado utilizando el método de las 4 puntas.

Analizando el diseño final después de la fabricación y el ensamble, se puede afirmar que el diseño realizado cumple con los requerimientos y el objetivo del diseño.

En tabla 2 se muestra el resultado de las mediciones de conductividad eléctrica en una espuma de aluminio de 5 PPI y se compara con lo reportado en [4].

Tabla 2 Conductividad eléctrica en una espuma de aluminio de 5 PPI.

Espuma de aluminio 5 PPI			
Dharmasena et al. [4]		Resultados en este experimento	
Densidad relativa	Conductividad Eléctrica ($\times 10^6$ S/m)	Densidad relativa	Conductividad Eléctrica ($\times 10^6$ S/m)
0.092	1.368	.084	.969
0.072	0.974		

El dispositivo arroja resultados congruentes y satisfactorios. Este dispositivo servirá para analizar en estudios posteriores el comportamiento de la conductividad eléctrica en probetas de aluminio plegado, y contribuir en la caracterización de las propiedades eléctricas de los materiales plexoplegados.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Bouaziz, O., Masse, J. P., Allain, S., Orgéas, L., Latil, P.: Compression of crumpled aluminum thin foils and comparison with other cellular materials. *Materials Science and Engineering: A*, 570, pág.1-7. 2013.
- [2] Cottrino, S., Viviés, P., Fabrégue, D., Maire, E.: Mechanical properties of crumpled aluminum foils. *Acta Materialia*, 81, pág. 98-110. 2014.
- [3] Balankin, A. S., Cruz, M. M., Caracheo, L. A., Huerta, O. S., Rivas, C. D., Martínez, C. L., Ortiz, M. P.: Mechanical properties and relaxation behavior of crumpled aluminum foils. *Journal of Materials Science*, 50(13), pág. 4749-4761. 2015.
- [4] Dharmasena, K. P., & Wadley, H. N. G.: Electrical conductivity of open-cell metal foams. *Journal of materials research*, 17(03), pág. 625-631. 2002.
- [5] Kim A., Hasan M. A., Nahm S.H., Cho S.S.: Evaluation of compressive mechanical properties of Al-foams using electrical conductivity. *Composite Structures*. Vol. 71, pág. 191-198. 2005
- [6] Czichos, H., Tetsuya, S., y Leslie, S. (2009). *Springer handbook of materials measurement methods*. Editorial SPRINGER. Disponible en link.springer.com.

REDISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE MÁQUINA CNC RECTIFICADORA DE JUNTAS HOMOCINÉTICAS

Ángel Pola Meléndez

Instituto Tecnológico de Celaya
angel.pola@itmatamoros.edu.mx

Álvaro Sánchez Rodríguez

Instituto Tecnológico de Celaya
alvaro.sanchez@itcelaya.edu.mx

Cesar Rodríguez Alcalá

Instituto Tecnológico de Celaya
ing.cesarrodriguezcalca@gmail.com

Aurelio Rodríguez Fortozo

Instituto Tecnológico de Celaya
Aurelio_7134@hotmail.com

Resumen

En este trabajo se presenta un rediseño de un equipo CNC para la rectificación de los tres componentes principales de la terminal externa (Campana, Estrella y Jaula) de juntas homocinéticas de velocidad constante. El diseño resultante se obtuvo basado en los requerimientos específicos establecidos mediante la metodología de Pahl y Beitz, El concepto abarca desde lo mecánico, eléctrico, electrónico hasta el desarrollo de una aplicación en C# para el control del equipo y como interfaz de usuario de fácil uso y rápido entrenamiento. El diseño o solución final se probó y validó mediante 60 corridas piloto donde se combinaron diferentes valores en los parámetros de velocidades de los 4 ejes y potencia de corte, documentando la metrología dimensional y calidad de cada pieza procesada

mediante herramientas de medición especiales y una máquina de medición coordinada (CMM).

Palabras clave: Metodología Pahl y Beitz, CNC, CMM, electrónica, C#, rectificación, productividad, metrología dimensional, junta homocinética.

Abstract

In this paper a redesign of a CNC equipment for the rectification of the three main components of the external terminal (Outer Housing, Outer Race and Cage) of constant velocity universal joints is presented. The resulting design was obtained based on the specific requirements established by the methodology of Pahl and Beitz, the concept extends from mechanical, electrical, electronic to developing an application in C # to control the computer and as the user interface easy to use and quick workout. The design or final solution was tested and validated by 60 pilot runs where different values were combined in the parameters of speed of the 4 axes and cutting power, documenting dimensional metrology and quality of each piece processed by tools special measuring and machine coordinate measuring (CMM).

Keywords: Methodology Pahl and Beitz, CNC, CMM, electronics, C #, rectification, productivity, dimensional metrology, constant velocity joint.

1. Introducción

Se han desarrollado diversos sistemas, equipos o maquinaria para la rectificación de los componentes de las juntas homocinéticas de velocidad constante. La intención de estos equipos es de darle un acabado preciso y pulido a las pistas por las que se deslizan los balines de los componentes de la articulación que se conecta con las ruedas del vehículo. Ya que los balines tocan las pistas de forma bi-puntual y tangencial deben de deslizarse de manera suave sobre caras tipo espejo. Existen juntas desde 4 hasta 8 pistas y una gran diversidad de tamaños diferentes siendo las de tipo Rzeppa las más populares

Descripción del Problema

Se pretende reconstruir un equipo antiguo y fuera de servicio; ya que en la actualidad estos equipos son muy costosos pues contienen diversos sistemas integrados, figura 1.

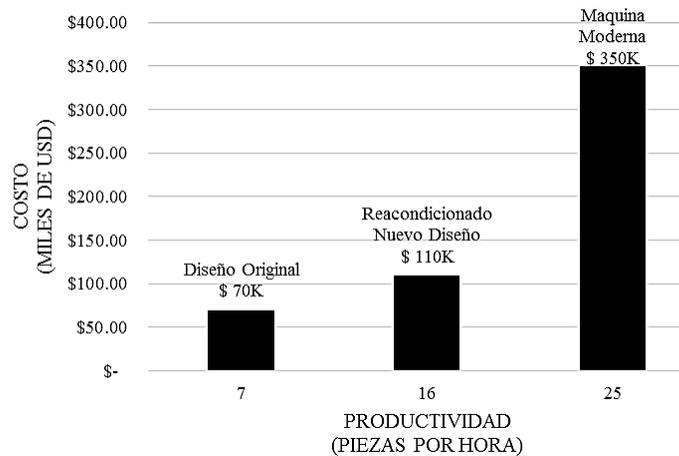


Figura 1 Costo vs Productividad.

¿Qué son las juntas homocinéticas?

Es una unión articulada desde la transmisión a la rueda, una especie de rótula compleja, que permite amortiguar estos movimientos sin que por ello las ruedas pierdan tracción o potencia, ni sufran las transmisiones de los automóviles de modo que la velocidad entre ellos sea igual en todo momento [1], figura 2.



Figura 2 Junta Homocinética.

¿Qué es un equipo de rectificación CNC para juntas homocinéticas?

Las máquinas CNC (Control Numérico Computarizado) son capaces de mover la herramienta al mismo tiempo en los tres ejes para ejecutar trayectorias tridimensionales como las que se requieren para el maquinado de complejos

moldes y troqueles. En una máquina CNC una computadora controla todos los movimientos [2], figura 3.



Figura 3 Equipo de rectificación (CVS Universal) a reconstruir.

Los componentes que son rectificadas por el equipo se muestran en figura 4, así mismo las áreas a rectificar son las pistas de los balines marcadas de amarillo.



Figura 4 a) Estrella "Race", b) Jaula "Cage" y c) Campana "Housing".

2. Métodos

El modelo conceptual propuesto fue obtenido mediante la metodología propuesta por Pahl y Beitz [3], figuras 5 y 6. Este a su vez basado en las siguientes necesidades específicas de Calidad, Productividad y claramente una reducción de inversión económicamente viable:

- Que el nuevo diseño aumente la capacidad tecnológica respecto de la original.
- Que aumente la capacidad productiva a un 60%, +/-10 %

- Tener un nivel de confianza en las mediciones de las dimensiones en el producto terminado > 90%.

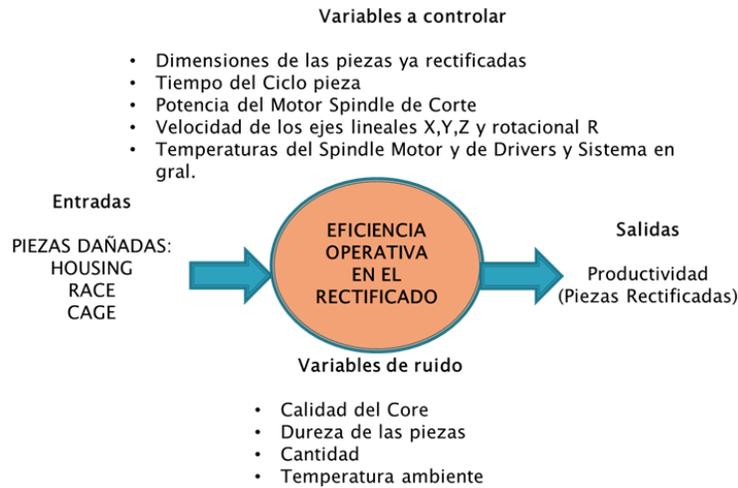


Figura 5 Diagrama Conceptual del proceso de rectificación.

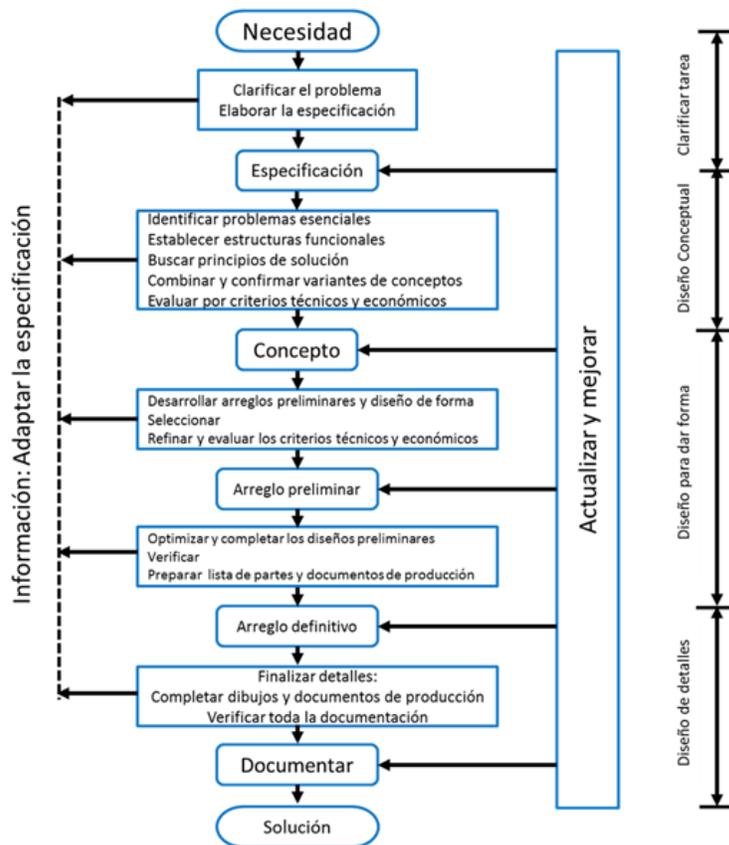


Figura 6 Diagrama Conceptual de Pahl y Beitz.

Para lograr una metodología de diseño, se generaron diagramas de flujo desde la perspectiva de la eficiencia productiva/operativa (figura 7) y el diagrama de flujo del desempeño de los ejes (figura 8).

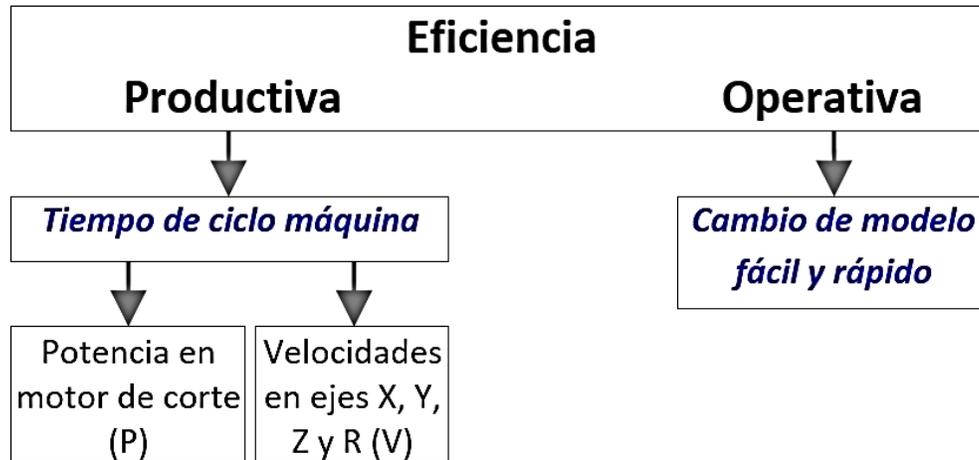


Figura 7 Diagrama flujo eficiencia.

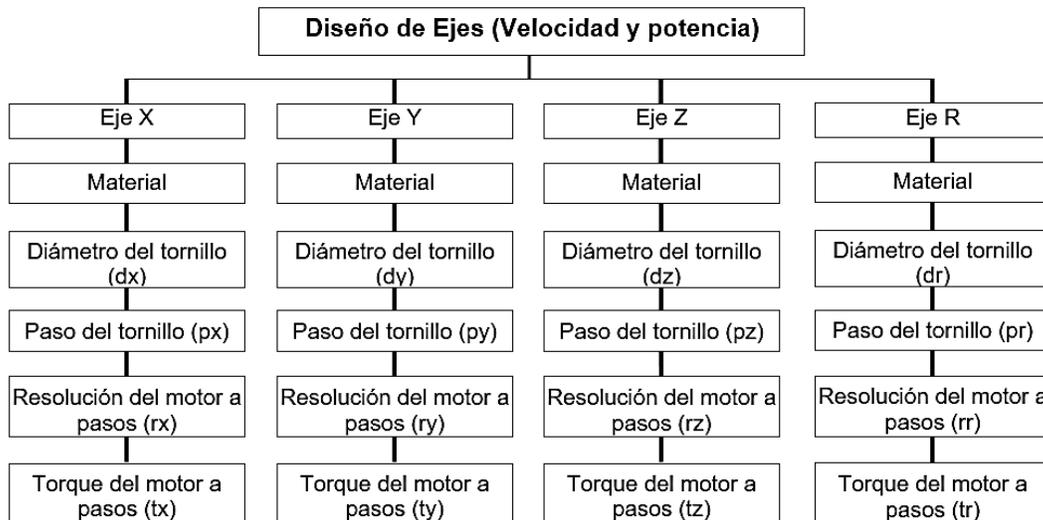


Figura 8 Diagrama Flujo – Diseño de ejes.

Después de obtenidos los diagramas de flujos anteriores, se procedió bosquejar y diseñar el nuevo diseño basado en la metodología y los requerimientos se obtuvo el modelo de diseño conceptual del sistema en general, figura 9.

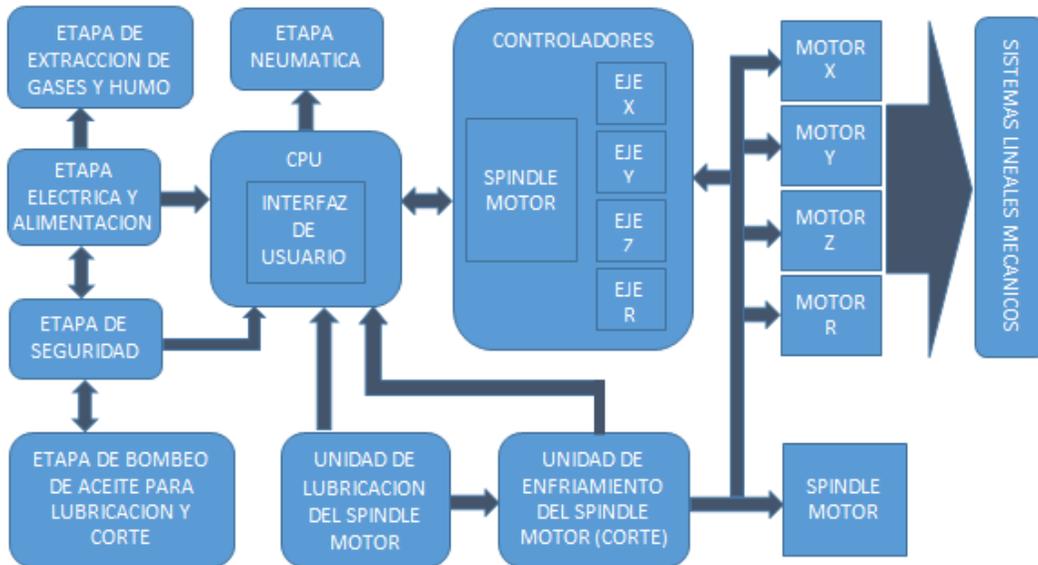


Figura 9 Modelo de diseño conceptual.

3. Modelos Numéricos/Experimentales

En tabla 1 se muestran las especificaciones de velocidad, potencia y torque del spindle motor utilizado. La potencia de corte se determinó mediante la ecuación 1.

Tabla 1 Comparativa sistema original vs nuevo.

Motor de corte	RPM max.	Potencia (kW)	Torque (N.m)
Original	24000	18	7.16
Nuevo	35000	35	9.55

$$Potencia (kW) = \frac{Torque (N.m) Velocidad angular (rpm)}{9.5488} \quad (1)$$

El material elegido para los ejes es acero inoxidable, con una resolución de 6 cuerdas por pulgada para los eje X, Y, y Z; para el eje R es de 20° por vuelta. La resolución del motor a pasos es de 1.8° por paso, lo que es equivalente a 200 pasos por revolución. Las velocidades de los ejes determinadas para el X, Y, Z es de 3 segundos por pulgada; para el eje R es de 9 segundos por revolución. En la tabla 2 se muestran los valores de los ejes.

Tabla 2 Características de los ejes con los nuevos motores.

Eje	Paso	Resolución (pasos)	Torque (N.m)	Resolución final/paso	Velocidad final
X, Y, Z	6 vueltas/pulg	200	2.5	0.000833	3 pulg/s
Para el eje R, tenemos una mesa rotatoria					
R	20°/vuelta husillo	1.8°/paso	1.47	0.1°	9 rev/s

El tiempo de ciclo por pieza (T_p) se determina mediante la suma los tiempos de ciclo de máquina (T_m), de ajuste (T_s), de carga (T_c) y de descarga (T_d), ecuación 2 y en tabla 3 se muestran sus rangos.

$$T_p = T_m + T_s + T_c + T_d \quad (2)$$

Tabla 3 Tiempos de ciclo.

Tiempo de ciclo maquina T_m	60–120 s
Tiempo de ajuste (setup) T_s	2 – 8 s
Tiempo de carga T_c	30 – 60 s
Tiempo de descarga T_d	2 – 5 s

Así el tiempo de ciclo por pieza se calcula en un tiempo máximo y mínimo según los valores especificados anteriormente:

$$T_p \text{ Maximo} = 120 \text{ s} + 8 \text{ s} + 60 \text{ s} + 5 \text{ s} = 193 \text{ s}$$

$$T_p \text{ Minimo} = 60 \text{ s} + 2 \text{ s} + 30 \text{ s} + 2 \text{ s} = 94 \text{ s}$$

Para medir la productividad se mide en cantidad de piezas por hora que el equipo puede producir, por lo que se calcula dividiendo la cantidad de segundos en una hora (3600 s) entre el tiempo de ciclo por pieza:

$$\text{Productividad Maxima} = \frac{3600 \text{ s}}{T_p \text{ Minimo}} = \frac{3600 \text{ s}}{94 \text{ s}} = 38 \text{ piezas por hora}$$

$$\text{Productividad Minima} = \frac{3600 \text{ s}}{T_p \text{ Maximo}} = \frac{3600 \text{ s}}{193 \text{ s}} = 18 \text{ piezas por hora}$$

Software-Aplicación

La aplicación se desarrolló en C#, con un algoritmo basado en rutinas de ejecución en paralelo, brinda una interfaz de usuario muy sencilla acompañada de

una base de datos de aprendizaje progresivo, disminuyendo el tiempo de cambio de modelo y ajuste. El algoritmo de cálculo de inserción de la herramienta de corte es capaz de compensar los errores humanos cometidos en el ajuste mecánico por el operador, véase la figura 10.

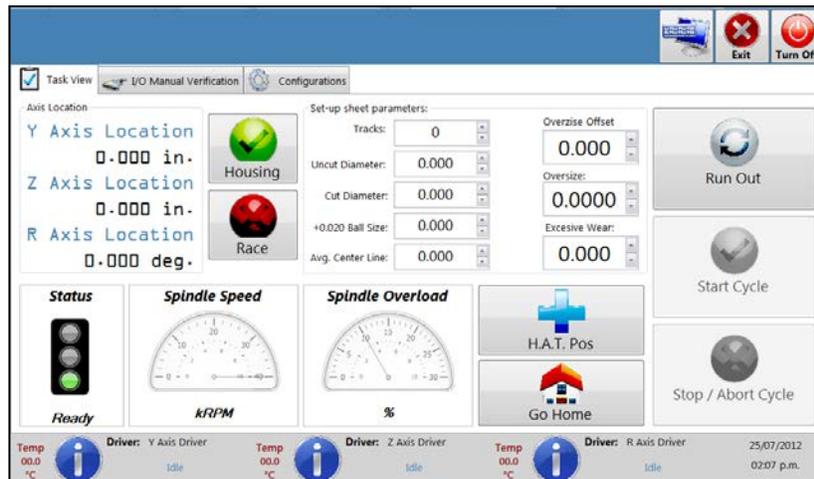


Figura 10 Pantalla Principal–Interfaz de Usuario.

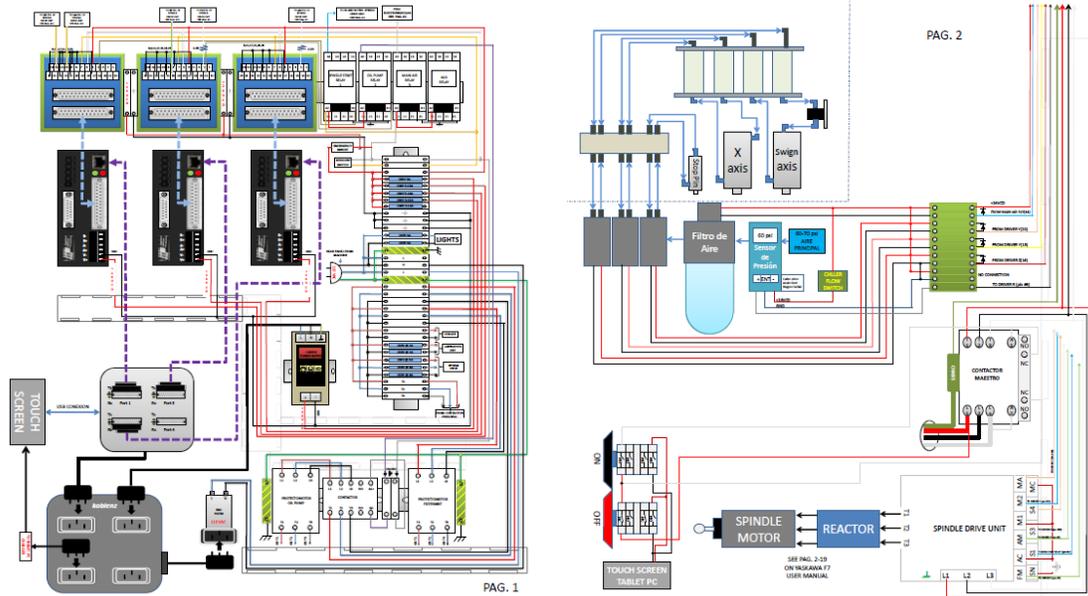
Sistema Eléctrico-Electrónico

En el sistema eléctrico-electrónico hubo una reducción de tamaño incrementando el espacio cubico libre en más de un 40%; una reducción de peso total de 25 kg en los gabinetes superior e inferior, a esto, la ventilación y circulación del aire para el enfriamiento de los gabinetes mejoró y se logró un ahorro de energía de 100 W/hora de potencia en comparación al original, véase las figuras 11 y 12.

Sistema Lineal Electro-mecánico

Con el incremento de tamaño en el motor de corte y su sujetador (figura 13) de 10% espacio cubico, no afectó los límites o rangos de movimientos de los ejes X, Y, Z. Para el eje R se utilizó una nueva tabla rotativa 30% más veloz, sin sacrificar espacio ya que se diseñó una montura que permitió adaptarla en la misma posición que la original (figura 14). Cabe mencionar que los nuevos motores a pasos con un torque de 10N-m brindaron la eficiente capacidad esperada. El plato giratorio hidráulico donde se

instaló la base de montaje del eje R (figura 15), se mejoró instalando dos nuevos cilindros de mayor velocidad y fuerza para soportar el movimiento tangencial de la herramienta de corte (véase la figura 16).



a) Panel eléctrico superior.

b) Electro-neumático para eje X y mesa de giro S.

Figura 11 Diagramas de conexión.



Figura 12 Paneles eléctricos-electrónicos.



Figura 13 Sujetador del motor de corte.



Figura 14 Plato base de sujetador tipo mordaza.

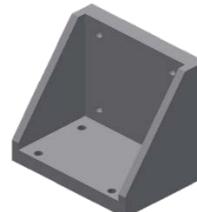


Figura 15 Base de montaje mesa giratoria (eje R).

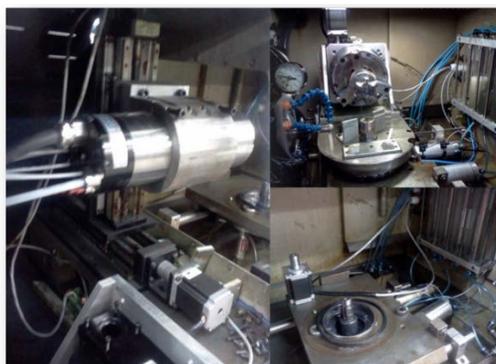


Figura 16 Sistema lineal de ejes Y, Z, mesa de giro y tabla rotativa.

4. Resultados

Los resultados experimentales que se muestran en las tablas 4 y 5 fueron obtenidos en corridas con diferentes combinaciones de los parámetros principales del nuevo diseño, figuras 17 y 18, respectivamente.

Tabla 4 Corridas de prueba 1 a la 7.

# DE CORRIDA	% POTENCIA DEL SPINDLE	VELOCIDAD EJE X	VELOCIDAD EJE Y	VELOCIDAD EJE W (Swing table)	VELOCIDAD EJE R	TIEMPO CICLO MAQUINA (TCM) [seg]	CALIDAD DE CORTE	CAUDAL DE CORTE
1	50	50	50	50	50	266	60	NO ACEPTABLE
2	55	50	50	50	50	266	60	NO ACEPTABLE
3	60	50	50	50	50	266	70	ACEPTABLE
4	65	50	50	50	50	266	70	ACEPTABLE
5	70	50	50	50	50	266	80	BUENO
6	75	50	50	50	50	266	90	MUY BUENO
7	80	50	50	50	50	266	100	EXCELENTE

Tabla 5 Corridas de prueba de la 43 a la 60.

# DE CORRIDA	% POTENCIA DEL SPINDLE	VELOCIDAD EJE X	VELOCIDAD EJE Y	VELOCIDAD EJE W (Swing table)	VELOCIDAD EJE R	TIEMPO CICLO MAQUINA (TCM) [seg]	CALIDAD DE CORTE	CAUDAL DE CORTE
43	70	80	80	70	90	223	100	EXCELENTE
44	70	85	85	70	90	218	100	EXCELENTE
45	70	90	90	70	90	213	100	EXCELENTE
46	70	80	80	80	90	215	80	BUENO
47	70	85	85	80	90	210	80	BUENO
48	70	90	90	80	90	205	80	BUENO
49	70	80	80	90	90	205	80	NO ACEPTABLE
50	70	85	85	90	90	190	80	NO ACEPTABLE
51	70	90	90	90	90	185	80	NO ACEPTABLE
52	80	80	80	70	90	223	100	EXCELENTE
53	80	85	85	70	90	218	100	EXCELENTE
54	80	90	90	70	90	213	100	EXCELENTE
55	80	80	80	80	90	215	90	MUY BUENO
56	80	85	85	80	90	210	90	MUY BUENO
57	80	90	90	80	90	205	80	BUENO
58	80	80	80	90	90	205	80	NO ACEPTABLE
59	80	85	85	90	90	190	80	NO ACEPTABLE
60	80	90	90	90	90	185	80	NO ACEPTABLE

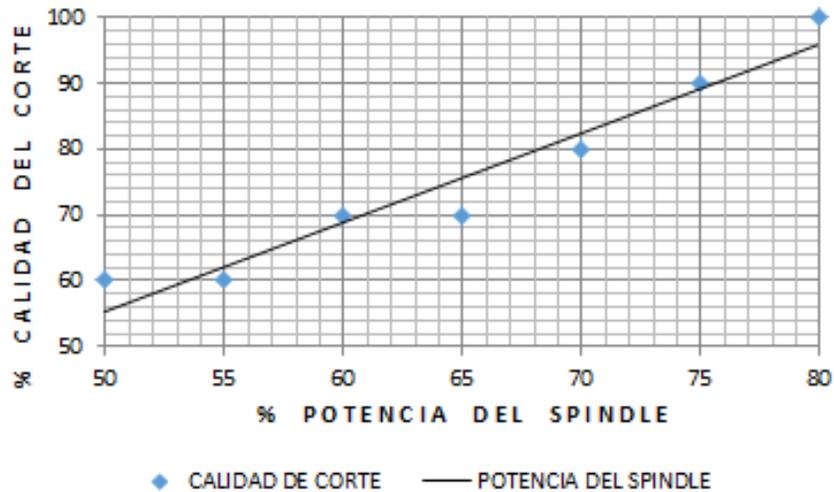


Figura 17 Corridas de prueba 1 a la 7.

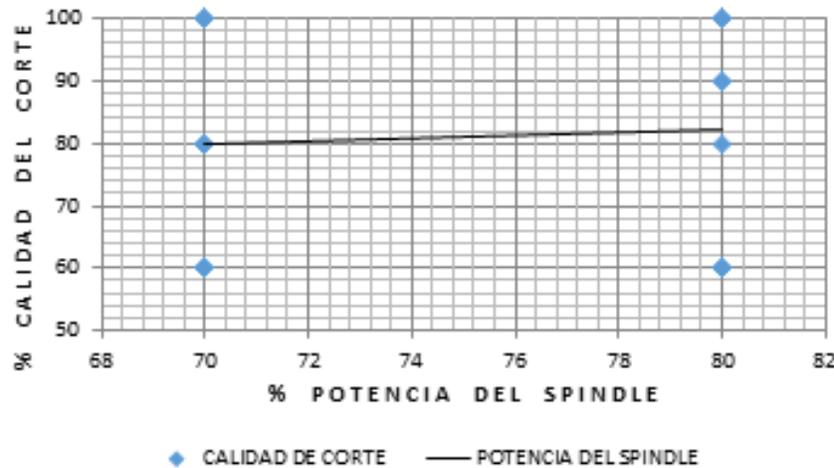


Figura 18 Corridas de prueba de la 43 a la 60.

Es importante notificar que los valores propuestos de la corrida #1 son los más bajos y que fueron incrementándose y combinándose poco a poco; así como también, no se han presentado aquí las corridas desde la #8 a la #42 ya que de la #43 a la #60 son las que brindaron los mejores resultados.

5. Discusión

Se puede concluir que los resultados obtenidos de las pruebas preliminares y corridas de producción fueron exitosos, pues mediante la metrología de calidad cada pieza fue rectificadas correctamente y se comprobó que el método y modelo

del nuevo diseño cumple con los requerimientos preestablecidos principalmente las de mejora de producción con calidad e inversión. Técnicamente se comprueba que el diseño mejoró en todos los aspectos comparando con el sistema original, gracias a la metodología, los cálculos, elementos o componentes utilizados en dicha integración. Por otro lado los valores agregados que surgieron al final de este proyecto fue que la amigabilidad de la interfaz de usuario mejoró por mucho el tiempo de entrenamiento de 8hrs máximo, de un usuario nuevo con experiencia en otros modelos similares. En cuanto a la optimización del espacio cubico, representó una mejora y eliminó el problema recurrente de colapso térmico-eléctrico del CPU y los drivers de los motores por sobrecalentamiento que se presentaba en el diseño original. Por otro lado no fue posible mejorar aún más la velocidad de los ejes ya que las piezas procesadas con mayor velocidad no aprobaban los estándares de calidad.

6. Bibliografía y Referencias

- [1] Juntas homocinéticas. https://es.wikipedia.org/wiki/Junta_homocin%C3%A9tica.
- [2] Control numérico: Lasheras, José María (1996). Tecnología mecánica y metrotecnica. Octavio y félez, S. A. Pp. 879 y ss. ISBN 84-7063-087-3.
- [3] Pahl and Beitz (2007), Engineering Design, A Systematic Approach. 3ª Edicion. Editorial SPRINGER. ISBN 978-1-84628-318-5.

DESARROLLO DE UN INTERFERÓMETRO LÁSER PARA CALIBRAR ACELERÓMETROS EN BARRA DE HOPKINSON

Gilberto Martin Rivera Vargas

Instituto Tecnológico de Celaya
gilberto_rivera_vargas@outlook.com

Lorenzo Marcos Muñiz Mendoza

Centro Nacional de Metrología
lmuniz@cenam.mx

Ramón Rodríguez Castro

Instituto Tecnológico de Celaya
ramon.rodriguez@itcelaya.edu.mx

Resumen

En este artículo se describe la implementación de un interferómetro láser tipo Michelson en cuadratura para la calibración de acelerómetros en barra de Hopkinson, así como los diferentes ajustes y modificaciones hechas al sistema de calibración mencionado. Tratando temas de normatividad (ISO 16063-13), comparación con sistemas similares (CNM-PNF-16-CENAM), implementación, problemáticas y perspectivas de mejora en general.

Palabras Clave: aceleración, impacto, interferómetro, interferencia, láser.

Abstract

This article describes the implementation of a laser interferometer Michelson type in quadrature for calibration of accelerometers in Hopkinson bar, as well as, the various adjustments and modifications to the calibration system in general. Addressing issues of standards (ISO 16063-13), comparison with similar systems

(CNM-PNF-16-CENAM), implementation, problems and prospects of improvement in general.

Keywords: acceleration, impact, interferometer, interference, laser.

1. Introducción

En la Dirección de Vibraciones y Acústica del Centro Nacional de Metrología (CENAM) se mantiene el patrón de aceleración transitoria en condiciones de impacto y choque (CNM-PNF-16), donde se realizan calibraciones por interferometría láser de acelerómetros y diversos transductores de vibración. Actualmente se tiene la capacidad de medición y calibración de transductores de vibración en condiciones de impacto empleando interferometría láser hasta aceleraciones de 35 km/s^2 . Hoy en día se está desarrollando un sistema para calibrar acelerómetros empleando una barra de Hopkinson, usando barras de diferentes materiales (acero inoxidable y titanio). Con este sistema se podrán calibrar transductores de vibración a altas aceleraciones en condiciones de impacto y choque.

Para efectos de poder lograr la medición de la señal producida por este nuevo sistema durante el impacto, además del desarrollo de los componentes mecánicos del sistema de excitación de impactos, también fue necesario desarrollar un sistema capaz de medir aceleraciones de 3 km/s^2 hasta 50 km/s^2 , o incluso mayores. Para este propósito se implementó un interferómetro láser que mide desplazamiento en el mismo lugar y dirección en donde se encuentra el acelerómetro bajo calibración, colocado en el extremo opuesto a donde se aplica el impacto de la barra de Hopkinson, cuando la onda de esfuerzo llegue al otro extremo la aceleración generada será medida de forma simultánea por el acelerómetro y por un interferómetro láser, funcionando como referencia conforme a lo establecido en la norma internacional ISO 16063-13 [1], que establece los lineamientos para la implementación de un sistema de calibración con las características buscadas. A grandes rasgos, aquí se mencionará el desarrollo del sistema de interferometría láser, que es el eje fundamental del objetivo que nos plantea el título, así como el sistema de excitación de la barra de Hopkinson.

2. Métodos

Interferómetro de Michelson

Un interferómetro Michelson modificado en cuadratura, se utilizará para la medición del desplazamiento y estimación de la aceleración obtenida en el sistema de excitación de barra de Hopkinson, figura 1.

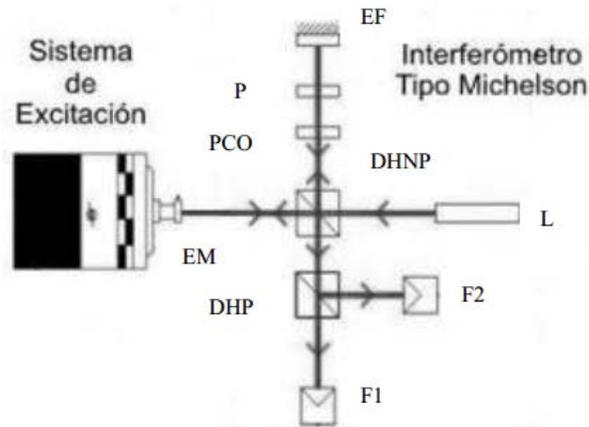


Figura 1 Interferómetro Michelson modificado en cuadratura [2].

Se utiliza un láser (L) Helio Neón con una longitud de onda (λ) de 632.8 nm como fuente de luz, haciéndola incidir en un divisor de haz no polarizado (DHNP), el cuál divide la luz incidente en dos haces, el haz de referencia y el haz de medición. Entre el divisor y el espejo fijo (EF) se coloca una placa de un cuarto de onda (PCO) para producir una luz con polarización circular y posteriormente un polarizador (P) para ajustar la fase del haz de referencia. El espejo fijo refleja nuevamente el haz de referencia hacia el divisor. El haz de medición incide sobre el espejo móvil (EM) y regresa al divisor de haz. Los haces de referencia y de medición se combinan para generar interferencia, este haz combinado pasa por un divisor de haz polarizado (DHP) que separa el haz en dos componentes con polarización perpendicular que producen interferencia con una diferencia de fase de aproximadamente 90° e inciden en dos fotodetectores (F1 y F2) [3].

3. Resultados

Se armó e implemento el interferómetro mostrado en la figura 2 para medir la vibración en una barra montada en línea con el excitador, este es un modelo real del que se muestra en la figura 1 y censando las señales en cuadratura mediante el uso de fotodiodos y acondicionadores de onda se visualizan en un osciloscopio.

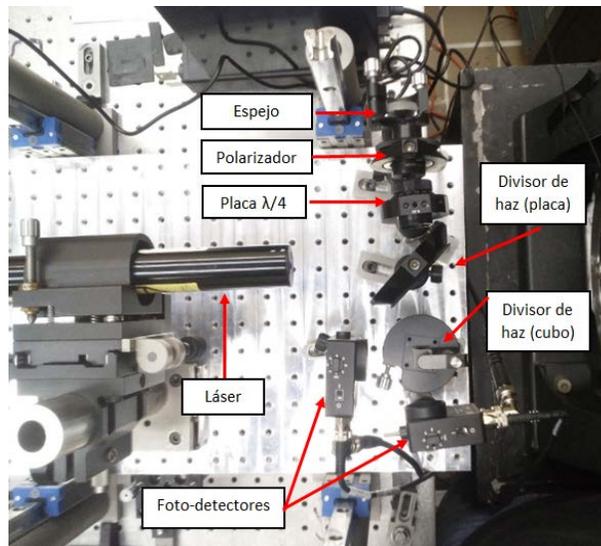


Figura 2 Interferómetro de Michelson en cuadratura.

La interferencia vista de manera directa nos ofrece una área con franjas que se busca lleguen a ser solamente una con el objetivo de obtener la mejor alineación antes de ajustarla por medios digitales, la zona con varias franjas se muestra en la figura 3 y la que posee solamente una se aprecia en la figura 4. Estas modificaciones se obtuvieron manipulando la dirección del haz láser reflejado en el espejo fijo.

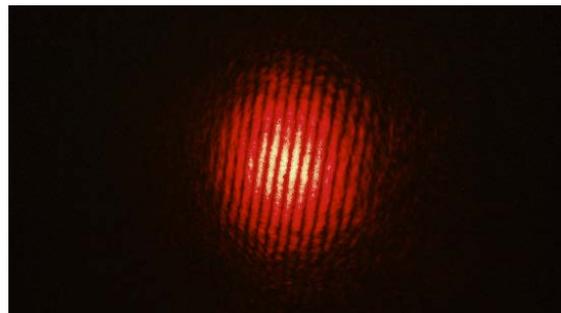


Figura 3 Franjas de interferencia que denotan indicios de alineamiento del interferómetro.

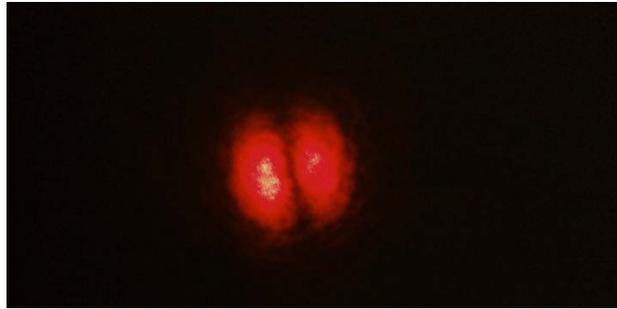


Figura 4 Franjas de interferencia que denotan las condiciones de alineamiento buscado.

Con la manipulación de la dirección mejora la alineación, lo cual se logró mediante el uso de acondicionadores de onda y un osciloscopio (figura 5), que nos permiten ver gráficamente las señales y la manera de comprobar esto es obtener en el plano XY formado por la señal del espejo móvil y el espejo fijo un semicírculo que demuestra el desfase deseado de las señales, dándonos así interferencia constructiva en condiciones estáticas. Se hace mención a un semicírculo ya que es complicado verificar la circularidad de la imagen mostrada.

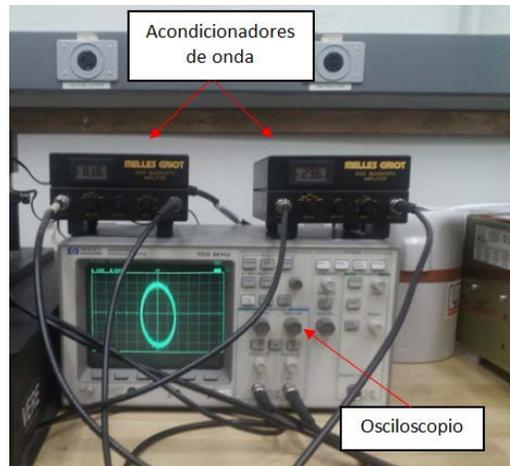


Figura 5 Osciloscopio mostrando la señal en cuadratura captada por los foto-detectores.

4. Discusión

Al realizar varias veces el proceso de alineación y observar la señal obtenida en el osciloscopio se pueden apreciar variaciones de forma en la gráfica del osciloscopio ya que la superficie de la barra donde incide el láser no es homogénea en sus propiedades a causa del maquinado, provocando con esto complicaciones

que han retrasado las mediciones de aceleración. La problemática en desalineación presenta retos que nos obligan a definir referencias de posición de la barra en el plano horizontal y angular en su propio eje antes de cada prueba para así garantizar la repetibilidad de la medición, así como buscar maquinados que nos ofrezcan las especificaciones de rugosidad y que no distorsionen el reflejo tomando en cuenta la longitud de onda de 632 nm del láser HeNe (pulido con pasta de alúmina para obtener una rugosidad N3 y conservando la planicidad de 0.01mm). No hay que olvidar que el material en el que se hace incidir el láser actualmente es acero inoxidable y posteriormente se cambiará por titanio bajo la norma ASTM F67-06 con distintas propiedades de reflexión de la luz.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] ISO 16063, Methods for the calibration of vibration and shock transducers, Part 13: Primary shock calibration using laser interferometry. 2001.
- [2] Sergio R. Rojas., Guillermo Silva Pineda., Arturo Ruiz Rueda, “Interferómetro Michelson en cuadratura para calibración de acelerómetros por impacto”, Centro Nacional de Metrología. 2004.
- [3] Peter L. M. Heydemann. Determination and correction of quadrature fringe measurement errors in interferometers. *Applied optics*. Vol. 20, No. 19. October 1981.
- [4] K. Weir, W. J. O. Boyle, B.T. Meggitt, A. W. Palmer, and K.T.V. Grattan. A Novel Adaptation of the Michelson Interferometer for the Measurement of Vibration. 1992.

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO PARA LA MEDICIÓN DE ESFUERZOS RESIDUALES

César Rodríguez Alcalá

Instituto Tecnológico de Celaya.
ing.cesarrodriguezcalca@gmail.com

Gilberto Ruiz Mondragón

Instituto Tecnológico de Celaya.
guilberto.ruiz@itcelaya.edu.mx

Ángel Pola Meléndez

Instituto Tecnológico de Celaya.
prof.apola@itmatamoros.edu.mx

Aurelio Rodríguez Fortozo

Instituto Tecnológico de Celaya.
Aurelio_7134@hotmail.com

Resumen

En este artículo se presenta el diseño de un dispositivo para la de medición de esfuerzos residuales con movimientos programables en secuencia, en probetas de aluminio utilizando el método del barreno ciego. La propuesta final del instrumento se desarrolló utilizando la metodología de Pahl y Beitz, la cual comprende los pasos en la planeación y proceso de diseño, así como la identificación esencial del problema dentro de una lista de requerimientos y la identificación de la función general y subfunciones de la misma. En ésta metodología se utiliza la tabla de clasificación de las funciones básicas que pueden satisfacer a la matriz morfológica. Finalmente se evalúan las propuestas, y se una selecciona una solución potencial. El resultado que se obtiene en este trabajo, es una actualización al típico instrumento del barreno ciego y al medidor de análisis de esfuerzos P3 de la

compañía Micro Measurements, donde los cambios principales se enfocan en el centrado electrónico de la probeta y la obtención de los resultados en una pantalla de visualización, de acuerdo a la norma ASTM 837-08.

Palabra(s) Clave(s): Barreno ciego, medición de esfuerzos, norma ASTM E 837-08, procesamiento de la información, sistema de visión y visualización de resultados.

Abstract

This article present a proposal for residual stress measurement with programmable movements in sequence in aluminum specimens using hole-drill method. The final concepts of the instrument was developed using Pahl and Beitz methodology which comprises the steps in the planning and design process, essential problem identification in a list of requirements and main function and subfunction identification. In this methodology the leaderboard of basic function that can satisfy the solution of each subfunction is used and finally evaluated under functionality and complex criteria and a potential solution is selected. The result obtained in this investigation is an updated to the typical hole-drill instrument and the P3 stress analysis test by Micro Measurements Company, where the main change focus on the electronic focusing of the specimen and result display results on screen, according to standart ASTM E 837-08.

Keywords: Endmill, stress analysis test, ASTM E 837-08 standart, data information processing, vision system y result display.

1. Introducción

El estudio de la medición de esfuerzos residuales es un área importante en los análisis de fallas. Debido a los avances significativos en la medición de estos esfuerzos existen diferentes técnicas y métodos de obtención de los mismos. El método por extensometría es el más conocido y aplicado en la actualidad, debido a la precisión que se obtiene y a su factibilidad de aplicación.

Existen varios tipos de galgas extensométricas que históricamente fueron desarrolladas a medida que se conocían teorías en la mecánica, óptica, eléctrica,

acústica y neumática. En 1856 Lord Kelvin [1] enunció su principio de funcionamiento, cuando al deformar alambres de hierro y cobre descubrió que su resistencia eléctrica variaba. En 1938 se desarrolló las primeras galgas extensométricas con cables metálicos y para el año de 1939 Runge y Simmons [2] desarrollaron las galgas extensométricas eléctricas que actualmente se utilizan.

En 1966, Vigness presenta un documento ante la reunión de SESA, en Detroit. El documento contiene la medición residual de los esfuerzos en materiales elásticos que puede ser denominado semidestructivo si el orificio del diámetro utilizado es muy pequeño. Una generalización fue postulada para extender el uso de esta solución para la medición de esfuerzos residuales en todo material isotrópico.

En Febrero de 1981 se presenta dos patentes, la US4248094 y la US 4249423 A para la medición de esfuerzos residuales por derretimiento local. Incluye una roseta para la medición de los esfuerzos y un rayo láser para la penetración en el material de estudio. En noviembre de 1998 se aplica la patente EP 0878710 A1 en Europa, para un método de medición de esfuerzos residuales, donde se realiza la penetración en el material por ultrasonido.

SINT Technology en el 2005 [5] presenta un instrumento con la ventaja de realizar sus movimientos por medio de secuencias programadas, así como la colección de datos que sufre el material en cada etapa de la prueba utilizando la norma ASTM E 837-13a. Como podrá notarse, el uso de las galgas extensométricas en la medición de esfuerzos residuales ha sido extensamente estudiada, por lo que en este trabajo se pretende profundizar un poco más, presentando una actualización del instrumento en el centrado de la roseta y en la obtención de los esfuerzos por secuencias programadas, donde pueden distinguirse las etapas del instrumento y el resultado obtenido donde se utiliza la metodología propuesta por Pahl y Beitz.

2. Métodos

Diagrama conceptual

En el diagrama conceptual que se muestra en la figura 1 se aprecia los elementos que participan en el fenómeno de barrenado. Cada uno de estos elementos contribuye en la medición de los esfuerzos residuales del material.

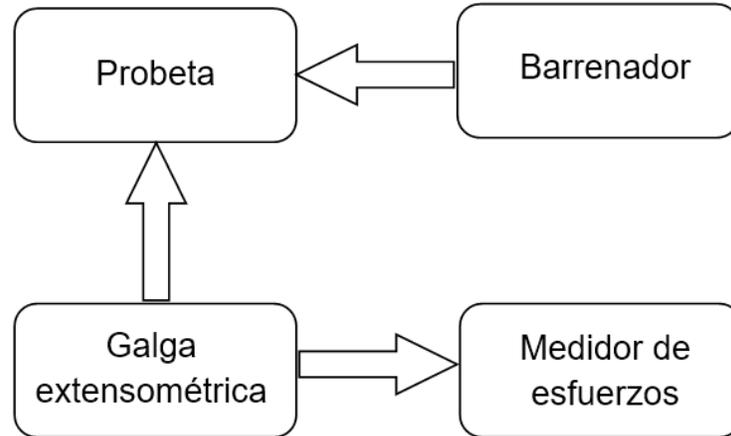


Figura 1 Diagrama conceptual del método del barreno ciego.

Tabla de requerimientos

El centrado de la probeta de laboratorio con el típico instrumento de barreno ciego, se requiere una alta habilidad para lograr la alineación de la roseta con el cabezal de barrenado, adicionalmente la toma de los valores de los esfuerzos del instrumento P3 se registra manualmente. El instrumento P3 de la compañía Micro Measurements tiene un medidor de corriente de puente de Wheatstone, que permite la conexión de una, dos y tres galgas en configuración de cuarto, medio y puente completo, respectivamente. Esta medición de corriente es el resultado de la deformación que sufre el material conforme se va barrenando y se van relajando los esfuerzos atrapados en la probeta. La deformación es traducida a esfuerzos residuales mínimos y máximos. En la propuesta de este proyecto se utilizó la tabla 1 para establecer los requerimientos de diseño para segregar las características forzadas de las deseadas.

Identificación de la función principal y subfunciones

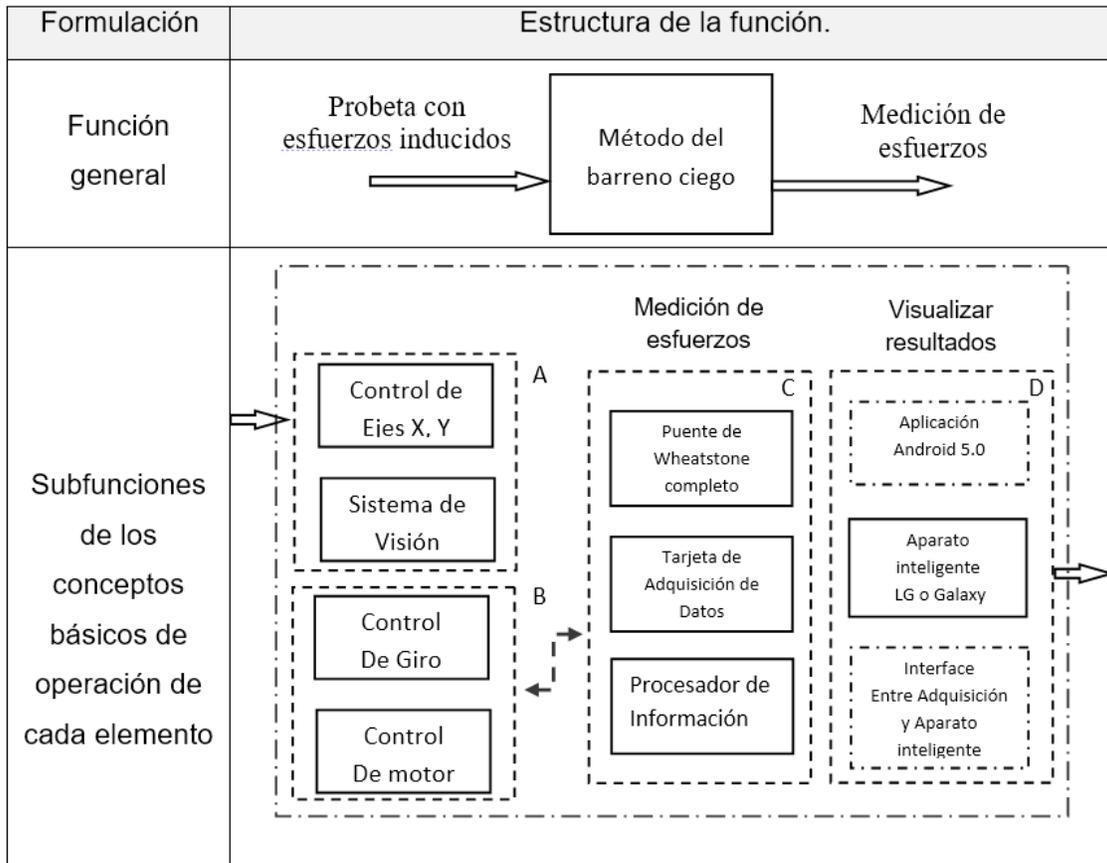
Se determinó al método del barreno ciego como la función principal y a sus componentes en subfunciones específicas. En cada una de las subfunciones se expresa el concepto básico de cada elemento para representarlo, posteriormente, como un elemento de principio de funcionamiento básico, ver tabla 2.

Tabla 1 Lista de Requerimientos del diseño de instrumento de barrenado ciego.

Tabla de requerimientos	Propuesta de medición de esfuerzos residuales	Elabora: C. Rdz.	Fecha: 05/13/2016
Tarea	Especificaciones del diseño	Condición:	
		Forzada	Deseada
1	Realizar estudio de esfuerzos residuales en probetas con dimensiones variables que ocupen un volumen máximo de 150 mm x 50 mm y 8 mm ancho, fabricado en Aluminio 6061.	F	
2	Realizar estudio de esfuerzos residuales en probetas de material: Acero O1, Acero O2, Acero 4140.		D
3	El instrumento será de laboratorio y deberá montarse en una superficie plana y lisa para su sujeción.	F	
4	El instrumento será de campo y con capacidad de adherirse a cualquier tipo y forma de superficie, utilizando para ello las siguientes herramientas tipo: <ul style="list-style-type: none"> • Magnetos de activación manual. • Ventosas de vacío. 		D
5	La visualización para el centrado de la roseta será a través de un sistema de visión de 2 Mega pixeles como mínimo y mostrada en una pantalla.	F	
6	La visualización será mostrada en cualquier dispositivo inteligente que tenga descargado una aplicación para el instrumento.		D
7	Los ajustes X, Y para centrar la roseta será con motores eléctricos con precisión de 0.052 mm	F	
8	Centrado será semiautomático con las características: Pantalla para ver roseta. Botones táctiles X, Y para mover centro de roseta.	F	
9	Centrado de roseta será automático con las características: Pantalla 8 X 15 cm para ver roseta. Movimiento inteligente X, Y para mover centro de roseta.		D
10	La posición de la probeta se guarda en: Procesador	F	
11	Motor de perforación con velocidad de: 3000 a 14000 RPM. 50000 a 400000 RPM	F	
12	El avance de del eje Z, se realiza cumpliendo E837-08. Se mostrarán graficas de esfuerzos de acuerdo a lo norma E837-08	F	
13	Dimensiones del instrumento similar al presentado en la nota técnica TN-503.	F	



Tabla 2 Función general y subfunciones de principios básicos de operación.



Principio de funciones básicas

En esta tabla 3 se puede observar las alternativas de solución de cada subfunción, donde cada una de ellas cumple con una parte del funcionamiento completo de la propuesta del prototipo. De esta tabla morfológica se obtienen dos propuestas de solución P1 y P2, expresadas en las siguientes ecuaciones:

$$P_1 = F_1S_{11} + F_2S_{21} + F_4S_{43} + F_5S_{51} + F_6S_{61} + F_7S_{72} + F_8S_{82}$$

$$P_2 = F_1S_{12} + F_2S_{21} + F_3S_{32} + F_4S_{45} + F_5S_{52} + F_6S_{63} + F_7S_{72} + F_8S_{82}$$

Cada P\propuesta representa un APMER (Análisis de propuesta de medición de esfuerzos residuales).

La evaluación de las posibles soluciones se realizó a través de la tabla 4.

Tabla 3 Tabla morfológica de principios básicos de funciones.

Solución Subfunción	1	2	3	4	5
F1 Base de Probeta	S ₁₁	S ₁₂	S ₁₃	S ₁₄	S ₁₅
F2 Sujeción de Base	Tornillo	Ventosa	Iman	Abrazadera	Tornillo en T
F3 Mover en X, Y	Banda con carrito	Banda y barra Thomson	Slider y piston	Piñon y Cremallera	Corona y Tornillo sin fin
F4 Centrar Probeta	Camara de vision industrial	Lente de microscopio	Camara web USB	Camara de celular Samsung	Microscopio Digital USB
F5 Barrenar Probeta	Fresadora de aire comprimido	Fresadora de c.d.	Fresadora de servomotor	Fresador de motor de c.a.	Fresador de ultra sonido
F6 Medición de Esfuerzos		Dispositivo de adquisición de Datos de galga de deformación	Tarjeta de adquisición de Datos	Estación de medición automatizada	Tarjeta de adquisición especializada de fabricante.
F7 Procesar Información	Tarjeta de adquisición de datos especializada	Computadora	Tarjeta de adquisición de datos	Estación de medición automatizada	Sistemas de adquisición de datos especializada
F8 Visualizar Resultados	Televisión	Computadora	Dispositivo inteligente de uso generico	Dispositivo inteligente especial	Impresora

Tabla 4 Matriz de decisiones de alternativas.

Especificación Valor	Proyecto: Análisis de las propuestas de medición de esfuerzos residuales									
	Facilidad de Operación	Facilidad de fabricación	Facilidad de integración	Durabilidad de operación	Facilidad de uso en Laboratorio	Facilidad de uso en Campo	Mínimo ajuste manual	Costo	Puntuación	
Alternativas	0.40	0.15	0.15	0.05	0.30	0.05	0.30	0.15		
Base de Probeta	3 1.2	3 0.45	3 0.45	3 0.15	1 0.3	1 0.05	1 0.3	3 0.45	3.35	Debe de contener todo el diseño del instrumento en geometría y peso
Sujeción de Base	3 1.2	3 0.45	3 0.45	3 0.15	6 1.8	6 0.3	3 0.9	3 0.45	5.7	Debe de cumplir que sea de laboratorio.
Mover ejes en X, Y	9 3.6	9 1.35	9 1.35	9 0.45	3 0.9	3 0.15	9 2.7	3 0.45	10.95	Complejo y de alta precisión para lograr un barrenado correcto
Visualizar centrado de probeta	9 3.6	6 0.9	3 0.45	3 0.15	1 0.3	1 0.05	9 2.7	3 0.45	8.6	Sencillo, de implementar, es solo visualización
Barrenar probeta	3 1.2	1 0.15	3 0.45	1 0.05	1 0.3	1 0.05	1 0.3	3 0.45	2.95	Es crítico que se cumpla con la norma ASTM E 837-08
Medición de esfuerzos	6 2.4	1 0.15	3 0.45	1 0.05	9 2.7	3 0.15	3 0.9	3 0.45	7.25	Es crítico que se cumpla con la norma ASTM E 837-09
Procesar información	3 1.2	1 0.15	3 0.45	1 0.05	3 0.9	3 0.15	1 0.3	3 0.45	3.65	Complejo el manejo de datos
Visualizar resultados	3 1.2	1 0.15	6 0.9	1 0.05	6 1.8	6 0.3	1 0.3	3 0.45	5.15	Sencillo mostrar los reportes y gráficas de acuerdo a ASTM E 837-08

3. Resultados

En la figura 2a se presenta el modelo conceptual del prototipo ya evaluado en la matriz de decisiones y en la figura 2b se muestra el prototipo construido y funcional.



a) Propuesta conceptual.

b) Diseño.

Figura 2 Prototipo.

Se realizó la medición de los esfuerzos por el instrumento P3 y APMER en una misma probeta de aluminio, colocando dos rosetas. En la figura 3, se presenta la gráfica comparativa de los esfuerzos residuales por el instrumento P3 y APMER. Como se observa, las lecturas tienen el mismo comportamiento y son similares. En la tabla 5 se muestra el porcentaje de las lecturas del APMER vs P3. Se hace mención que la diferencia se debe a que las lecturas del barreno se realizaron a 5mm de distancia entre galgas.

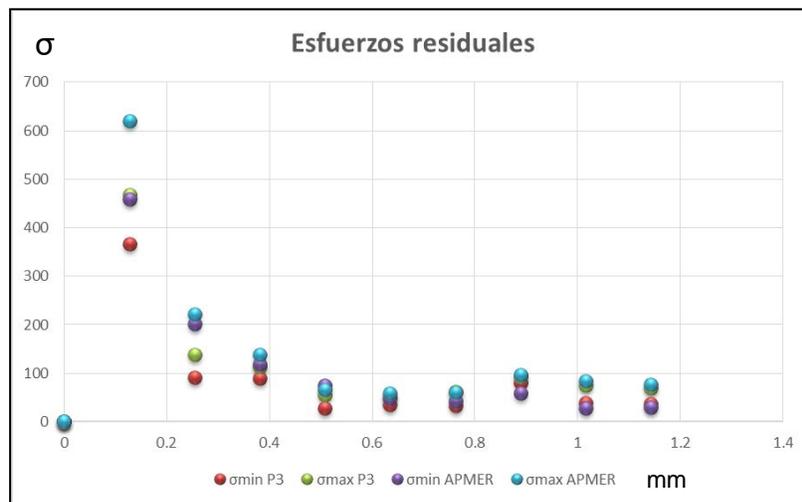


Figura 3 Esfuerzos residuales medidos por el instrumento P3 vs APMER.

Tabla 3.1 Esfuerzos.

σ_{\min}	σ_{\max}
20.1 %	24.5 %
54.7 %	38.0 %
25.2 %	18.1 %
62.4 %	16.6 %
24.4 %	10.9 %
20.3 %	3.0 %
41.4 %	3.1 %
39.7 %	10.5 %
21.2 %	8.4 %

4. Discusión

Usando esta metodología Pahl y Beitz, también se pueden obtener otros modelos conceptuales con variantes en sus componentes y nuevas propuestas de solución, a través de la utilización de la matriz morfológica y la matriz de decisiones.

5. Conclusiones

En el desarrollo del proyecto utilizando al metodología de Pahl y Beitz se encontraron principios básicos relevantes para cada una de las partes del proyecto, en especial la forma de centrar la probeta donde las funciones de principios básicos son muy variadas, en las cuales solo se seleccionaron cinco por ser viables para el desarrollo e integración en el proyecto. De la tabla de funciones de principios básicos se pueden realizar combinaciones y descubrir nuevas propuestas de solución.

Se propone que para estudios posteriores se realice una tabla amplia de solución a cada principio básico que incluya los métodos de medición de los esfuerzos residuales, para determinar si puede ser capaz de introducir una nueva tecnología o método para la medición de esfuerzos residuales diferentes al barreno ciego y a cualquier otro método ya utilizado.

6. Bibliografía y Referencias

- [1] Hidalgo Cavazos, Felipe De Jesús.: Análisis Experimental de Esfuerzos Aplicados con Galgas Extensométricas. Universidad Autónoma de Nuevo León, Enero 1995.
- [2] Introduction to the Theoretical and Experimental Analysis of Stress and Strain. New York McGraw-Hill, 1958.
- [3] Álzate Rodríguez, Edwin Jhovany. Montes Ocampo, José William. Silva Ortega, Carlos Armando. Medidores de Deformaciones por Resistencia: Galgas extenso métricas. Scientia et Technica Año XIII, No 34, Mayo de 2007. Universidad Tecnológica de Pereira. ISSN 0122-1701.
- [4] Micro-Measurement Intertechnology. Strain Gage and Instrumentation for Residual Stress Measurements. Measurements Group, Inc. 1988.
- [5] Sint Technology Restan. System for Measuring Residual Stress by the Hole-Drilling Method. Calenzano, Florence, Italy.
- [6] Stresstech Group. Xstree 3000, The Reliable and Time Proven Technique for Measuring Residual Stress and Retained Austenite.
- [7] Visahy.: Measurement of Residual Stresses by the Hole-Drilling Strain Gage Method. Tech note TN-503. Document Number: 11053, Revision: 01 noviembre 2010.

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA CARACTERIZACIÓN DINÁMICA DE FRENOS

Ramón Rodríguez Castro

Instituto Tecnológico de Celaya
ramon.rodriguezr@itcelaya.edu.mx

Arturo Rosendo Santoyo

Instituto Tecnológico de Celaya
arosendo0204@gmail.com

Resumen

En el presente trabajo se diseñó un dinamómetro para el estudio experimental del rechinado del freno de disco, mediante MEF se analizó la flecha del dinamómetro considerando las cargas máximas a las que será sometida. Se llevaron a cabo doscientas pruebas variando condiciones de operación tales como: presión de frenado, temperatura y velocidad de deslizamiento. Se observa que el valor máximo de la amplitud del rechinado en todas las pruebas tiene un intervalo de frecuencia de 3.3 – 3.4 kHz. También se encontró un aumento en la tendencia a que ocurra el rechinado con el aumento de la velocidad de deslizamiento. Por otra parte, se observa que la amplitud del rechinado disminuye con el aumento de la presión aplicada.

Palabra(s) Clave(s): Dinamómetro, freno de disco, rechinado

Abstract

In the present paper a dynamometer was designed for an experimental study of the disc brake squeal, the dynamometer's shaft was analyzed through FEM considering the maximum loads acting on it. Two hundred tests are conducted at various operating conditions such as: brake-line pressure, temperatures and disc

speeds. It is observed that the peak value of the brake squeal amplitude emanates from all tests are dominant at frequency range of 3.3 – 3.4 kHz. It is also found that the tendency for the brake squeal occurs increases with the increase of sliding speed. Moreover, it is observed that the brake squeal level decreases with the increases of applied pressure.

Keywords: *Dynamometer, disc brake, squeal*

1. Introducción

El rechinido en los frenos de disco es un problema percibido por los conductores, aparte de molesto, como un indicador de algún problema con el sistema de frenado resultando en una significativa pérdida anual en costos de garantía por parte del sector automotriz. Es por eso que se ha hecho un considerable número de investigaciones alrededor de todo el mundo dirigidas a comprender las causas que generan el ruido, y pesar de los esfuerzos realizados, aún no se ha llegado a una solución general debido a la complejidad de los parámetros que intervienen en el fenómeno, y por lo tanto, aún no se ha podido controlar en su totalidad. Estas investigaciones se han llevado a cabo usando tanto métodos teóricos, numéricos como experimentales, siendo los métodos experimentales los que pueden proveer datos reales de medición y confiabilidad.

Oliviero et al [1] diseñaron y construyeron un laboratorio para el control de estudios experimentales de emisión de ruido en el sistema de frenos de autos. Sus resultados mostraron que un aumento en la rigidez del caliper afecta la frecuencia a la cual se excita el sistema, moviendo cada zona a frecuencias más elevadas.

Oliviera et al [2] llevaron a cabo un experimento sobre la inestabilidad que origina el rechinido en el frenado. Sus resultados mostraron que el rechinido ocurre a frecuencias cercanas a las frecuencias naturales del sistema de frenado acoplado.

Triches et al [3] desarrollaron una investigación para reducir el rechinido en el sistema de frenado usando una capa de amortiguamiento en las balatas. Los resultados indicaron un fuerte rechinido a una frecuencia alrededor de 7 kHz y ocurrió a una temperatura de 150 °C y una presión de 25 bar. Las últimas pruebas,

ya con la capa de amortiguamiento en las balatas, mostraron una disminución en la amplitud del rechinido de 20dB para algunas frecuencias.

Rabia et al [4] construyeron un dinamómetro con la finalidad de medir los niveles de vibración inducidos por la fricción entre disco y balatas. Sus resultados indicaron que un pico con amplitud variable se presentó en todas las pruebas con una frecuencia constante de 4.4 kHz. Se observó que la amplitud de vibración disminuye a medida que se aumenta la velocidad de rotación y la presión de frenado.

2. Funcionamiento del sistema de freno de disco

El sistema de freno en un vehículo se puede considerar como un transformador de energía, debido a que mediante fuerzas de fricción transforma la energía cinética de un cuerpo en energía calorífica (calor). En la figura 1 se muestra un sistema de freno de disco con un caliper flotante. El rotor gira alrededor del eje de la rueda, el ensamble del caliper (balatas y pistón de accionamiento) está montado al sistema de suspensión del vehículo a través de soportes que le permiten desplazarse de forma transversal respecto al disco.

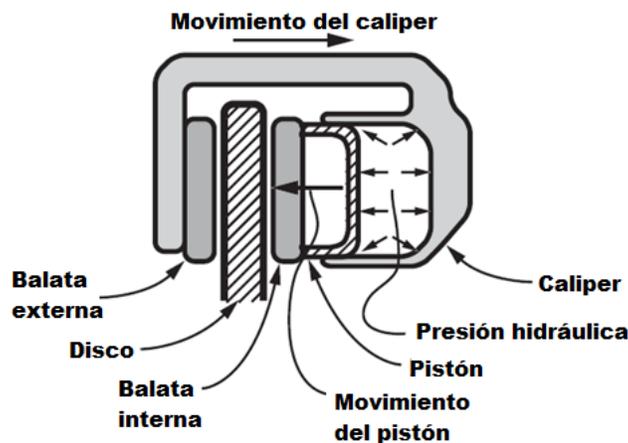


Figura 1 Funcionamiento de un sistema de freno de disco con caliper flotante.

Cuando la presión hidráulica es aplicada, el pistón presiona a la balata interior contra el disco, la reacción obliga al caliper a moverse en la dirección opuesta. Como resultado, la balata exterior (que esta fija) se ve forzada a presionar la cara opuesta

del disco. De este modo, la fuerza normal en ambos lados del disco en contacto con las balatas se iguala [5].

3. Desarrollo y resultados

Cálculo de la masa de inercia

La masa de inercia es un dispositivo que almacena y libera energía. Con esto se pretende igualar la energía cinética que tendrá el auto en movimiento con la energía cinética de un sistema rotacional (dinamómetro). Al igualar tanto la energía cinética de un sistema lineal con un rotacional obtenemos la ecuación 1.

$$\frac{1}{2} m_{auto} (V_1^2 - V_2^2) = \frac{\pi}{64} e \rho d^4 (\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (1)$$

La masa del auto, un Ford Topaz, es de 1184 kg. Como los cálculos son en base a frenos delanteros, se tiene que considerar el 75% de la mitad de la masa del auto por lo que obtenemos una masa de 444 kg. La velocidad inicial del auto será de 3 y 5 km/h (0.83 y 1.39 m/s respectivamente) hasta llegar al reposo, estos parámetros de masa y velocidad establecidos por la norma SAE J2521 [6]. La densidad del acero es de 7850 kg/m³ [7] para el espesor del disco (masa) de inercia se eligió de 38.1 mm ya que es una medida de placa comercial. Considerando que v_2 y ω_2 equivale a 0 y que el diámetro del disco (masa) de inercia es de 254 mm se obtienen los valores a los que deberá de girar el dinamómetro siendo: para simular el auto a una velocidad de 3 km/h debe girar a 475 rpm y para simular una velocidad de 5 km/hr debe girar a 796 rpm.

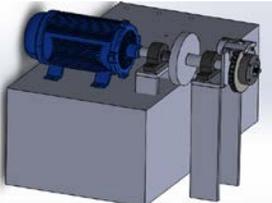
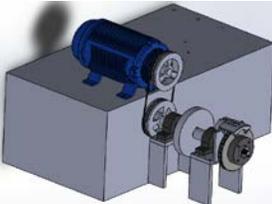
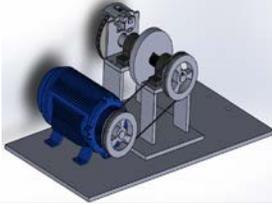
Prototipos de dinamómetros

En la tabla 1 se muestran prototipos virtuales con ventajas y desventajas considerando las siguientes especificaciones: tratar de usar la menor cantidad de piezas posible, evitar usar el espacio de la bancada a un costado del motor y usar tornillería para el ensamble de piezas.

Se decidió fabricar la alternativa numero 3 debido a la facilidad de anclar el dinamómetro a la bancada usando una placa extra a costa de tener que desinstalar

el dispositivo que se encuentra anclado a un costado del motor y tener que usar elementos transmisores de potencia. En la figura 2 se muestra el prototipo virtual del dinamómetro a fabricar junto con el accionamiento hidráulico (izquierda) y el prototipo real (derecha).

Tabla 1 Prototipos virtuales del dinamómetro.

Prototipos virtuales del dinamómetro	Ventajas	Desventajas
<p>1</p> 	<ul style="list-style-type: none"> * Eliminación de transmisores de potencia * Se evita usar el espacio a un costado del motor 	<ul style="list-style-type: none"> * Dificultad para anclar las bases de la chumacera al piso * Equipo fuera del área de trabajo
<p>2</p> 	<ul style="list-style-type: none"> * Se evita usar el espacio a un costado del motor 	<ul style="list-style-type: none"> * Dificultad para anclar las bases de la chumacera al piso * Uso de transmisores de potencia * Equipo fuera del área de trabajo
<p>3</p> 	<ul style="list-style-type: none"> * Equipo dentro del área de trabajo * Facilidad para anclar el dinamómetro 	<ul style="list-style-type: none"> * Se usa el espacio a un costado del motor * Uso de transmisores de potencia * Placa extra para anclar el dinamómetro a la bancada

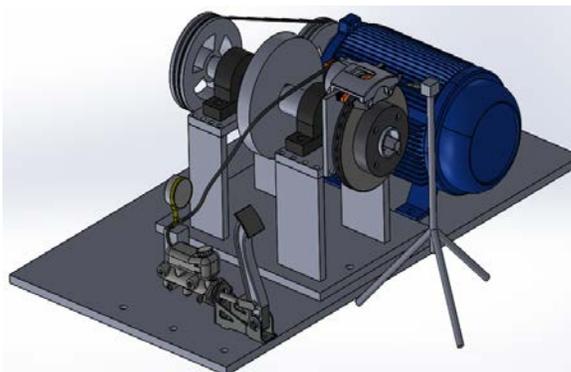


Figura 2 Prototipo virtual a construir (izquierda), prototipo real (derecha).

Análisis de flecha

Para el cálculo de esfuerzos y deformaciones primeramente se malló la flecha como se muestra en la figura 3 (izquierda) y posteriormente se fijaron las condiciones de frontera junto con los parámetros de operación como se muestra en la figura 3 (derecha).

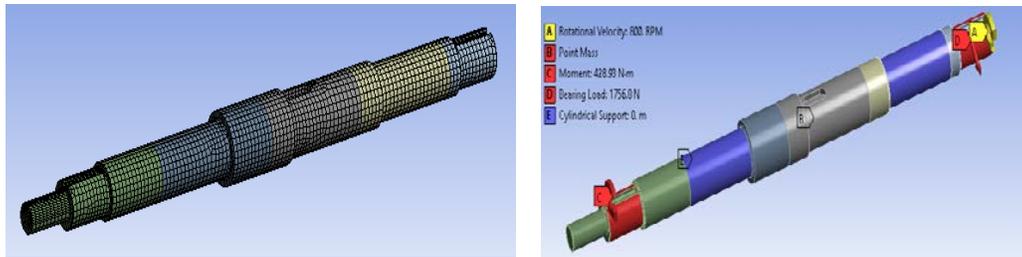


Figura 3 Mallado de la flecha (izquierda), condiciones de frontera de la flecha (derecha).

Soportes cilíndricos fueron usados en toda el área que cubren las chumaceras a la flecha, una velocidad de rotación de 800 rpm considerando que es la máxima velocidad de operación a la que girara la flecha, un punto de masa simulando al disco de inercia (misma ubicación que en la realidad), un momento de 428.93 N-m ya que es la energía cinética que lleva el sistema y por ende es el torque que debe de aplicar el sistema de frenado para llevarlo al reposo y una tensión provocada por la banda transmisora de potencia. En la figura 4 (izquierda) un valor máximo de esfuerzo de 127.9 MPa en la zona donde actúa el sistema de frenado. Para el factor de seguridad, en la figura 4 (derecha), se muestra que la zona más propensa a una posible falla es donde actúa el sistema de frenado. El factor de seguridad mínimo es aproximadamente de 3, por lo que la flecha es segura para la aplicación deseada.

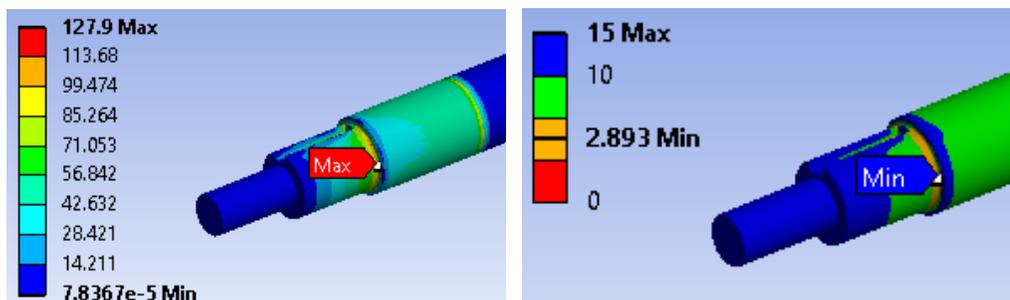


Figura 4 Máximo esfuerzo equivalente (izquierda), factor de seguridad (derecha).

Pruebas a 3 km/h y 5 km/h

Se llevaron a cabo pruebas simulando la velocidad del auto a 3 y 5 km/h. Para cada velocidad se realizaron 100 pruebas variando tanto presión como temperatura. Los valores de temperatura fueron de 25 a 100 °C con un ΔT de 25 °C y las presiones de frenado de 1, 2, 4, 6 y 10 bar, realizando 5 pruebas con los mismos parámetros de presión y temperatura, esto con la finalidad de corroborar mediciones.

En la figura 5 se muestra la dispersión de los resultados obtenidos con los diferentes parámetros de operación. Graficando en el eje de las ordenadas el nivel de presión de sonido máximo y en el eje de las abscisas la frecuencia a la que ocurrió el rechinado a 3 km/h (izquierda) y 5 km/h (derecha). La cantidad de veces que ocurrió el fenómeno del rechinado en las diferentes pruebas, tanto a 3 como a 5 km/h, se contabilizan y se muestra en la figura 6.

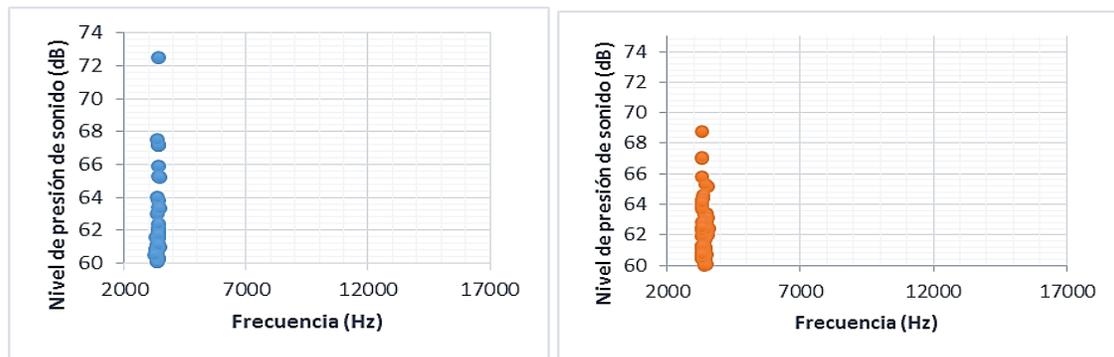


Figura 5 Dispersión de las mediciones a 3 km/h (izquierda), 5 km/h (derecha).

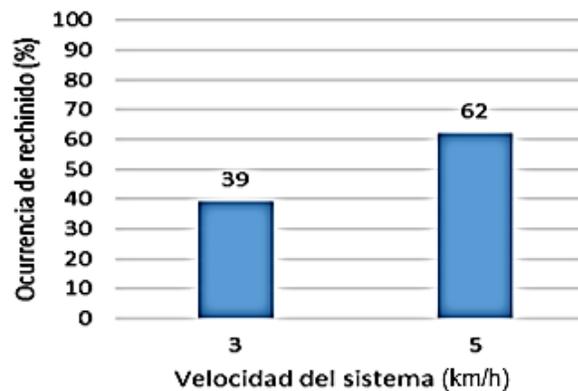
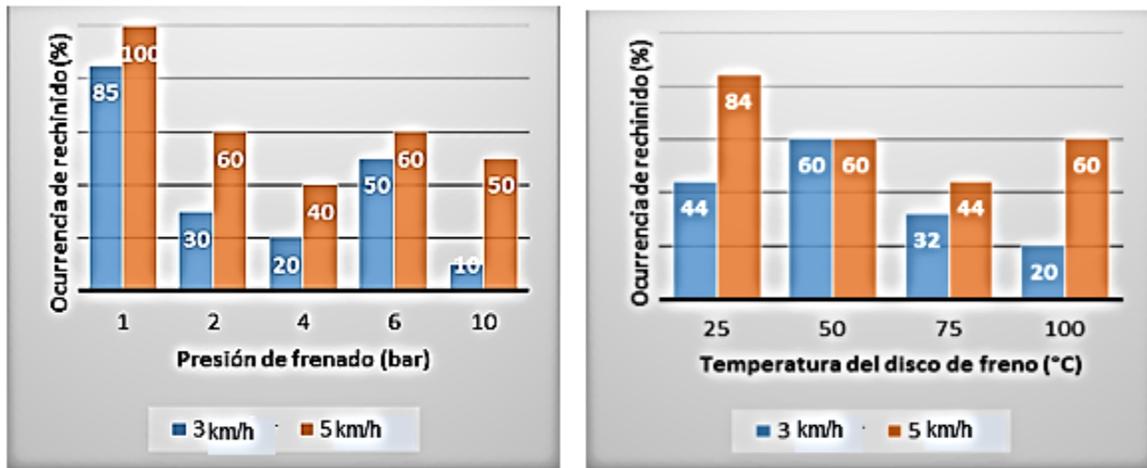


Figura 6 Porcentaje de ocurrencia de rechinado (> 60dB) a diferentes velocidades.

Relación entre el rechinado y parámetros de operación

A continuación se muestran una serie de graficas en las que se relacionan los parámetros de operación con el porcentaje de ocurrencia del fenómeno del rechinado a una amplitud mayor a 60 dB comparando los resultados obtenidos a 3 y 5 km/h. Siendo la figura 7 en base a la presión de frenado (izquierda) y en base a la temperatura del disco de freno (derecha).

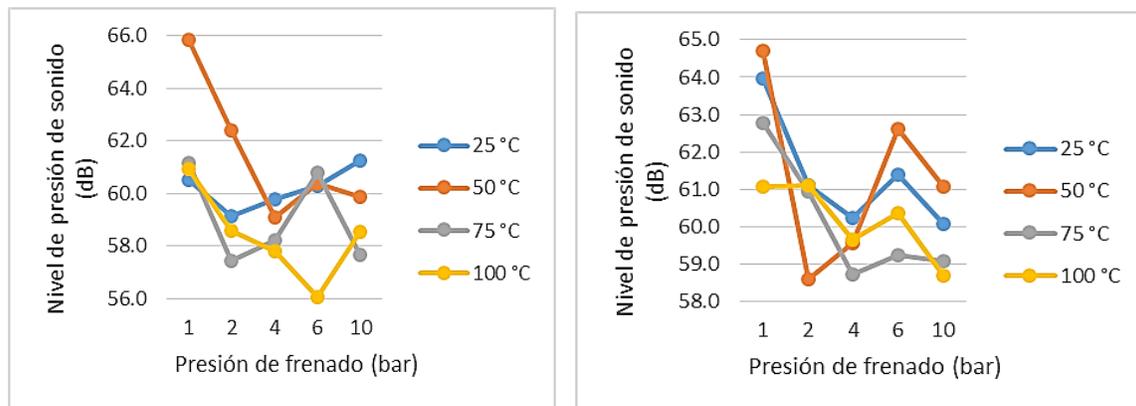


a) Presión de frenado.

b) Temperatura del disco de freno.

Figura 7 Relación porcentaje de ocurrencia del fenómeno del rechinado (> 60 dB).

En la figura 8 se muestra cómo es que varía la amplitud del rechinado en base a los parámetros de operación.



a) 3 km/h.

b) 5 km/h.

Figura 8 Variación de la amplitud del rechinado en base a los parámetros de operación.

Las máximas amplitudes de rechinado tanto para 3 como para 5 km/h son a 50 °C con una presión de frenado de 1 bar. Esto es debido, muy probablemente, a que a muy bajas presiones el disco y las balatas apenas se tocan y se genera poco amortiguamiento por fricción entre ellos. A medida que la presión de frenado aumenta, existe mayor contacto entre estos elementos y el amortiguamiento en el sistema comienza a aumentar (amortiguamiento por fricción) debido a la compresibilidad del material de fricción de las balatas [4].

Posibilidad de acoplamiento modal entre componentes

Existe la posibilidad, debido a las condiciones de operación, de que logren empatar dos frecuencias naturales parecidas de dos diferentes componentes del sistema de frenado. El ruido usualmente ocurre cuando por lo menos dos componentes del sistema comienzan a vibrar juntos creando un modo de sistema acoplado. Considerando los acoplamientos por modos de flexión, cuando los componentes tienen la misma longitud de onda y frecuencia, empatarán geométricamente y comenzarán a vibrar en fase. Durante esta situación, el amortiguamiento por fricción disminuye drásticamente y comienza a rechinar [8]. Cuando el sistema de frenado trabaja bajo presión y temperatura, la dinámica de los componentes cambia significativamente. Más notable en la balata por el material de fricción, ya que este se comprime al ser sometido a la presión de frenado. Debido a esta compresión, la rigidez de la balata aumentará por lo que su frecuencia natural también lo hará. Por otro lado, la presión de frenado tiene una muy baja influencia sobre el disco de frenado. La temperatura tiene un efecto similar al de la presión, a medida que aumenta la temperatura, la rigidez del elemento disminuirá. Como consecuencia, su frecuencia natural también lo hará y más notable en la balata debido al material de fricción [3]. Para tener una idea más amplia, en la figura 9 se puede apreciar la influencia que tiene la presión sobre los modos del disco de freno y de la balata. Las frecuencias de rechinado obtenidas (de los promedios de las 5 diferentes mediciones que se realizaron con mismas condiciones de operación) se encuentran en tabla 2.

En la tabla 3 se muestran las frecuencias naturales del disco y balata que corresponden a los modos fuera de plano (flexión).

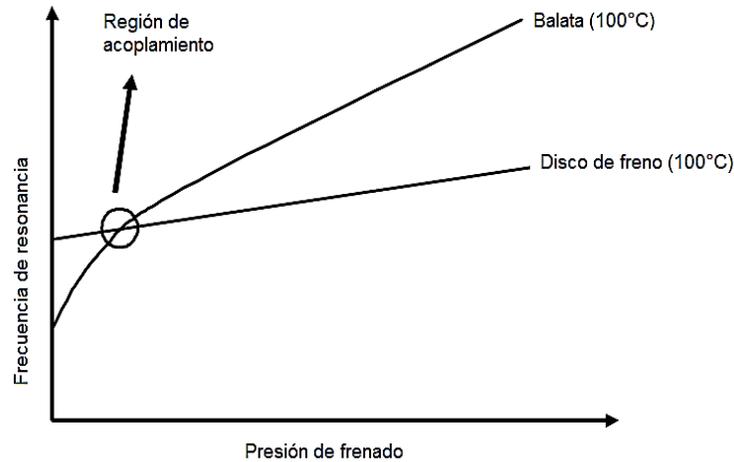


Figura 9 Influencia de la presión sobre los modos del disco de freno y de la balata [3].

Tabla 2 Intervalos de frecuencia del fenómeno de rechinado.

Velocidad de operación (km/h)	Mín. frecuencia (Hz)	Máx. frecuencia (Hz)
3	3325	3450
5	3310	3469

Tabla 3 Frecuencias naturales de los componentes de frenado.

Frecuencias naturales (kHz)	Disco de freno	Balata
1er Modo de flexión	1520	775
2do Modo de flexión	3240	1212
3ero Modo de flexión	3320	2475
4to Modo de flexión	3760	2675
5to Modo de flexión	5120	3837

El tercer modo del disco posee una frecuencia natural dentro del intervalo en el que se presenta el rechinado a 3 km/h y muy cercano (solo por debajo de 5 Hz) al rechinado que se presenta a 5 km/h. Esto se puede explicar debido a que los valores

de factor de pérdida de amortiguamiento asociados con los modos de vibración de la balata son mayores que los del rotor, debido al material de fricción que provee mucho mayor amortiguamiento que el hierro colado al disco de freno. Como consecuencia, hay una tendencia de que los modos de vibración del disco de freno sean los que determinen, por lo general, la frecuencia del fenómeno del rechinido [3]. El cuarto modo de la balata vibra a una frecuencia de 2675 Hz, aproximadamente 645 Hz por debajo de los valores mínimos de la frecuencia de rechinido. Por lo que al ser sometida a presión su rigidez aumentará al igual que sus frecuencias naturales (como se muestra en la figura 9). Eventualmente esa diferencia se acortará y ambos modos se acoplarán con la misma frecuencia y misma forma de modo.

4. Conclusiones

- El diseño del dinamómetro fue básico y lo menos costoso posible. El banco fue totalmente funcional para las condiciones de operación especificadas en este trabajo, pero para realizar pruebas simulando autos con mayor masa o condiciones de prueba más exigentes (velocidad inicial del vehículo por ejemplo) se puede sustituir el disco de inercia por uno más grande o se pueden aumentar la velocidad de rotación del dinamómetro. Si lo anterior mencionado es el caso, se deberían agregar soportes a las bases soldando travesaños de metal para brindarle mayor rigidez y estabilidad a la estructura.
- Se debe instrumentar totalmente al banco de pruebas, ya que la presión de frenado y temperatura del disco de freno son obtenidas manualmente.
- Para la obtención de mediciones experimentales se realizaron 200 pruebas (100 simulando el automóvil a 3 km/h y las otras 100 a 5 km/h). Para estas pruebas se variaron tanto presiones de frenado (1, 2, 4, 6 y 10 bar) como temperatura del rotor del freno (25, 50, 75 y 100 °C). Se observó que el valor pico de la amplitud de rechinido en todas las pruebas rondaba en un intervalo de frecuencia de 3.3 y 3.4 kHz similar a los trabajos realizados por Triches et al. [3] y Rabia et al. [4], en donde sin importar los parámetros de operación,

la frecuencia del rechinado se mantenía constante de 7 y 4.4 kHz respectivamente.

- La frecuencia a la que ocurre el fenómeno del rechinado corresponde propiamente a una frecuencia natural del disco de freno y la frecuencia natural más cercana de la balata está a solo 645 Hz por debajo de los valores mínimos de la frecuencia de rechinado. Como los trabajos realizados por Triches et al. [3] en donde los resultados mostraron que los modos de vibración del disco de freno son significativamente responsables de las frecuencias de rechinado del sistema de frenado.
- También se encontró un aumento en la tendencia a que ocurra el rechinado con el aumento de la velocidad de deslizamiento. Por otra parte, se observó que la amplitud del rechinado disminuye con el aumento de la presión aplicada. Similar a los resultados obtenidos en las pruebas realizadas por Rabia et al. [4] donde observaron que la amplitud de vibración disminuía a medida que se aumentaba la velocidad de rotación y la presión de frenado.
- Algunas recomendaciones para disminuir la amplitud de rechinado son: La modificación de la geometría en ambos componentes y diferentes materiales para la balata (material de fricción). En ambas recomendaciones la finalidad es la de desplazar las frecuencias naturales variando la rigidez de los componentes.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] G. Oliviero, X. Zhaoshun & A. Akay, *A laboratory brake for the study of automotive brake noise*, IMAC-XX: Conference & Exposition on Structural Dynamics, pp. 548-551. (2002).
- [2] G. Oliviera, A. Akay & F. Massi, Experimental analysis of brake squeal noise on a laboratory brake setup. *Journal of Sound and Vibration*, 292, pp. 1-20. (2006).
- [3] M. Triches Jr, S. N. Y. Gerges & R. Jordan, Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping. *J. of the Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng.*, 26 (3), pp. 340-348. (2004).

- [4] M. M. Rabia, N. M. Ghazaly, M. M. M. Salem & A. M. Abd-El-Tawwab, An experimental study of automotive disc brake vibrations. *The International Journal of Engineering and Science*, 2 (1), pp. 194-200. (2013).
- [5] N. M. Kinkaid, O. M. O'Reilly & P. Papadopoulos, Automotive disc brake squeal. *Journal of Sound and Vibration*, 267, pp. 105–166 (2003).
- [6] SAE J2521, Disc Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA. (2001).
- [7] Automation Creations, Inc., MatWeb, Your Source for Materials Information, <http://www.matweb.com/>. Recuperada del sitio Web temoa : Portal de Recursos Educativos Abiertos (REA)
- [8] J. D. Fieldhouse, A Proposal to Predict the Noise Frequency of a Disc Brake Based on the Friction Pair Interface Geometry. SAE Paper 1999-01- 3403 (1999).

ANÁLISIS DE MÓDULO ELÁSTICO Y RESISTENCIA A LA FLUENCIA DE ALUMINIO PLEGADO CON MEDIANAS DENSIDADES RELATIVAS

Carmen Betsabe Rodríguez Cisneros

Instituto Tecnológico Celaya
betsa.cisne@gmail.com

Roberto Edú Arriaga Medina

Instituto Tecnológico Celaya
roberto.edu.arriaga.medina@gmail.com

Luis Alejandro Alcaraz Caracheo

Instituto Tecnológico Celaya
Alejandro.alcaraz@itcelaya.edu.mx

Resumen

El aluminio plegado es un material que debido a su baja densidad y bajo costo de fabricación podría representar una alternativa al uso de materiales celulares como la espuma de aluminio. Debido a esto, en el presente trabajo se realizaron algunos ensayos de compresión, con la finalidad de analizar el comportamiento mecánico de aluminio plegado con medianas densidades relativas, complementando la información aportada por estudios previos.

Palabra(s) Clave(s): Aluminio plegado, densidad relativa, módulo elástico, resistencia a la fluencia.

Abstract

Crumpled aluminum is a material which, due to its low density and low manufacturing cost, could represent an alternative to the use of cellular materials such as aluminum foam. Because of this, in this paper some compression tests were conducted in order to analyze the mechanical behavior of crumpled aluminum

with medium densities, complementing the information provided by previous studies.

Keywords: *Crumpled aluminum, relative density, elastic modulus, yield strength.*

1. Introducción

En la actualidad la industria busca materiales con una combinación adecuada entre baja densidad, bajo costo de fabricación y buena resistencia mecánica, como son los materiales celulares. La espuma de aluminio es un material celular que hoy en día tiene gran demanda en la industria, pero al ser un material costoso en su fabricación los investigadores se han tomado la tarea de analizar algunas otras alternativas, como lo es el aluminio plegado. Estos estudios son muy recientes dado que sus propiedades mecánicas comenzaron a analizarse a partir del 2013 con el trabajo de Bouaziz et al [1], en donde se analizaron el módulo elástico y resistencia a la fluencia bajo ensayos de compresión de probetas cilíndricas de aluminio plegado, variando la densidad relativa de 0.019 a 0.11, y se compara este material con los materiales celulares, concluyendo que el aluminio plegado presenta un comportamiento híbrido entre las espumas y los materiales fibrosos. En 2015, en el trabajo de Balankin et al [2] utilizaron probetas cilíndricas con la misma cantidad de aluminio variando las densidades relativas de 0.03 a 0.12 utilizando diferentes alturas, donde se obtuvieron módulo elástico y resistencia a la fluencia, además que se realiza un estudio de relajación del material. En el 2015 en el trabajo de Arriaga [3] se realizó el análisis del módulo elástico y la resistencia a la fluencia variando la densidad relativa de 0.05 a 0.09 y con probetas de 16 mm de diámetro en ensayos libres y confinados. En ese mismo año en el trabajo Cruz [4] se determinaron las mismas propiedades pero con probetas de 32 mm de diámetro, llegando a la conclusión de que conforme aumenta la densidad relativa, aumentan las propiedades mecánicas.

Todos estos estudios sobre el aluminio plegado han variado la densidad relativa por debajo de 0.12, por esto, la importancia de esta investigación se centra analizar las propiedades mecánicas de este material a densidades relativas medias, entre 0.09 y 0.5.

2. Métodos

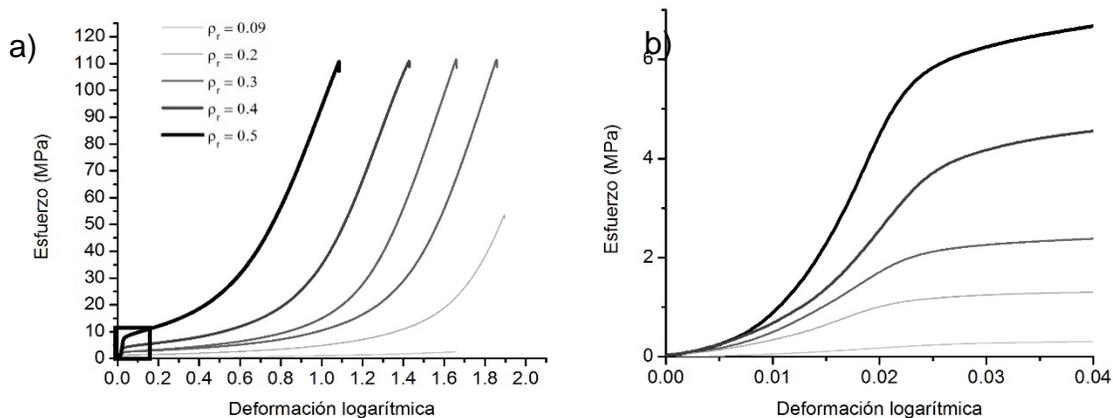
En este estudio se utilizaron hojas de aluminio con espesor estándar $e = 0.018$ mm, densidad de $\rho = 2.7 \text{ g/cm}^3$ y un módulo elástico de $E_s = 70 \text{ GPa}$. Cada hoja se cortó con forma cuadrada y para variar la densidad relativa ρ_r se utilizaron diferentes longitudes de lado (81 mm, 100 mm, 115 mm y 129 mm). Después, las hojas se doblaron (plegaron) aleatoriamente y posteriormente se comprimieron en un molde con un diámetro interior de 7 mm, con la intención de darles forma cilíndrica con ese diámetro nominal y una altura de 14 mm.

Los ensayos se realizaron en la modalidad de compresión uniaxial en una máquina de pruebas universal con celda de carga de 5 kN, con una velocidad de prueba constante de 10 mm/min. Se ensayaron tres probetas de cada densidad relativa.

3. Resultados y discusión

La máquina de ensayos universal proporcionó los datos de fuerza y desplazamiento que se utilizaron para la construcción de la curva esfuerzo-deformación logarítmica para cada probeta.

En la figura 1 se pueden apreciar curvas esfuerzo-deformación logarítmica representativas del aluminio plegado ensayado a las diferentes densidades relativas consideradas. Como puede observarse, mientras mayor sea la densidad relativa utilizada mayor es su resistencia a una misma deformación.



a) Curva completa.

b) Ampliación de la primera parte de la curva.

Figura 1 Esfuerzo-deformación a diferentes densidades relativas de aluminio plegado.

A partir de las curvas mostradas (figura 1), el módulo elástico E_0 se obtuvo de la pendiente de la recta obtenida a partir de la regresión lineal realizada sobre los datos de la zona elástica y la resistencia a la fluencia σ^* para cada densidad relativa, los cuales se graficaron según se aprecia en la figura 2, donde puede observarse que mientras incrementa la densidad relativa, tanto el módulo elástico como la resistencia a la fluencia aumentan. También se consideró que estas propiedades mecánicas siguen una ley de potencia, ya que el aluminio plegado presenta una estructura interna en forma de celdas, como ocurre con los materiales celulares.

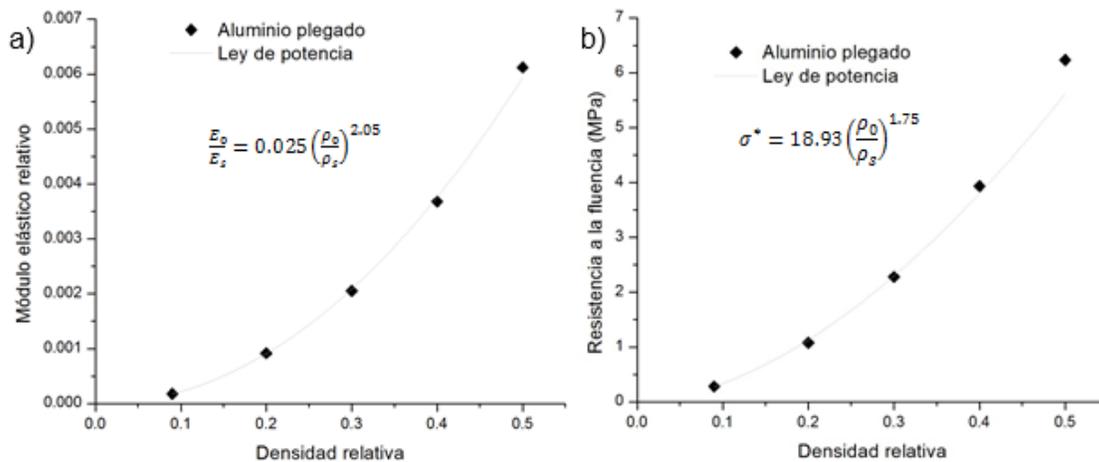


Figura 2 Aluminio plegado función de la densidad relativa.

De acuerdo a como ha sucedido en estudios anteriores sobre aluminio plegado [1], se puede realizar un análisis de su mesoestructura al comparar el valor del exponente de cada modelo empírico. Para la ley de potencia del módulo elástico se obtuvo un exponente $n = 2.05$, el cual es muy cercano a 2; buscando este valor en la tabla 1, se puede decir que el mesomecanismo de deformación predominante en la zona elástica es la flexión de las aristas de la celda formada por los pliegues. De la misma forma, para la resistencia a la fluencia, el exponente es $m = 1.75$, el cual es un valor intermedio entre los valores $3/2$ y 2 de la tabla 1. Esto puede significar que al llegar a la fluencia existe una transición de las aristas a flexión, a

las paredes a flexión en las celdas formadas por los pliegues, como mesomecanismos de deformación predominantes.

Tabla 1 Clasificación de exponentes para la compresión de materiales celulares como función de su arquitectura y mesomecanismos de deformación [1].

Materiales	Mesomecanismos de deformación	n	m
Espuma celda abierta	Dominado por flexión de las aristas de la celda	2	$3/2$
Armadura	Dominado por estiramiento de las aristas de la celda	1	1
Espuma celda cerrada (con engrosamiento de los bordes)	Flexión de las aristas y estiramiento de las paredes de la celda	$1 < n < 2$	$1 < m < 3/2$
Espuma celda cerrada ideal (sin engrosamiento de los bordes celulares)	Dominado por flexión de las paredes de la celda	3	2
Panal hexagonal	Dominado por flexión de las paredes de la celda	3	2

4. Bibliografía y Referencias

- [1] Bouaziz, O.: Compression of crumpled aluminum thin foils and comparison with other cellular materials, *Materials Science & Engineering A*, N° 570 pág. 1–7, 2013
- [2] Balankin, A.: Mechanical properties and relaxation behavior of crumpled aluminum foils, *Journal of Materials Science*, N° 50, 13 pág. 4749-4761, 2015
- [3] Arriaga, R. Efecto de la densidad relativa en las propiedades mecánicas de materiales plegados. Tesis Ing. Mec., Instituto Tecnológico de Celaya, 2015.
- [4] Cruz, D. Análisis del comportamiento a compresión de aluminio plexoplegado para aplicaciones de absorción de energía. Tesis M.C. en Ing. Mec., Instituto Tecnológico de Celaya, 2015.

DESARROLLO DE UNA CONSOLA DIDÁCTICA PARA PRÁCTICAS DE ESTÁTICA

Aurelio Rodríguez Fortozo

Instituto Tecnológico de Celaya
aurelio_7134@hotmail.com

Benjamín Arroyo Ramírez

Instituto Tecnológico de Celaya
benjamin.arroyo@itcelaya.edu.mx

Álvaro Sánchez Rodríguez

Instituto Tecnológico de Celaya
alvaro.sanchez@itcelaya.edu.mx

César Rodríguez Alcalá

Instituto Tecnológico de Celaya
ing.cesarrodriguezcalca@gmail.com

Resumen

En este artículo se presenta y describe el diseño, fabricación y pruebas de una consola didáctica en donde se pueden desarrollar prácticas funcionales de Ingeniería Mecánica, que facilitan la transferencia de conocimientos básicos que el profesor quiere ofrecer durante el proceso de enseñanza-aprendizaje. Este proyecto refuerza este proceso mediante el desarrollo de la consola didáctica, iniciando con un módulo de prácticas de Estática. Dicha consola está estructurada y formada por elementos mecánicos intercambiables, por perfiles de aluminio tipo Bosch, celdas de carga, PLC's, un Panel View, un codificador, poleas, soportes ajustables y cables de tensión mecánica.

Palabra(s) Clave(s): Consola Didáctica, Celda de Carga, Codificador, PLC

Abstract

This article describes the design, fabrication and testing of a didactic console, where they can develop functional practices of Mechanical Engineering, which facilitate the transfer of basic knowledge that the teacher wants to provide during the teaching-learning process. This project seeks to reinforce this process through the development of a didactic console that start with a module for practices of Static, formed by interchangeable elements using profiles of aluminum type Bosch, load cells, PLC's, Panel View, Encoder, mechanical parts, such as pulleys, adjustable brackets and cables.

Keywords: *Didactic Console, Encoder, Load Cell. PLC*

1. Introducción

Se han desarrollado diferentes sistemas y métodos para el proceso Enseñanza-Aprendizaje, que han venido contribuyendo de manera significativa a mejorar dicho proceso. Lucas Nulle [1] han logrado en Alemania el desarrollo, producción y distribución de sistemas didácticos de enseñanza y aprendizaje modulares con fines educativos e industriales. Gunt Hamburg ha desarrollado equipos didácticos para la educación técnica de las escuelas y universidades, con módulos didácticos de precisión, y con indicadores análogos [2]. FESTO, ha desarrollado un gran número de Consolas Modulares Didácticas para el Control de Sistemas Automatizados y para la Enseñanza con lo más innovador de la Tecnología [3]. Por otro lado, en México se tienen los Centros Regionales de Optimización y Desarrollo de Equipos (CRODE). Donde se diseñan y fabrican equipos didácticos en 4 lugares de la república: Celaya, Chihuahua, Mérida y Orizaba. Dando una gran aportación no solo en el diseño y fabricación, sino en la capacitación y asesoría para su utilización y desarrollo de la tarea educativa de los Institutos Tecnológicos. [4] Sin embargo no ha sido suficiente, por lo que se presenta el diseño y fabricación de una consola didáctica de estática que combina la intercambiabilidad mecánica con la tecnología digital que permite visualizar a través de pantallas, en un ambiente amigable y sencillo los resultados obtenidos de una práctica en ambiente real, y de ésta manera sean validados los resultados teóricos calculados.

2. Métodos

El método propuesto es el seguimiento de los temas más significativos del programa de la asignatura de Estática, a través de la combinación “Teoría-Práctica” y para algunos otros problemas la combinación de “Teoría-Simulación-Practica”. Esto se va desarrollando inicialmente con las exposiciones en clase, y finalmente a una práctica física con elementos didácticos, donde los principios y leyes de la Estática planteados en clase, se logran entender de manera más sencilla. Por lo que se siguió una estrategia cíclica del diseño en tres etapas con fines de mejora, (la etapa 1, 2 y 3 se detallan más adelante), como se muestra en el diagrama de la figura 1.

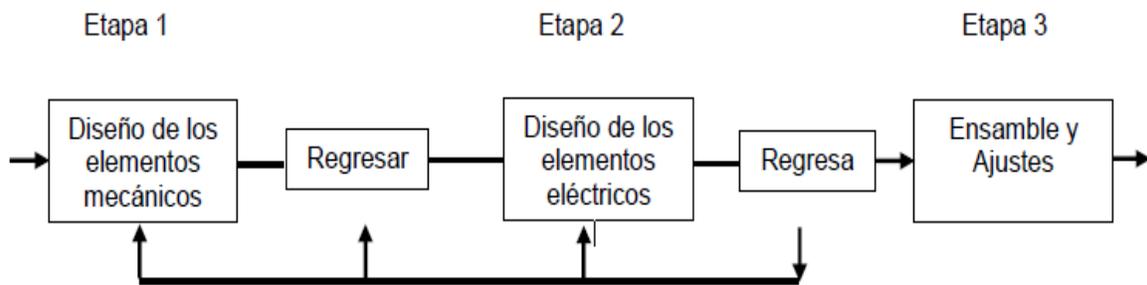


Figura 1 Estrategia cíclica del diseño de la consola.

3. Desarrollo de la Consola

En la etapa 1, el diseño de los elementos mecánicos se realizó utilizando un paquete CAD siguiendo un modelo descriptivo, diseñando cada una de sus partes y después realizando el desarrollo virtual y ensamble de las mismas tal como se muestra en la figura 2.

En la etapa 2, la parte eléctrica y electrónica se diseñó y seleccionó el agrupamiento de cada elemento tanto de medición, control y visualización de la manera más fácil y amigable para la realización de las prácticas de la forma siguiente:

- Primero se tenía como primera opción enviar la señal del Codificador a través de un convertidor de pulsos y una tarjeta de alta velocidad, sin embargo se eligió la 2da. Opción, de utilizar una pantalla especial Paxi I Red Lion 0030, la cual recibe directamente la señal, como se muestra en la figura 3. Con esto se

simplifica el diseño de esta consola, reduciendo a la vez sus costos de fabricación.

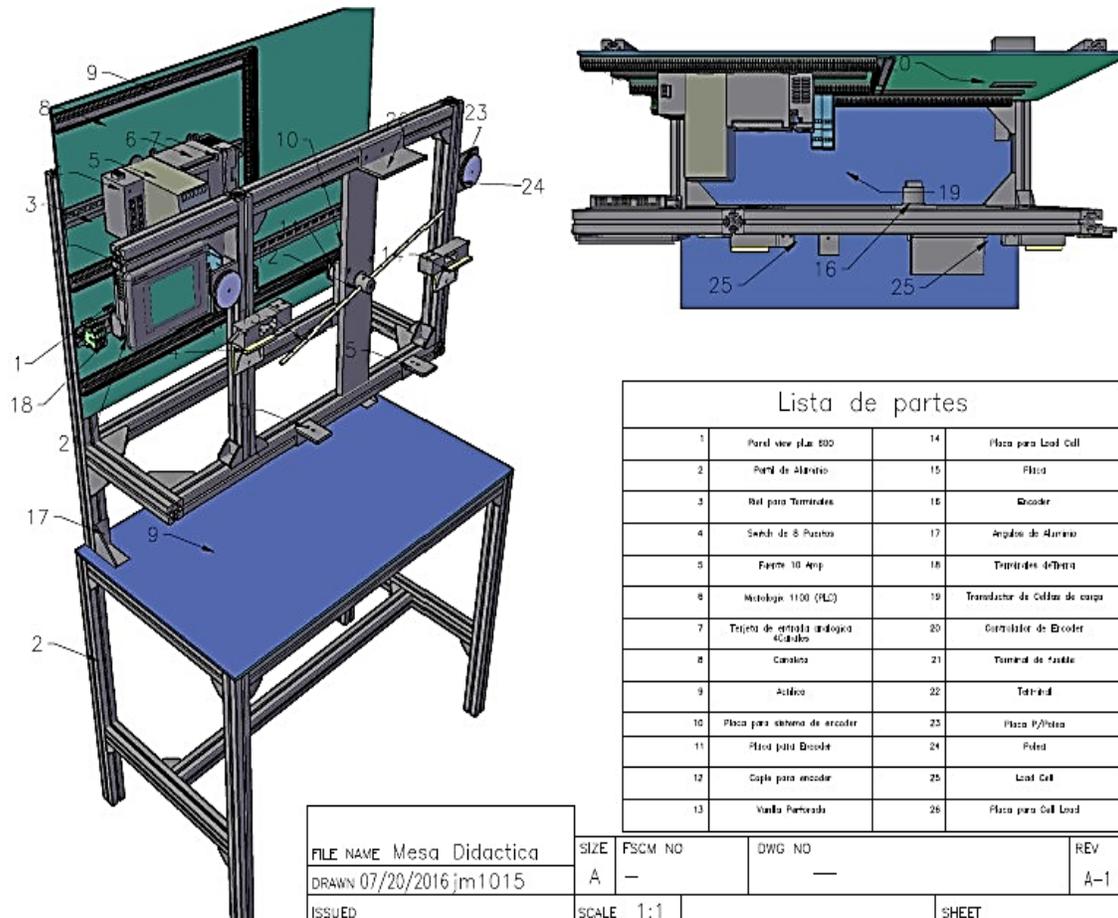


Figura 2 Ensamble y listado de cada una de las partes de la consola didáctica.

- Posteriormente para la selección de celda de carga se vieron varios tipos, de los cuales se escogió la celda de carga tipo Viga en Voladizo, debido a las ventajas que se tienen sobre el principio de flexión múltiple, ya sea de doble o triple viga, utilizado ampliamente por su deformación especial en forma de “s” que genera zonas de tensión positiva y negativa en la superficie que está cerca una de la otra, haciendo que el sistema sea significativamente menos sensible a cargas puntuales, como se muestra en la figura 4 [8].
- Enseguida, el PLC que se seleccionó, es el del tipo modular, por sus elementos separados como son: el controlador, la fuente de poder y sus módulos de

entrada y salidas análogas, ensamblados en un rack estándar para el ensamble de componentes.

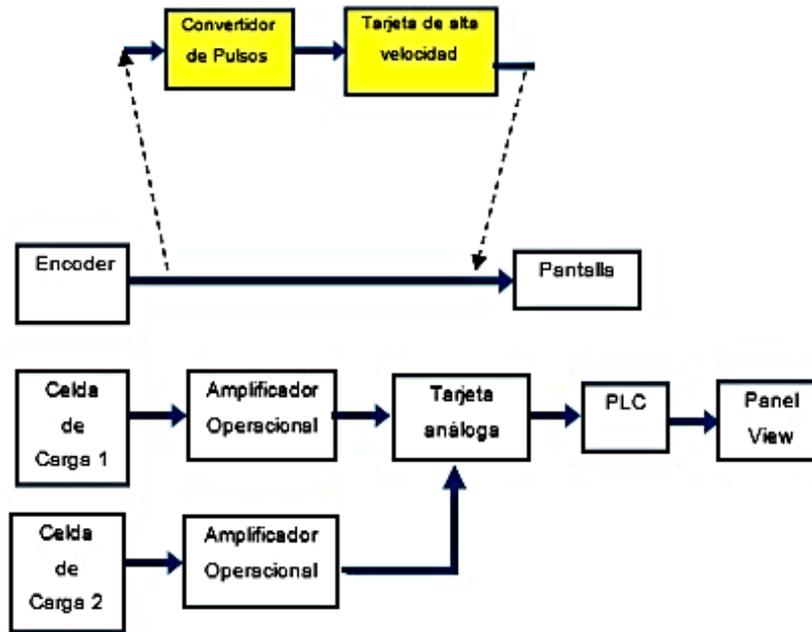


Figura 3 Elementos de control y medición seleccionados para visualización de señales.

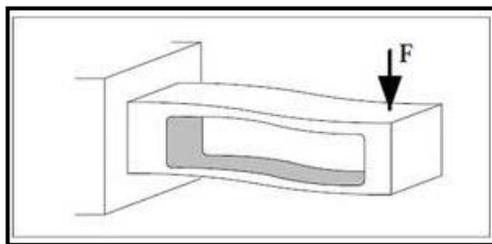


Figura 4 Principio de flexión de doble viga.

- Por último, para el programa seleccionado se utilizó el RSLogic 500 Pro, por su lógica de programación del Tipo SCP (Scale with Parameters), ver figura 5, el cual es utilizado ampliamente en transductores de fuerza, ya que producen valores de salida con una relación lineal a los valores de entrada. Una vez que son recibidos los valores máximos y mínimo, opera de acuerdo a una función lineal del programa basado en ecuación 1 [9].

$$y = mx + b \quad (1)$$

De donde:

y = Valor del peso de salida.

x = Valor de entrada.

m = Pendiente, ecuación 2.

$$m = \frac{\text{peso máximo} - \text{peso mínimo}}{(\text{entrada máxima} - \text{entrada mínima})} \quad (2)$$

b = Compensación (intersección y), ecuación 3.

$$b = \text{peso mínimo} - (\text{entrada mínima} \cdot m) \quad (3)$$



Figura 5 Lógica de entradas y salidas del programa del PLC.

Ensamble y Ajustes

Una vez que se fabricaron cada una de las partes mecánicas, se realizó el ensamble y sus ajustes. En la etapa 3 se ensambla el bastidor de aluminio con su cubierta de PVC, así como sus partes eléctricas y electrónicas, donde se obtuvo la consola ensamblada, figura 6a. Enseguida se inició la programación del PLC, y de la Pantalla Panel View, a través de la Laptop, con el Software RSLogic 500 Pro. Y también los ajustes y puesta a cero de las variables de carga y posición, figura 6b. Se hace lo mismo con la posición angular del Encoder, el cual envía la señal a la pantalla digital, figura 6c.

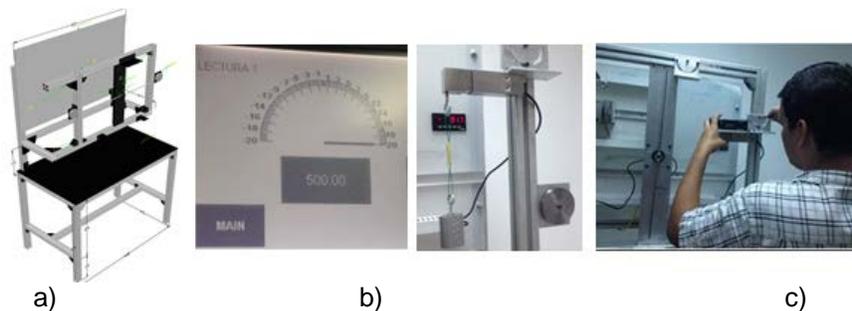


Figura 6 a) Marco de consola, b) Celda de carga y c) Encoder.

4. Resultados

Finalmente se cuenta con una consola didáctica para realizar las prácticas de ingeniería mecánica. A continuación se presenta una práctica de un problema típico del libro Mecánica Vectorial para Ingenieros ESTÁTICA de Beer & Johnston y del tema Equilibrio de la partícula [7], para mostrar su uso y utilidad. En el punto C se sujetan los cables de acero y se cargan como se muestra en la figura 7a. Si se sabe que el ángulo $\alpha = 30^\circ$. Determine la tensión a) en el cable AC y b) en el cable BC. Primero se resuelve el problema teóricamente, se dibuja el diagrama completo de cuerpo libre, y el triángulo de fuerzas como se muestra en la figuras 7b y 7c.

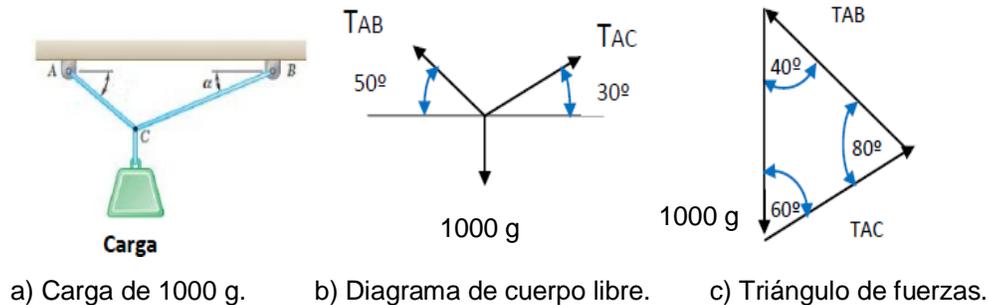


Figura 7 Carga soportado por dos cables.

Usando la ley de los senos se obtiene:
$$\frac{T_{AB}}{\text{Sen } 60^\circ} = \frac{T_{AC}}{\text{Sen } 40^\circ} = \frac{1000}{\text{Sen } 80^\circ}$$

De la ecuación anterior se obtienen los valores:

$$T_{AB} = 879.38 \text{ g} \quad \text{y} \quad T_{AC} = 652.70 \text{ g}$$

A continuación se procede a preparar y armar la práctica en la consola didáctica. Primeramente ajustando los cables de acero con pequeños tensores a cada una de las celdas de carga, considerando el punto C como el centro, donde se unen los cables y se aplica la carga, como se puede observar en la figura 8.

Una vez que se realizó la puesta a punto de la carga y los ángulos, las celdas de carga 1 y 2, muestran las lecturas en la pantalla del Panel View como se observa en la figura 9 y en la tabla 1 comparativa se calculó el porcentaje de error.



Figura 8 Preparación y puesta a punto de la carga y ángulos en la consola didáctica.

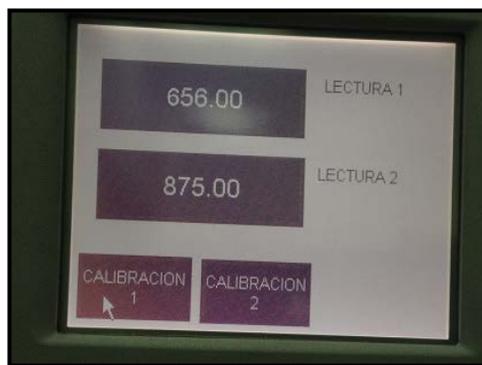


Figura 9 Lecturas en la pantalla Panelview.

Tabla 1 Comparativa de resultados.

Tensión	Resultados Teóricos	Resultados Prácticos	% Error
TAB	879.38	875	-0.5005
TAC	652.7	656	0.503

5. Discusión

Se puede observar que los valores teóricos se han validado con los valores experimentales o prácticos obtenidos con el uso de la consola didáctica.

Las ventajas que se tienen al realizar este tipo de prácticas, es que fácilmente se pueden acoplar cada uno de sus componentes, y además se dan las lecturas en las pantallas digitales en tiempo real y en forma clara y sencilla, cumpliéndose también el objetivo de facilitar el proceso de enseñanza aprendizaje, a través del concepto “Teoría-Práctica”. También se puede mencionar la flexibilidad y

versatilidad que tiene la consola didáctica, ya que sólo requiere ir ensamblando los elementos mecánicos intercambiables de acuerdo a la configuración del problema, con sus ángulos y sus cargas. Para complementar el uso de ésta consola, se recomienda la elaboración de un cuadernillo de prácticas acorde al programa de la asignatura de Estática.

6. Bibliografía y Referencias

- [1] R. Lucas-Nulle, "PHYWE Excelencia en la Ciencia," 2008. http://www.phywes.com/index.php/fuseaction/download/lrn_file/phy_image_12530_esp.pdf.
- [2] G. Hamburg, "Equipment for Engineering Education," 2005. [Online]. Available: http://www.gunt.de/static/s2_1.php?p1=&p2=&pN.
- [3] K. Ramsar, "FESTO," 2002. <http://www.festo-didactic.com/ov3/media/customers/1100/00857460001075223828.pdf>.
- [4] SEP, "Centro Regional de Optimizacion y Desarrollo de Equipo de Chihuahua," 2012. <http://www.crodechihuahua.edu.mx/index.php/crode/historia>.
- [5] S. Linden, "Instrumentation," 2016. <https://www.lucas-nuelle.us/2762/apg/1159/Products/Instrumentation.htm>.
- [6] FESTO, "Controllers and fieldbus," 2016. <http://www.festo-didactic.com/int-en/services/teciam/controllers-and-fieldbus,basic-technologies.htm?fbid=aW50LmVuLjU1Ny4xNy4zMzZLjc1NjE>.
- [7] Beer & Johnston, *Mecanica Vectorial para Ingenieros Estatica*, 9 Edition, Mc Graw Hill, 2013.
- [8] HBM, "How does a bending beam load cell work," 2015. [Online]. Available: <https://www.hbm.com/en/2973/how-does-a-bending-beam-load-cell-work/>.
- [9] Allen-Bradley, "Rockwell automation," noviembre 2008. http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/rm/1747-rm001_-en-p.pdf. [Accessed 31 julio 2016].

CONTROL DE VARIABLES EN EL PROCESO DE INYECCIÓN DE PROBETAS PLÁSTICAS

Raúl Ruiz Hernández

Instituto Tecnológico de Reynosa

rruiz.h@live.com

José Alberto Zavala Bustos

Instituto Tecnológico de Celaya

jose.zavala@itcelaya.edu.mx

María del Carmen Reyes Núñez

Instituto Tecnológico de Reynosa

ing.carmen.reyes@hotmail.com

Víctor Manuel Villalón Ramos

Instituto Tecnológico de Reynosa

willalon@gmail.com

Resumen

El presente trabajo describe el proceso de inyección de plásticos en el cual se determinan las variables críticas, para la obtener la combinación ideal en el proceso de una pieza estándar, con la variación de los parámetros de presión de compactación, tiempo de compactación y temperatura de inyección, donde se demuestra la relación que existe entre ellas y cuál es la variable más predominante en el proceso.

Se desarrolla un diseño de experimentos factorial 2^3 para determinar teóricamente, el comportamiento de las variables de temperatura de inyección, presión de compactación y tiempo de compactación en el proceso de inyección de una probeta plástica. Este diseño experimental se lleva a cabo en el software de Minitab V17, el cual se describe como una herramienta de simulación para el proceso de inyección de plásticos que se aplica a la máquina de inyección Demag Ergotech 50-270 viva. Se realiza la inyección de polipropileno, experimentalmente con el

objetivo de encontrar la combinación ideal para el ahorro de materia prima en una pieza estándar que cumpla su calidad dimensional.

Palabra(s) Clave(s): inyección, polímeros, presión simulación, tiempo.

Abstract

This work describes the process of injection molding in which the critical variables are determined to obtain the ideal combination in the process of a standard piece with the variation of the parameters of compaction pressure, compaction time and temperature, where the relationship between them shown and what the most predominant variable in the process is

A factorial experiments design 2^3 is developed to determine theoretically, the behavior of the variables of temperature, pressure compaction and compaction time in the injection process of a plastic cylinder. This experimental design done in software Minitab V17, which is described as a simulation tool for the plastics injection process that applies to the injection machine Demag Ergotech 50-270 Viva polypropylene injection is performed experimentally in order to find the ideal combination for saving raw material in a standard part that meets its dimensional quality

Keywords: *injection, polymers, pressure, simulation, time*

1. Introducción

La inyección de plásticos, es el principal método de conformado en la producción de piezas de plástico, los polímeros se encuentran entre los materiales industriales de mayor crecimiento en la industria moderna, su amplia variedad y sus propiedades los hacen los más adaptables de todos los materiales en términos de aplicación, se pueden obtener piezas de variado peso y con geometrías complicadas. El presente trabajo describe el proceso de inyección de plásticos en el cual se determinan las variables críticas, para la obtener la combinación ideal en el proceso de una pieza estándar, con la variación de los parámetros de presión de compactación, tiempo de compactación y temperatura, donde se demuestra la

relación que existe entre ellas y cuál es la variable más predominante en el proceso.

Se desarrolla un diseño de experimentos factorial 2^3 para determinar teóricamente, el comportamiento de las variables de temperatura, presión de compactación y tiempo de compactación en el proceso de inyección de una probeta plástica.

Este diseño experimental se lleva a cabo en el software de Minitab V17, [1] el cual se describe como una herramienta de simulación para el proceso de inyección de plásticos que se aplica a la máquina de inyección Demag Ergotech 50-270 viva.

El diseño de experimentos analiza el efecto causado por 3 factores cuantitativos (presión de compactación, temperatura y el tiempo de compactación) con 2 niveles cada uno (alto y bajo), que consta de $2^3 = 2 \times 2 \times 2 = 8$ tratamientos diferentes con 3 réplicas que dan como resultado 24 corridas. Se realiza la inyección de polipropileno, experimentalmente en la máquina de inyección de plástico, Demag ergotech 50-270 Viva. Con el objetivo de encontrar la combinación ideal para el ahorro de materia prima en una pieza estándar que cumpla su calidad dimensional.

2. Métodos

El diseño de experimentos (DOE) ayuda a investigar los efectos de las variables de entrada (factores) sobre una variable de salida (respuesta) al mismo tiempo [2]. Estos experimentos consisten en una serie de corridas o pruebas, en las que se realizan cambios intencionales en las variables de entrada; en cada corrida se recolectan datos. Este modelo experimental se llevó a cabo en el software de Minitab V17[4], el cual se describe como una herramienta de simulación para el proceso de inyección de plásticos que se aplica a la máquina de inyección Demag Ergotech 50-270 viva. Minitab ofrece cuatro tipos de diseños: diseños factoriales, diseños de superficie de respuesta, diseños de mezcla y diseños de Taguchi.

El diseño de experimentos que se utilizó, analiza el efecto causado por 3 factores cuantitativos (presión de compactación, temperatura y el tiempo de compactación) [3] con 2 niveles cada uno (alto y bajo), que consta de $2^3 = 2 \times 2 \times 2 = 8$ tratamientos diferentes con 3 réplicas que dan como resultado 24 corridas.

Se identificaron los 3 factores con sus valores experimentales correspondientes en base a los valores nominales del proceso, determinados en tabla 1; respectivamente. Los factores que se consideraron como valores experimentales fueron: temperatura, presión de compactación y tiempo de compactación, con sus respectivos valores nominales del proceso establecidos por el Laboratorio de Ingeniería Industrial del IT de Celaya, los cuales son: 225°C, 35 bar y 9 s, respectivamente. Una vez definidas las variables, se ejecutó el programa y este determinó las 24 corridas del diseño de experimentos. Realizada la simulación se procedió a dar inicio al experimento en la máquina de inyección.

Encendida la máquina, se cargó el material Polipropileno grado 12 Axlene y se establecieron como se muestra en la tabla 1 los parámetros nominales del proceso de acuerdo a las condiciones normales de operación del Laboratorio de Ingeniería Industrial del Instituto Tecnológico de Celaya [5], sitio donde se encuentra la máquina de inyección.

Tabla 1 Valores nominales del proceso.

Factores	Valor	Estatus
Tiempo de enfriamiento	40 s	Fijo
Tiempo de ciclo	80 s	Fijo
Presión de inyección	85 bar	Fijo
Temperatura del molde	8.1 °C	Fijo
Velocidad de inyección	35 mm/s	Fijo
Tiempo de compactación	9 s	[6,12]
Presión de compactación	30 bar	[25,45]
Temperatura en la unidad de inyección	225 °C	[216,234]

Una vez realizado el experimento se determinó que el factor temperatura de la unidad de inyección se establece con el control de las resistencias de temperatura de dicha unidad, y al variar el factor de una temperatura establecido en [6] se trabaja con una temperatura de inyección baja (216 °C) y a una temperatura alta (234 °C) el tiempo de cambio es considerable [7]. Por lo que, no se respeta el orden aleatorio que indica el software y se realizan primero las corridas con temperatura baja para finalizar con las de modo alto. Después de la inyección de las 3 muestras

por corridas, se procedió al pesado de piezas en la báscula Triple Beam Balance 700 series de la marca Ohaus con capacidad de 2610 gramos.

Un total de 72 muestras se identificaron con la nomenclatura SXX/1/X, donde SXX identifica el número de corrida o tiro de inyección, 1 es la cavidad uno del molde y X representa el número de muestra (1, 2,3). En la tabla 2 se representan los pesos en gramos de algunas de las muestras [8].

Tabla 2 Peso en gramos de algunas de las corridas.

Orden Aleatorio	Muestra 1 (g)	Muestra 2 (g)	Muestra 3 (g)	Peso Promedio (g)
1	S01/1/1 6.1	S01/1/2 6.1	S01/1/3 6.1	6.1
2	S02/1/1 7.1	S02/1/2 7.1	S02/1/3 7.1	7.1
5	S05/1/1 7.91	S05/1/2 7.91	S05/1/3 7.91	7.91
6	S06/1/1 7.1	S06/1/2 7.08	S06/1/3 7.08	7.086
9	S09/1/1 6.9	S09/1/2 6.85	S09/1/3 6.88	6.876
10	S10/1/1 7.05	S10/1/2 7.05	S10/1/3 7.05	7.05

3. Resultados

Se cargaron los pesos obtenidos en la báscula Triple Beam Balance 700 series de la marca Ohaus, en el Minitab 17. La figura 1 muestra la relación existente entre las 3 variables contra el peso de la pieza, con un comportamiento lineal ascendente tanto para la presión y tiempo de compactación y descendente para la temperatura respecto al peso de la probeta.

La figura 2 muestra los resultados del comportamiento del diseño de experimentos que se utilizó, donde se analizó el efecto causado por 3 factores cuantitativos (presión de compactación, temperatura y el tiempo de compactación) con 2 niveles cada uno (alto y bajo), que consta de $2^3 = 2 \times 2 \times 2 = 8$ tratamientos. Cada uno de los vértices del cubo muestra la combinación de las tres variables y su respuesta respecto a la variable de salida (peso).

La figura 3 muestra una parte de las 72 probetas plásticas estandarizadas cumpliendo con la norma ASTM-D638-10, en cuanto a su calidad dimensional.

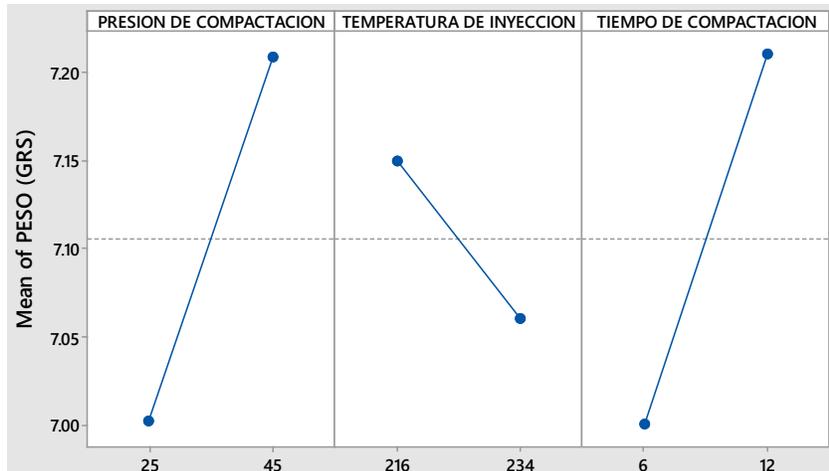


Figura 1 Principales efectos de las 3 variables contra peso de la pieza.

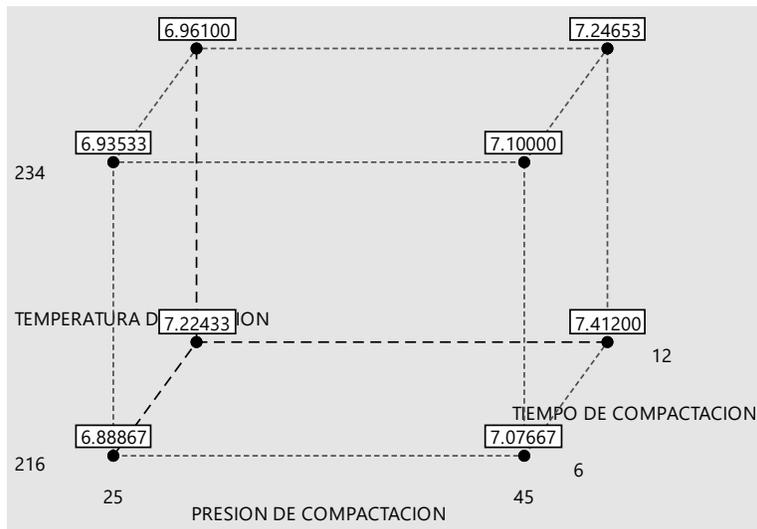


Figura 2 Combinación ideal de variables contra peso.



Figura 3 Probeta plástica ASTM-D638-10.

4. Discusión

La relación de la presión contra el peso muestra que es una de las variables predominantes en el proceso de inyección de plásticos, determinándose que a mayor presión de compactación mayor peso de la probeta plástica siendo el rango de este entre 7.1 a 7.25 g, de la misma manera se comporta el tiempo de compactación, sin embargo la temperatura es uno de los factores con menor impacto en el proceso siendo el rango que fluctúa ente 7.05 a 7.15 g, pero con el comportamiento de que a menor temperatura mayor peso, y a mayor temperatura menor peso.

La combinación de temperatura baja (216 °C), presión baja (25 bar) y tiempo bajo (6 s) es la que representa el menor consumo de materia prima con un peso de 6.888 g. Cumplen con la norma ASTM-D638-10.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Moraga Benavides N., Salazar Godoy C. Predicción y validación experimental de inyección y solidificación de polímeros no newtonianos en moldes. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Santiago de Chile, octubre 2007.
- [2] Olamos Octavio. Aplicación del diseño de experimentos al proceso de moldeo por inyección de plásticos, Junio 2007.
- [3] Suárez Castrillón Albert, Labarga Ordóñez Julio Eduardo, Análisis y correlación de las variables que determinan la estabilidad dimensional en piezas moldeadas por inyección a través del diseño de experimentos y técnicas de simulación computacional. Universidad De León, España, 2007.
- [4] De Juanes Márquez Juan, Martínez Muneta María Luisa, Rodríguez Villagrán María, Pérez García J. M. Simulando de inyección de plásticos nuevas formas de aprender los procesos 2012.
- [5] Lesso García Julio Cesar. Aplicación del diseño de experimentos para la mejora del proceso de moldeo por inyección de plásticos de la pieza “fin instrument” en industrias Camca SA de CV, Universidad de Querétaro, noviembre 2012.

- [6] Pinto, F. M. Procesamiento y propiedades de algunas poliolefinas. Grupo de polímeros. Departamento de química, Facultad de ciencias, Universidad de los Andes Venezuela, 2003.
- [7] Ortiz Espinoza Gloria Paola, Anaya Eredias Carlos, Ortiz Suárez Gilberto, Sánchez Pérez Pedro David. Propuesta para la determinación de parámetros críticos para la mejora y control en un proceso de moldeo por inyección, Universidad De Sonora, Departamento de Ingeniería Industrial, 2013.
- [8] Ramírez Ramírez Florencio Guadalupe, Lozano Taylor José, Identificación de los parámetros de un equipo de moldeo por inyección que permita mejorar la calidad del producto, Universidad de Sonora, Posgrado en Ingeniería, Hermosillo, Sonora 2013.

DISEÑO CONCEPTUAL DE UN DISPOSITIVO PORTÁTIL DE FLUJO DE AIRE CON HUMEDAD Y TEMPERATURA CONTROLADAS PARA USO EN PRUEBAS MECÁNICAS, IN SITU DE POLÍMEROS

Víctor Manuel Villalón Ramos

Instituto Tecnológico de Reynosa
willalon@gmail.com

Raúl Ruiz Hernández

Instituto Tecnológico de Reynosa
r Ruiz.h@hotmail.com

Oscar González Presa

Instituto Tecnológico de Reynosa
Oscar.Gonzalez@corning.com

Ramón Rodríguez Castro

Instituto Tecnológico de Celaya
ramon.rodriguez@itcelaya.edu.mx

Resumen

Se presenta el desarrollo de un diseño conceptual de una unidad portátil de flujo de aire constante con humedad y temperatura controladas que sirva en la ejecución de pruebas mecánicas en polímeros, en un rango de 15 a 70 grados centígrados y desde 20 a 90 por ciento de humedad relativa con cargas estáticas o dinámicas aplicadas. Se describe el desarrollo del diseño conceptual, sintéticamente paso a paso, de acuerdo al método de diseño escogido para *esto hasta presentar un dibujo virtual del prototipo en el cual se muestran los componentes y su ubicación dentro de la cámara.*

Palabra(s) Clave(s): cámara, diseño conceptual, humedad, prototipo, temperatura.

Abstract

This article shows the development of a conceptual design of a portable unit of constant air flow with controlled humidity and temperature to perform mechanical tests on polymers, within a range of 15 to 70 Celsius degrees and from 20 to 90 percent of relative moisture with statics or dynamics loads applied. It describes the conceptual design development, step by step, synthetically, according to the design method chosen until obtain a virtual prototype drawing in which the components and their location within the chamber are shown.

Keyword (s): camera, conceptual design, moisture, prototype, temperature.

1. Introducción

Los materiales polímeros exhiben variaciones en sus propiedades mecánicas, con dependencia al tiempo, a la temperatura, a la humedad y también a los tipos de cargas a los que se someten, ya sean estáticas o dinámicas [5, 7, 8, 9, 10, 11, 12]. Un trabajo recopilatorio, del 2013, de 117 de trabajos con polímeros [13] concluyó que había insuficiencia de estudios que mostraran resultados, con la combinación simultánea de los tres causantes de la degradación en esos materiales, humedad-temperatura-carga, al mismo tiempo expresó el no haber suficiente caracterización matemática que mostraran las relaciones entre esos factores.

Para poder hacer las pruebas mecánicas en polímeros con combinaciones de humedad-temperatura-carga y averiguar las posibles variaciones en sus propiedades, es preciso exponerlos a un ambiente artificial que recree las condiciones físicas de humedad y temperatura en el mismo sitio donde se llevarían a cabo las pruebas. Esto se pudiera hacer mediante el uso de cámaras portátiles que reproduzcan esas condiciones durante el ensayo del polímero, así la caracterización de las propiedades mecánicas sería mucho más exacta.

De lo anterior surgió la idea de construir una cámara cuyo flujo de aire tuviera una temperatura y humedad controladas con el fin de llevar a cabo esas pruebas en el mismo lugar del ensayo.

2. Métodos

Una vez detectada la necesidad se escogió un proceso sistemático para iniciar un diseño, siendo el seleccionado el sugerido por Dieter y Smichtd [4], cuyas etapas y actividades se muestran en la figura 1.

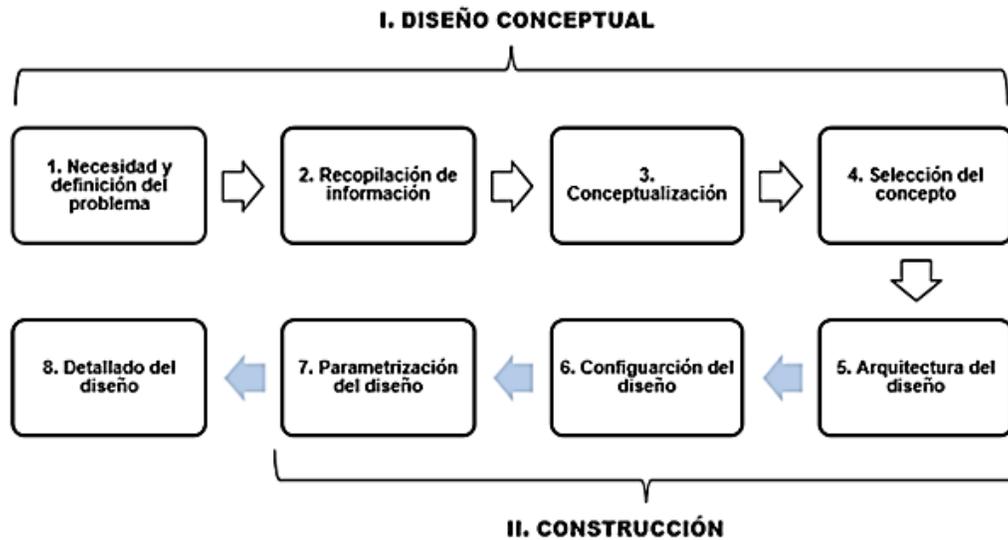


Figura 1 Etapas y actividades del proceso de diseño [9].

Siguiendo este proceso se explicará la aplicación de cada uno de los pasos hasta llegar a la arquitectura del diseño conceptual propuesto, cabe aclarar que en este trabajo solamente se emprendieron las primeras cuatro acciones correspondientes al diseño conceptual, y una primera de la segunda etapa, como lo es la arquitectura del diseño:

- **Necesidad y definición del problema.** Esta primera fase tuvo como objetivo el entendimiento de la necesidad para la creación de una solución aceptable, así como para encontrar los parámetros que caracterizaban el problema y la posible relación entre ellos, así mismo, las restricciones en sus valores máximos y mínimos. De acuerdo a lo anterior, se ubicaron los parámetros del diseño, temperatura y humedad del aire, y sus relaciones, ya establecidas en la psicometría del acondicionamiento de aire; para la humedad relativa el rango se estableció desde el 20 por ciento hasta 90. Estos valores fueron escogidos consultando las variaciones de la humedad que se presentan en el

territorio mexicano en cartas meteorológicas [6]. De igual manera, en cuanto a la temperatura, el rango fue elegido desde los 20 hasta los 70 grados centígrados, este último valor en consideración a algunos ambientes en donde trabajan los polímeros.

- **Recopilación de la información.** Para lo anterior, se llevó a cabo una búsqueda en varias oficinas de patentes [1, 2, 3] y en sitios en internet de proveedores dedicados a la instrumentación de laboratorios con el fin de averiguar qué se había propuesto para la solución a esta situación o de problemas similares. Solamente se encontraron un extenso número de patentes de aplicaciones tecnológicas de acondicionamiento del aire aplicadas en equipos de diversas áreas, pero ninguna para esta problemática.

- **Conceptualización.** La conceptualización consistió en la generación de uno o varios arreglos en el diseño que potencialmente pudieran dar una solución satisfactoria. En la ideación entraron en juego: la aplicación de principios físicos de ingeniería como lo son los del acondicionamiento de aire junto con el uso de la información consultada y sesiones de lluvia de ideas.

Se identificó que en los sistemas de acondicionamiento de aire por medio de compresión, el trabajo de enfriamiento y deshumidificación lo lleva a cabo el sistema compresor-válvula-evaporador, ambiente que fue sustituido, en este trabajo, por placas Peltier, para disminuir la temperatura; y por cartuchos químicos para deshumidificar. Agregando además, un sistema de atomización para humidificar y resistencias eléctricas para cuando se precisara aumentar la temperatura; y de igual manera, un calentador de agua con el objetivo de calentar y humidificar el aire al mismo tiempo, ver figura 2.

Las condiciones de desempeño a las que el diseño se sometería, lo anterior se resume en la tabla 1, donde se muestra también los componentes que ejecutarán la operación de este primer concepto.

- **Selección y refinamiento del concepto.** Este primer acercamiento se refinó utilizando la metodología TRIZ (teoría de resolución de los problemas inventivos), se identificaron las contradicciones que presentaron y se resolvieron elaborando la matriz de contradicciones [14]. Las encontradas

fueron: la constante presencia del cartucho químico dentro del dispositivo, el tiempo para llegar a las condiciones de humedad y temperatura deseadas, dos elementos que hacían la misma función de almacenamiento, la longitud de la cámara sin aumentar el peso, el traslado del peso de la misma, la recolección del agua cuando hubiera procesos de humidificación, y la facilidad para reparar o sustituir elementos dañados, la transferencia de calor desde la cámara hacia el exterior o viceversa, ver figura 3.

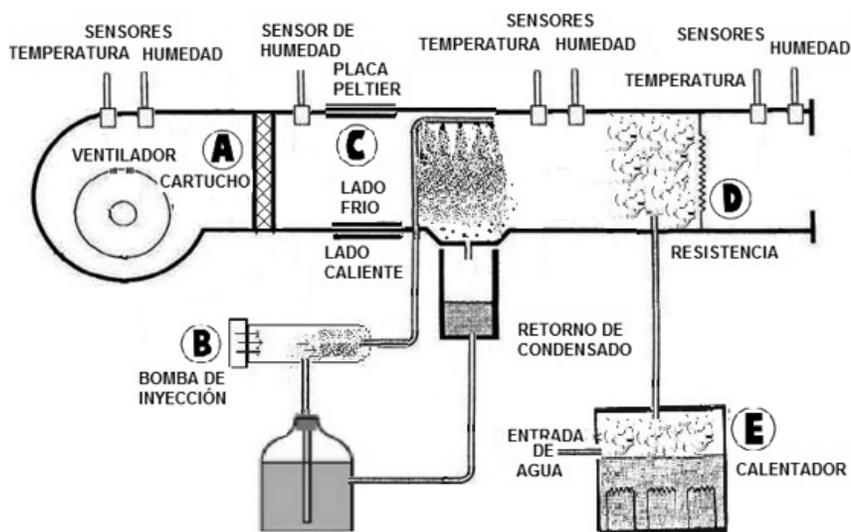


Figura 2 Primer concepto de la cámara.

Tabla 1 Condiciones de desempeño de la cámara.

Condiciones de Comparación		Acciones a Realizar	Elementos componentes que ejecutan la acción
Temperatura ambiente (T_a) contra la deseada (T_d)	Humedad relativa ambiente (ϕ_a) contra la deseada (ϕ_d)		
$T_a T_a = T_d T_d$	$\phi_a = \phi_d$	-	-
	$\phi_a < \phi_d$	Humidificar	B
	$\phi_a > \phi_d$	Deshumidificar	A
$T_a < T_d$	$\phi_a \leq \phi_d$	Calentar y humidificar	E
	$\phi_a > \phi_d$	Calentar y Deshumidificar	D, A
$T_a > T_d$	$\phi_a \geq \phi_d$	Enfriar y Deshumidificar	C, A
	$\phi_a < \phi_d$	Enfriar y Humidificar	C, B

A: cartucho químico; B: Atomizador; C: Placas Peltier; D: Resistencia; E: Calentador

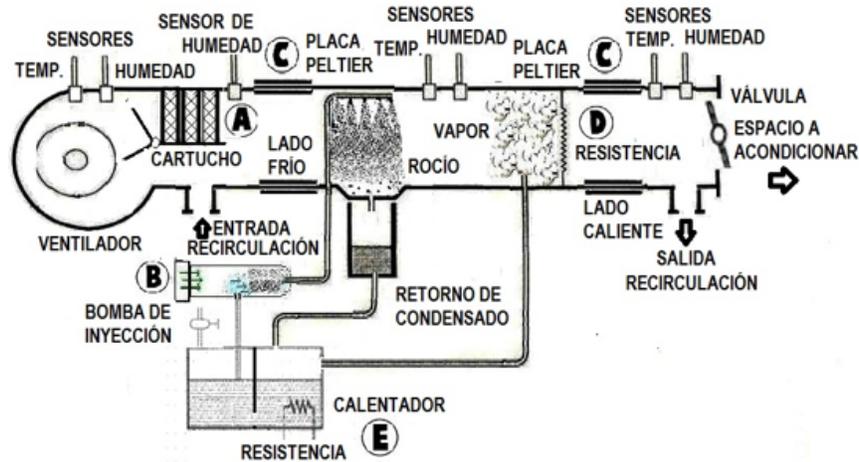


Figura 3 Segundo concepto refinado.

En el análisis se detectó que la presencia permanente del cartucho químico haría que el aire circulante siempre se deshumidificara, algo no deseado para cuando no se ocupara la deshumidificación. La metodología TRIZ indicó segmentar o la extracción de la causa del problema, por lo que se pensó en el uso de un cartucho removible que se colocase manualmente cuando se necesitara deshumidificar. Y de igual manera, se separó en el espacio al cartucho químico colocando una compuerta para desviar el aire hacia él cuando debiese estar presente en el proceso.

Mientras que para acortar el tiempo para llegar a las condiciones deseadas se agregó una recirculación del aire junto con una válvula de estrangulamiento manual en la salida al espacio a acondicionar para retardar el flujo de aire al espacio a acondicionar.

Otras de las mejoras fue el de tener un único depósito de almacenamiento, con agujeros, con el fin de recoger el agua y dar salida al vapor; este depósito haría que aumentara el peso del dispositivo, situación que se solucionó colocando ruedas en la base del ensamble lo que facilitaría el traslado; además, el diseño del conjunto sería vertical para que se facilitara la recolección del líquido que se precipitase al humidificar, ya sea, con rocío o vapor. De forma similar, se pensó en una tapa frontal abatible que permitiera dar mantenimiento, reparar o cambiar componentes; al igual, en esta tapa frontal se dejó un espacio para la colocación del tablero de control.

Por último, se decidió colocar aislamiento para evitar la transferencia de calor, además de placas Peltier auxiliares cerca de la salida con el fin de afinar valores menores de temperatura que la ambiente. Para que la cámara cumpliera con la portabilidad se establecieron los valores de peso y la altura. Debería cumplir con un peso menor de diez kilogramos y una altura que no rebasara el metro y medio mejorando su traslado al agregar ruedas en su base, sugeridas anteriormente, figura 3.

3. Resultados

Los resultados se concretan en la fase llamada arquitectura del concepto donde coinciden y se puntualizan las ideas esbozadas con anterioridad. La conclusión de lo anterior se muestra en la figura 4 donde se presenta el gabinete completo del diseño, que incluye un espacio para el tablero de control y el interior del arreglo físico de los componentes que llevarán a cabo cada función esperada en el diseño. Al ser un diseño adaptativo, el dibujo no muestra dimensiones ya que éstas dependerían de las que tuviera cada elemento correspondiente disponible en el mercado.

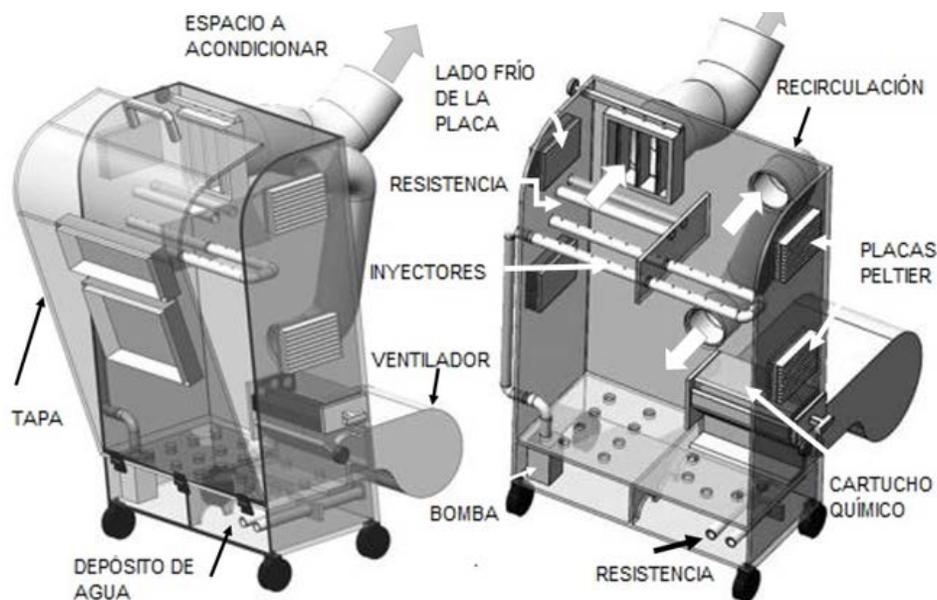


Figura 4 Gabinete exterior abatible (izquierda), arreglo de componentes (derecha).

4. Discusión

Este ejercicio muestra que el proceso de diseño, junto con la inventiva de la persona, es una herramienta útil ya que es sistemática, lógica y ordenada, comparable con el método científico [4] que conduce desde lo imaginado hasta una realización concreta. En este caso, el seguimiento de las actividades correspondientes al diseño conceptual demuestra que el diseño es físicamente realizable y que cumple con una característica proyectada en el objetivo, como lo es su portabilidad, consecuencia del bajo peso de los elementos sugeridos que cumplirán la función del acondicionamiento del aire; mientras que el objetivo principal, como lo es el acondicionamiento de humedad y temperatura del aire, se validaría en el final de la etapa de parametrización del diseño.

El proyecto podría ser de utilidad para quien quiera tener datos más exactos de los diferentes ensayos mecánicos en polímeros bajo las combinaciones de humedad y temperatura previamente establecidas, además, debido a la naturaleza de los elementos el modelo tiene un bajo peso lo que lo hace portable, y otras características como recuperar el desecante de los cartuchos químicos por medio de calor e igualmente, podría utilizarse en pruebas de polímeros a bajas o altas temperaturas debido algunas placas Peltier pueden trabajar desde - 5°C hasta 80°C.

5. Bibliografía y Referencias

- [1] Base de datos Oficina Europea de patentes. www.ep.espacenet.com. Mayo 2016
- [2] Base de datos Oficina de patentes de los Estados Unidos. www.patft.uspto.gov. Mayo 2016.
- [3] Base de datos de la oficina de propiedad industrial del Reino Unido. www.ipo.gov.uk. Mayo 2016.
- [4] Dieter, G. E., & Linda C, S. "Engineering Design. New York, US. 2009. McGraw Hill.
- [5] M. C. S. Ribeiro, P. R. Novoa, A. J. M. Ferreira, A.T. Marques. Flexural performance of polyester and epoxy polymer mortars under severe thermal

- conditions. Instituto de Engenharia Mecânica e Gestao Industrial, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Portugal. 2003.
- [6] Molina, J. J. El clima en los estados unidos mexicanos. 1984.
- [7] O. de la Osa, L. Martínez, E. Martínez Mammone, V. A. Álvarez, A. N. Fraga y A. Vázquez. Pérdida de propiedades mecánicas por absorción de agua en materiales compuestos. Jornadas SAM 2000 - IV Coloquio Latinoamericano de Fractura y Fatiga, (08-2000). pp1025-1031.
- [8] Rajeesh. K. R., R Gnanamoorthy and R Velmurugan. Effect of humidity on the flexural creep behavior of polyamide 6 and polyamide 6 nanocomposites. 1st International Conference on Nanostructured Materials and Nanocomposites (04-2009). Kottayam, India.
- [9] S. Bal, D. Mahesh, T. K. Sen and B.C. Ray. Effect of Changing Environments on Microstructure of HDPE Polymer. Journal of Minerals & Materials Characterization & Engineering, Vol. 6, No.1, pp 1-16, 2007.
- [10] Shen, C. H. and Springer, G. S. Environmental effects on the elastic moduli of composite materials. J. Composite Mater. 11, pp 250-264, 1977.
- [11] Springer, George S. Effects of Temperature and Moisture on Sheet Molding Compounds. Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics of the University of Michigan Ann Arbor, Michigan. 1982.
- [12] S. K. Ruddy. Deformation and durability studies of insulation polymers. Deformation and durability studies of insulation polymers", M.Sc. Thesis, University of Akron. 2008.
- [13] Treviño Garrido N. Margie. Aging of Polymeric Composites: A literature Review. Massachusetts Institute of Technology. 2013.
- [14] Triz40. www.triz40.com. Mayo 2016.