



LA PLATA

ARGENTINA

MTL 2016

JORNADAS IBEROAMERICANAS DE
MOTORES TÉRMICOS Y LUBRICACIÓN



Departamento de
Mecánica
Facultad de Ingeniería - UNLP



TRABAJOS COMPLETOS

TRABAJOS COMPLETOS

Actas de

MTL 2016

**Jornadas Iberoamericanas
de Motores Térmicos y Lubricación**

La Plata, Argentina

**30 y 31 de Agosto
y 1° de septiembre de 2016**

MTL 2016, Jornadas Iberoamericanas de Motores Térmicos y Lubricación / Enrique Sanmarco ... [et al.] ; coordinación general de Martín Arocas ; editado por Gabriel Defranco ; Sergio Gavino ; Laura Fuertes ; Laura Lopresti ; ilustrado por Marianela Lara ; Leandro A. Eluaiza. - 1a ed. - La Plata : Universidad Nacional de La Plata, 2016.

PDF

ISBN 978-950-34-1361-6

1. Ingeniería. 2. Motores. I. Sanmarco, Enrique II. Arocas, Martín, coord. III. Defranco, Gabriel, ed. IV. Gavino, Sergio, ed. V. Fuertes, Laura, ed. VI. Lopresti, Laura, ed. VII. Lara, Marianela, ilus. VII. Eluaiza, Leandro A., ilus.

CDD 621.8

Título: MTL 2016 - Jornadas Iberoamericanas
de Motores Térmicos y Lubricación – Trabajos Completos

Fecha: 1º de septiembre de 2016

Comité Editor: Presidente:
Ing. Gabriel Defranco

*Edición y
Compaginación:* Arq. Sergio Gavino
Mg. D.I. Laura Fuertes

*Diseño de
Portada:* D.I. Marianela Lara
D.C.V. Leandro A. Eluaiza

**MTL 2016 - Jornadas Iberoamericanas
de Motores Térmicos y Lubricación**

Organización General
Unidad de Investigación, Desarrollo,
Extensión y Transferencia
Ingeniería Aplicada
en Mecánica y Electromecánica
(UIDET-IAME)

Coordinador: Mg. Ing. Enrique Sanmarco

MTL 2016 - Jornadas Iberoamericanas de Motores Térmicos y Lubricación

Comité Académico

Presidente

Mg. Ing. Enrique Sanmarco

Vicepresidente

Ing. Gustavo David Saralegui

Integrantes

Ing. Pablo Ringegni

Mg. Ing. Alejandro Di Bernardi

Dr. Santiago Molina

Dr. Walter Tuckart

Ing. Cristian Bosc

Dr. Norberto Marcelo Nigro

Dr. Javier Mariani

Comité Editor

Presidente

Ing. Gabriel H. Defranco

Integrantes

Mg. D.I. Laura Fuertes

D.I. Laura Lopresti

Arq. Sergio Gavino

D.I. Marianela Lara

Comité Organizador

Presidente

Ing. Martín Arocas

Vicepresidente

Ing. Fernando Gutiérrez

Integrantes

Ing. Esteban Bulacios

Ing. Claudio Pedro Martins

Ing. Javier Idzi

Ing. Alberto R. Blanco

Ing. Miguel Angel R. Galache

Ing. Tomás Martiarena

Sr. Cristian Bosco

Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional de La Plata

Decano

Dr. Ing. Marcos Actis

Vicedecano

Ing. Horacio Frene

Secretario Académico

Mag. Ing. José Scaramutti

Secretaria de Investigación y Transferencia

Ing. Liliana Mabel Gassa

Director de la Escuela de Postgrado y Educación Continua (EPEC)

Dr. Ing. Sergio Giner

Secretario de Extensión y Vinculación con el Medio

Ing. Gustavo Saralegui

Secretaria de Gestión y Seguimiento de Actividades Curriculares

Cta. Cfica. Rossana Di Domenicantonio

Autoridades Departamentales

Director Ejecutivo

Ing. Miguel Ángel Ramón Galache

Directores de Carrera

Mecánica - Electromecánica

Ing. Gabriel H. Defranco

Materiales

Mg. Ing. José D. Culcasi

Agradecimientos

Los organizadores de MTL2016 agradecen a las siguientes Instituciones el apoyo recibido:

- Centro de Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, España.
- Asociación de Universidades del Grupo Montevideo - Núcleo Disciplinario de Ingeniería Mecánica y de la Producción.
- Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata, Argentina.
- Fundación YPF.
- Fundación Facultad de Ingeniería.
- BECHEM SUDAMERIKA S.A. - Lubricantes Industriales.
- Colegio de Ingenieros de la Provincia de Buenos Aires - Distrito V.

Índice

COMBUSTIBLES TRADICIONALES Y ALTERNATIVOS	1
ADAPTACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA USAR HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE	3
Luis Bugna, Daniel Barilá, Gerardo Distel, Germán Soria, Rodolfo Gómez	
ADOÇÃO DA EURO 5 NO BRASIL: UMA AVALIAÇÃO SOB A ÓTICA DO SETOR TRANSPORTE DE PASSAGEIROS RODOVIÁRIOS	13
Cassiano D. Bridi, Carlos A. Costa, Marcos A. Luciano, Carlos R. Altafini	
ANÁLISE DA APLICAÇÃO DE MISTURAS DE DIESEL S10 E ÓLEO PIROLÍTICO DE PNEUS INSERVÍVEIS EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA POR COMPRESSÃO	27
G. M. Pinto, T. A. Z. Souza, C. J. R. Coronado, L. F. V. Flóres	
AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE UM MOTOR OPERANDO COM MISTURAS BODIESEL-ETANOL	45
Lucas Mendes Scarpin, Renan Paiva Rocha, Ricardo Alan Verdú Ramos	
DISEÑO CONCEPTUAL DE UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN MIXTO GASOLINA/GAS NATURAL PARA MOTORES DE AUTOMOCIÓN CICLO OTTO	55
Maicol Mareno, Paul Barrios, Wilfrido Maldonado, Lesme Corredor	
EFFECTO DEL USO DE BODIESEL SOBRE LOS MATERIALES DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR	67
Martin Caldera, Ricardo A. Martinez, Ariel Stocchi	
INSTALACIÓN EXPERIMENTAL PARA LA INVESTIGACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA CON HIDRÓGENO	79
Patricio Pedreira, Ernesto Gulich, Pedro Orbaiz	
MÉTODOS AMIGABLES DE PRODUCCIÓN DE HIDRÓGENO COMO FUENTE DE ENERGÍA LIMPIA	95
Diego Venegas, Manuel Meléndrez, Santiago Celi, César Ayabaca	
OBTENCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UNA EMULSIÓN AGUA-BODIESEL	105
Luis Eduardo Llano, Vladimir Prada Jiménez, Natalia Rueda Jiménez	
UTILIZACIÓN DEL COMBUSTIBLE HÍBRIDO (GNC+H2) EN MOTORES DE USO VEHICULAR	115
Ing. Horacio Trigubó, Ing. Nicolás Galante, Ing. Roberto Franzi, Ing. Sergio Macchello	
EFICIENCIA ENERGÉTICA	129
DISEÑO CONSTRUCTAL DE ÁLABES DE TURBINA DE GAS REFRIGERADOS MEDIANTE CONDUCTOS ELÍPTICOS	131
Cristian Bosc	
ESTIMACIÓN DE LA CURVA DE PRESIÓN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE MCI MONOCILÍNDRICOS A PARTIR DEL ANÁLISIS DE VIBRACIONES	147
Daniela Torres M., José A. Hernández-Muriel, Andrés M. Álvarez M., Héctor F. Quintero, Álvaro A. Orozco	

ESTIMACIÓN DE LA EFICIENCIA DE ALETAS PLANAS CONTINUAS EN EQUIPOS DE INTERCAMBIO TÉRMICO	163
Felipe Suárez, Sergio D. Keegan, Osvaldo M. Martínez, Néstor J. Mariani, Guillermo F. Barreto	
IMPULSIÓN CON ENERGÍAS ALTERNATIVAS	179
ANÁLISIS TÉCNICO-NORMATIVO DE LOS RECURSOS ENERGÉTICOS UTILIZADOS EN VEHÍCULOS DESTINADOS AL MOVIMIENTO DE MERCADERÍA PALETIZADA EN PLANTAS INDUSTRIALES	181
Ing. Sergio Martín Arocas, Ing. Oscar Labatti, Abog. Matias Toso	
IMPULSORES HIBRIDOS	199
ESTUDIO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE CARROCERÍA EN ALUMINIO PARA VEHÍCULO ELÉCTRICO DE TRANSPORTE URBANO DE PASAJEROS Y AHORRO DE ENERGÍA	201
Ing. Alberto Rubén Blanco, Ing. Leonardo Martín Vereá	
LUBRICACIÓN Y TRIBOLOGÍA	215
AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO MECÂNICO E TRIBOLÓGICO DE SUPERLIGAS DE COBALTO ATRAVÉS DE ENSAIOS DE ESCLEROMETRIA RETILÍNEA	217
Antônio César Bozzi, Luiz Carlos Bragatto Junior, Cherlio Scandian	
CÁLCULO DE COEFICIENTES DINÁMICOS PARA COJINETES HIDRODINÁMICOS DE LONGITUD FINITA	231
Claudio E. Merelli, Daniel O. Barilá, Gustavo G. Vignolo, Lidia M. Quinzani	
ESTUDIO EXPERIMENTAL DE COJINETES HIDRODINÁMICOS	245
Gustavo G. Vignolo, Daniel O. Barilá, Claudio E. Merelli, Lidia M. Quinzani	
IMPORTANCIA DE LA LIMPIEZA Y LA METODOLOGÍA EN EL ANÁLISIS DE LUBRICANTE	259
Mg. Ing. Enrique D. Sanmarco, Sr. Cristian N. Bosco	
PLANO DE LUBRIFICAÇÃO INTELIGENTE EXECUTADO POR PLANILHA COM PROGRAMAÇÃO EM VBA APLICADO EM PLANTAS INDUSTRIAIS	267
Eric Fernandes Maia, Joaquim Renato Barros	
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	277
APLICAÇÃO DE PROCEDIMENTOS ESTATÍSTICOS NA ANÁLISE DA CURVA DE PRESSÃO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO	279
Nury Nieto Garzón, Hugo Meneses Zarza, Felipe Schroeder, Randhy Azevedo dos Santos, Amir A. M. Oliveira, Edson Bazzo	
CONTRASTACIÓN DE MODELOS PARA COMBUSTIÓN PREMEZCLADA EN APLICACIONES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	295
Ezequiel J. López, Horacio J. Aguerre, César I. Pairetti, Santiago Márquez Damián, Juan M. Giménez, Norberto M. Nigro	
CUANTIFICACIÓN Y CALIFICACIÓN DE LA ENERGÍA TÉRMICA DISPONIBLE EN UN MOTOR DIESEL DE PROPULSIÓN FERROVIARIA, PARA SU RECUPERACIÓN, MEDIANTE LA APLICACIÓN DE CICLOS RANKINE ORGÁNICOS	309
Ing. Maenza Luis Eduardo, Ing. Valea Juan Francisco, Ing. Oga Juan Jose, Ing. Vernière Pablo Raúl, Ing. Cantarelli Marcio Walter, Ing. Donati Julio Guido, Bec. Baratçabal Agustín Nicolás	

DETERMINACIÓN DEL TRABAJO Y LA POTENCIA DE UN CICLO OTTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE INTEGRACIÓN DE LA FUNCIÓN POLITRÓPICA DE COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN	321
Diego C. Caputo, Rodolfo O. Berberi, Néstor A. E. Ferré, Alberto Puricelli, Verónica Fonteriz, Romina Ferreira, Rodolfo N. Aguirre, Blas E. Calvo, José M. Bruno	
DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES PARA ENSAYOS DE INVESTIGACIÓN FORMATIVA	333
Carlos Alberto Romero P., Edison De Jesús Henao Castañeda, Mauricio Monroy Jaramillo, Wilson Pérez Castro	
DOWNSIZING DE MOTORES ASSOCIADO AO USO DE TURBOCOMPRESSOR	345
Amanda Assis, Francisco Almeida, Antonio Gabriel Almeida, Luis Gabriel Gesteira	
ESTUDIO DE UN NUEVO MECANISMO DE DISTRIBUCIÓN VARIABLE PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS	361
Daniel Barilá, Luis Bugna, Rodolfo Gómez, Jorge Camaño, Matias Bratovich, Daniel Barrios	
INFLUENCIA DE LAS FUERZAS ALTERNATIVAS DE INERCIA EN EL DISEÑO Y RESISTENCIA DE BIELAS EN MOTORES DE ELEVADAS VUELTAS	379
Prof. Ing. Roberto Bottini, Prof. Ing. Juan Carlos Petras, Dr. Ing. Miguel Angel Cavalieri	
LA IMPORTANCIA DE LA DINÁMICA DE MALLAS EN LA SIMULACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. ALGUNAS NUEVAS TENDENCIAS	391
Horacio J. Aguerre, Santiago Marquez Damián, Juan M. Gimenez, Ezequiel J. López, Cesar Pairetti, Norberto M. Nigro	
PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LOS TURBOALIMENTADORES DE MOTORES DIÉSEL CON BASE EN SUS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS COMERCIALES	405
Lesme Corredor Martinez, Cesar Figueroa Socarras, Karla Hernández Espinosa, Francisco Reyes Navarro	
SIMULAÇÃO NUMÉRICA MULTIDIMENSIONAL DA ADMISSÃO E COMPRESSÃO EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO	415
Yesid Ortiz Sánchez Ms.C., Leonel Rincón Cancino, Dr. Eng. Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.	
REDUCCIÓN DE CONTAMINANTES	433
ENSAYO EN BANCO DE UNA MICROTURBINA JETCAT 120P PARA LA CARACTERIZACION DE LAS EMISIONES GASEOSAS CONTAMINANTES	435
Matias Coppa, Fernando Cruz-Peragón, Eloisa Torrez Jiménez, Juan Ignacio D'lorio, Alejandro Di Bernardi	

COMBUSTIBLES TRADICIONALES Y ALTERNATIVOS

ADAPTACIÓN DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA PARA USAR HIDRÓGENO COMO COMBUSTIBLE

Luis Bugna¹, Daniel Barilá², Gerardo Distel³,
Germán Soria⁴, Rodolfo Gómez⁵

1-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco,
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.

lbugna@bvconline.com.ar

2-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco,
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.

dbarila@unpata.edu.ar

3-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco,
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina; Facultad de Ingeniería, Universidad
Nacional del Sur, 12 de Octubre 991, Bahía Blanca, Buenos Aires, Argentina.

gdistel@gmail.com

4-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco,
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.

germanjsoria@yahoo.com.ar

5-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco,
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.

fitogomez@unpata.edu.ar

Palabras clave: Hidrógeno, motor de combustión interna, combustible alternativo.

Resumen

El hidrógeno constituye una de las alternativas de almacenamiento de energía obtenida de fuentes renovables y su uso como combustible en motores es estudiado como posible sustitución de combustibles fósiles.

El hidrógeno quemado dentro del motor genera básicamente vapor de agua como producto de combustión que es desechado por el escape. En caso de utilizar hidrógeno obtenido de electrólisis del agua, el ciclo es ecológicamente sustentable ya que el agua generada por la combustión es equivalente a la utilizada en el proceso de obtención del hidrógeno.

El sistema de alimentación debe ser adaptado a las características específicas de este combustible, fundamentalmente atendiendo a las condiciones de seguridad y a su baja energía de ignición. Si se pretende obtener una potencia similar a la que el motor entrega utilizando hidrocarburos, debe desarrollarse un sistema de inyección electrónica de combustible sincronizada.

En este trabajo se presentan las modificaciones realizadas en un motor monocilíndrico para uso experimental utilizando hidrógeno al 100% como combustible. Para este fin se implementó un sistema de inyección para las nuevas condiciones de operación y se construyó un banco dinamométrico eléctrico adaptado a las necesidades específicas de los ensayos a realizar.

Es en el aspecto referido a la formación de mezcla en el que más se ha trabajado ya que utilizando un sistema de formación de mezcla homogénea convencional, se favorece la

aparición de combustión en el tubo de admisión, fenómeno conocido como “contra explosión” o “backfire”.

1. Introducción

Para la realización de este proyecto se implementaron modificaciones sobre un motor monocilindrico Honda GX 340 de 337 cm³ que brinda una potencia máxima de 8 KW a 3600 RPM y un par torsiador máximo de 26.4 Nm a 2500 RPM utilizando nafta como combustible. Los trabajos realizados han sido motivo de otra publicación similar en la que se describen parte de los desarrollos planteados en el presente artículo [1] y se enmarcan en los trabajos de investigación que en esta área se vienen desarrollando recientemente en la Facultad de Ingeniería de la UNPSJB

Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta al utilizar hidrógeno es la posibilidad de que se produzcan contra explosiones. Para comprender este fenómeno, debemos recordar que al finalizar la carrera de escape de un motor de 4 tiempos, con el pistón en las cercanías del punto muerto superior, el cilindro contiene gases residuales de la combustión. Estos gases están a elevada temperatura, por encima de la de autoencendido de los combustibles convencionales como la nafta o el gas natural comprimido (GNC) y entran en contacto con la mezcla proveniente del tubo de admisión en el momento en que se comienza a abrir la válvula de admisión por lo que potencialmente podrían encenderla. [2, 3]

La zona en la que se comienzan a mezclar los gases residuales y los de admisión es en la que podría generarse la combustión y allí entran en juego los parámetros que gobiernan el inicio de una potencial combustión siendo estos, la temperatura de autoencendido, la energía de ignición, el tiempo de retardo y el efecto refrigerante de la mezcla de admisión sobre los gases residuales.

La temperatura de ignición es la necesaria para que una mezcla de aire y combustible comience a quemarse si se la calienta homogéneamente, en caso de un encendido localizado (como es el caso por ejemplo de una bujía) es necesario no sólo alcanzar una determinada temperatura sino que además hay que aportar un mínimo de energía de ignición [4]. Esto explica por qué una bujía con una chispa “débil” puede resultar ineficaz para encender una mezcla de aire y nafta aún cuando su temperatura supera ampliamente la de inflamación.

Cuando una mezcla de aire y combustible es sometida a condiciones de autoinflamación, es necesario además mantener esas condiciones durante cierto tiempo para lograr la ignición. El tiempo transcurrido hasta el inicio de la combustión se denomina tiempo de retardo [5].

En el caso de los combustibles convencionales, la posibilidad de autoencendido al tomar contacto la mezcla de admisión con los gases residuales, se ve minimizada debido a que necesitan más energía de ignición (aunque la temperatura de ignición es más baja que la del hidrógeno). El efecto refrigerante de la mezcla de admisión sobre los gases residuales hace que antes de transcurrir el tiempo de retardo, la temperatura reinante en la zona en la que se mezclan residuales y mezcla fresca baje lo suficiente para que no exista autoinflamación.

Cuando el motor opera con mezclas muy pobres, la velocidad de quemado se ralentiza haciendo que la combustión tome buena parte de la carrera de expansión para poder desarrollarse, esto hace que la temperatura al final de la expansión sea bastante más alta que en funcionamiento normal y por ello, los gases residuales incrementen notablemente su temperatura. Esta circunstancia hace que en motores nafteros, se pueda producir retroceso de llama en la admisión cuando se opera en esta condición.

Sin embargo, cuando se opera con hidrógeno, la baja energía de ignición hace que el fenómeno de encendido de la mezcla de admisión al entrar en contacto con los gases residuales sea inevitable si se utiliza la técnica de formación de mezcla homogénea en el tubo de admisión como es habitual en los motores con carburador o de inyección. La Figura 1 muestra el fenómeno de contraexplosión en la admisión detectado por un sensor de presión en cámara de combustión cuyos detalles de instalación se describen más adelante.

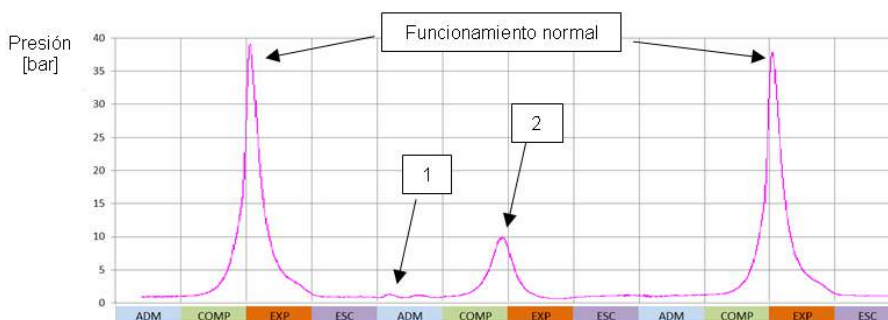


Figura 1. Explosión en la admisión detectada en cámara de combustión (1).
Luego de este fenómeno, se produce un ciclo de arrastre sin combustión (2).

Cuando el motor opera con carga parcial, la temperatura de los gases residuales disminuye y el efecto de contra explosión se atenúa. Por esto es que en caso de utilizar las técnicas convencionales de formación externa de mezcla, resulta difícil alcanzar altas potencias sin encontrar el problema de retroceso de llama en la admisión.

2. Estrategia de formación de la mezcla

El rango de inflamabilidad del hidrógeno es mucho más amplio que el de los hidrocarburos por lo que es posible el funcionamiento con mezclas muy pobres (exceso de aire) sin que se produzcan ausencias de encendido. Las mezclas combustibles de hidrógeno y aire pueden ser tan pobres como 1/6 de la relación estequiométrica sin que aparezca inestabilidad de llama.

Esta particularidad hace que sea posible regular un amplio rango de potencia modificando riqueza de mezcla sin necesidad de estrangular la admisión con el consiguiente aumento de rendimiento operando a carga parcial en comparación de lo que sucede con el uso de nafta debido a la minimización del trabajo de bombeo.

El hidrógeno tiene un poder calorífico muy alto (119.88 MJ/kg) en comparación con la nafta cuyo poder calorífico inferior es de 43.4 MJ/kg. A pesar de este hecho, un motor operando con hidrógeno sólo podría alcanzar aproximadamente un 80% de la potencia alcanzada

con nafta debido a que, por tener una densidad muy baja, el combustible ocupa un gran volumen del cilindro ocasionando una merma de la cantidad de aire que ingresa al mismo. Esta comparación se realiza sin tener en cuenta que debido al alto número octánico del hidrógeno, podría aumentarse notablemente la relación de compresión, aumentando el rendimiento y por lo tanto la potencia entregada.

Para lograr una mezcla estequiométrica son necesarios 14.7 gramos aire por cada gramo de nafta, en el caso del hidrógeno, son necesarios 34.32 gramos de aire por gramo de combustible. La densidad en condiciones standard del aire es de 1.18 kg/m^3 mientras que la del hidrógeno en las mismas condiciones es de 0.08201 kg/m^3 por esto es que, durante el llenado del cilindro entra una cantidad de hidrógeno muy pequeña en masa haciendo que la potencia sea menor que la esperable en un motor similar operando con nafta.

El problema de retroceso de llama se ha abordado de diferentes maneras en los motores que utilizan este combustible, una de ellas es la inyección directa en cámara de combustión, en este caso, se resuelven dos problemas simultáneamente, por una parte, se aspira sólo aire durante el proceso de admisión, diluyendo y refrigerando los gases residuales. Posteriormente, durante la etapa de compresión, se inyecta el hidrógeno a presión dentro del cilindro.

De esta manera, se resuelve el problema de retroceso de llama y también el de la merma de potencia, se logra en este caso una potencia mayor que la que se tendría con nafta, con un incremento del orden del 15%.

La otra técnica se basa en aspirar aire puro en la primera etapa del proceso de admisión, luego inyectar hidrógeno en cercanías de la válvula y posteriormente seguir aspirando aire hasta el final del proceso de llenado del cilindro. La primera etapa en la que solo ingresa aire, diluye y refrigera los gases residuales permitiendo que al ingresar hidrógeno, no existan condiciones de autoinflamación. Esta última técnica es la que se utilizó en el motor que se describe en el presente trabajo al que se le modificó el conducto de admisión instalándose inyector de combustible gaseoso adaptados de un equipo comercial para GNC.

Se utiliza un tubo de hidrógeno comercial con 150 bares de presión y a través de una válvula reguladora se adecúa la presión a 4 bares para alimentar los inyectores comandados electrónicamente. El proceso de inyección presenta algunas particularidades que deben ser tenidas especialmente en cuenta, una vez definida la presión de suministro a los inyectores y conociendo el coeficiente de descarga se puede estimar el tiempo de inyección necesario para una adecuada dosificación del hidrógeno. Al comenzar a inyectar combustible, debido a la bajísima densidad del mismo, puede ocurrir que se inyecte a una tasa superior a la demanda volumétrica que se genera en el cilindro al ir bajando el pistón por lo que podría existir un retroceso de parte del hidrógeno inyectado. En principio, podría pensarse que ese hidrógeno sería reabsorbido posteriormente a medida que avanza el proceso de admisión y aumenta la velocidad de la carga admitida. Sin embargo, la alta difusividad del gas genera la posibilidad de que este retroceso sea excesivo y parte de hidrógeno quede en el tubo de admisión favoreciendo el proceso de retroceso de llama en el siguiente ciclo.

Si se diseña el sistema de inyección para las condiciones de máximo gasto másico global a inyectar (máxima carga y RPM), se determinará una presión de alimentación al inyector capaz de suministrar un gasto másico adecuado evitando el retroceso de hidrógeno antes

mencionado. Si se mantiene esta presión al funcionar con máxima carga pero a bajas RPM, se debería inyectar durante un periodo muy corto con un gasto másico instantáneo relativamente alto por lo que se podría generar retroceso de combustible con el riesgo de que este no sea luego debidamente reabsorbido.

Se pensaron diversas estrategias para resolver este problema, una de ellas es adecuar la presión de suministro según las condiciones de operación. Esta técnica se desechó porque en la instalación desarrollada se cuenta con una reguladora de presión de accionamiento manual y debería regularse para cada condición de operación.

Otra posibilidad es intentar modular la apertura del inyector que, si bien está pensado como una válvula SI/NO, podría alimentarse con un tren de pulsos haciendo que en vez de una única inyección, la misma se haga en forma de ráfaga. En el trabajo desarrollado, se ha utilizado otra opción consistente en colocar dos inyectores y, manteniendo constante la presión de suministro, usar ambos en las condiciones de máxima demanda de caudal másico (alta carga y máximas RPM) y desactivar uno en condiciones en las que se podría producir retroceso de combustible (alta carga y bajas RPM).

3. Descripción de las modificaciones realizadas en el motor

Se realizaron adaptaciones en el tubo de admisión para instalar dos inyectores de un equipo comercial de GNC, éstos fueron ubicados lo más cerca posible de la válvula de admisión para facilitar la implementación de la estrategia de inyección secuenciada evitando lo más posible la dilución con el aire que se encuentra en el tubo de admisión en el recorrido de combustible desde el inyector hasta entrar en el cilindro.

Se instaló un codificador angular electrónico "encoder" en el cigüeñal con el propósito de contar con una referencia precisa de la posición angular del mismo. Este encoder emite dos salidas digitales, una de ellas entrega un pulso por cada vuelta de giro y la otra 360 pulsos por vuelta. Ambas son utilizadas para poder relevar con precisión la presión en el cilindro, tarea para la que es necesario contar con gran precisión angular ya que esta influye notoriamente en los cálculos de trabajo indicado [6] y en el estudio de diversos parámetros de interés en la evaluación del proceso de combustión. La señal de un pulso por vuelta, se sincroniza con el punto muerto superior para utilizarla como referencia y sincronizar la inyección y el encendido.

Dado que es necesario identificar el PMS de final de compresión del correspondiente al final de escape e inicio de admisión, se colocó adicionalmente un sensor magnético (tipo pick up Hall) que toma una referencia de posición del PMS pero en este caso desde el árbol de levas. El análisis conjunto de las señales de uno por vuelta del encoder con el del sensor Hall (de baja precisión angular) permite identificar cuál de los dos PMS se está detectando para sincronizar adecuadamente las secuencias de inyección y encendido. La figura 2 muestra esquemáticamente las secuencias de inyección y encendido conjuntamente con las señales de referencia del encoder y del sensor Hall.

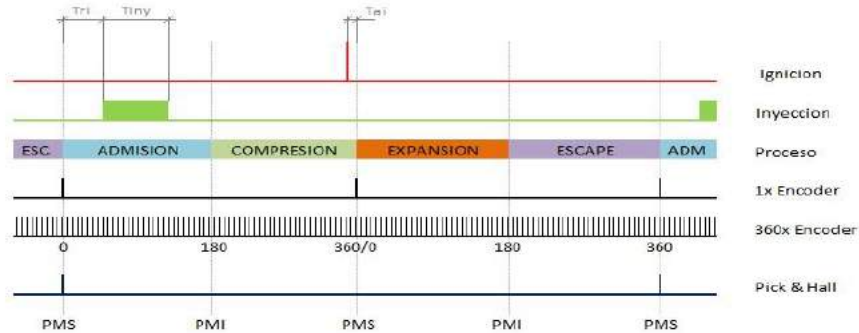


Figura 2. Secuencia de inyección y encendido.

Para el sensado de presión en cámara de combustión, se practicaron las modificaciones necesarias en la tapa de cilindro, el mismo se colocó de tal manera que quede totalmente enrasado con la superficie interna de la tapa para evitar conductos que generen pulsaciones ante cambios bruscos en la presión. El sensor utilizado es del tipo piezoeléctrico marca Kistler modelo 6067 C1. La figura 3 muestra la disposición del sensor de presión instantánea en la cámara de combustión.

Con la finalidad de poder detectar el paso de mezcla pobre a rica se instaló en el escape una sonda lambda, además, se instaló un sensor de temperatura de escape.

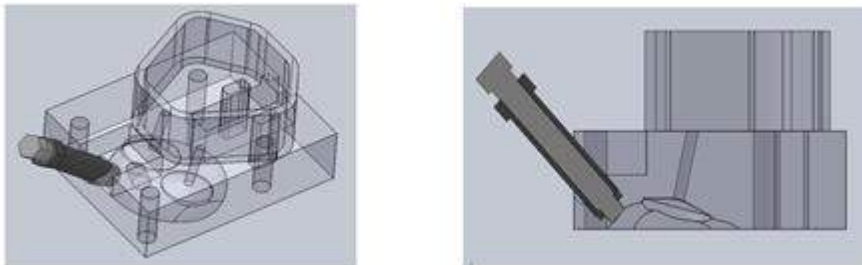


Figura 3. Ubicación del sensor de presión en cámara de combustión.

4. Instalación del sistema de almacenamiento y suministro de hidrógeno

El motor funciona con hidrógeno industrial proveniente de un tubo que lo contiene a 150 bar de presión. Todas las cañerías y accesorios utilizados cumplen con los estándares específicos para instalaciones de conducción y almacenamiento de hidrógeno, la línea de alimentación sale del tubo, luego de la válvula manual de corte en alta presión, se instaló una válvula reguladora que baja la presión a 4 bar. Aguas abajo, se instaló una electroválvula que puede accionarse automáticamente en función de la señal de alarma que emite un sensor de presencia de hidrógeno instalado en proximidades del motor o bien desde un pulsador de emergencia instalado en el tablero de control.

Antes de llegar a los inyectores, el combustible pasa por un pequeño depósito que actúa como amortiguador de pulsaciones de presión, estas son bastante importantes en caso de no existir este elemento debido a que el suministro de combustible se realiza con caudales de valor relativamente altos durante muy cortos periodos de tiempo.

5. Diseño del banco de pruebas

Se pretende poder realizar pruebas en condiciones particulares como funcionamiento a mariposa totalmente abierta regulando potencia con diferentes grados de riqueza de mezcla, estas son condiciones que pueden ser bastante inestables para el motor por lo que resulta de interés asegurar la velocidad de giro independientemente de la potencia entregada.

La idea de lograr un banco compacto y relativamente portátil condicionó la configuración general del banco que difiere bastante de lo que resulta habitual en instalaciones tradicionales. Por otra parte, la necesidad de lograr funcionamiento estable y a velocidad constante, sumado a la disponibilidad de equipos en desuso que podían ser reciclados, fueron los aspectos que definieron la utilización de un sistema de frenado basado en un generador eléctrico que recibe la potencia del motor y la disipa en resistencias externas conjuntamente con un motor de arranque relativamente potente para asegurar la posibilidad de ensayos de arrastre prolongados y a alta velocidad.

Para lograr una disposición compacta, se analizaron diversas configuraciones y se optó por la que se muestra en la Figura 4 (a). Se puede identificar una estructura principal (en color gris) y la base basculante (en color verde) sujeta mediante rodamientos de bolas en sus extremos, esto permite que la base pivotee sobre dichos apoyos permitiendo medir el par que tiende a hacer oscilar al generador y que es el mismo entregado por el motor.

Todos los momentos torsores debidos a rozamientos de transmisiones o de los rodamientos de generador principal y motor de arranque, se suman al par torsor del generador por lo que, debido a la configuración de la instalación, actúan como complemento del efecto de frenado y son medidos por la instrumentación del banco sin generar errores intrínsecos por principio de funcionamiento.

Como muestra la Figura 4 (b), la base basculante se encuentra vinculada a la estructura principal mediante una celda de carga, la cual se encarga de medir la fuerza resultante debido al par de torsión entregado por el motor.

La figura 5 es una fotografía en la que se muestra la disposición general del equipo en condiciones operativas.

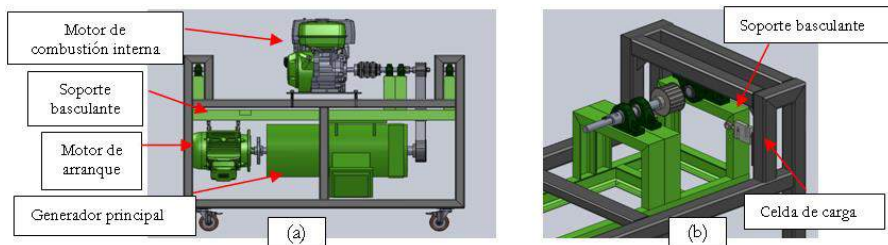


Figura 4. (a) Banco dinamoétrico. (b) Vinculación de base basculante.



Figura 5. Disposición del motor instalado en el banco de pruebas.

6. Pruebas realizadas

Los ensayos realizados hasta el momento constituyen las primeras pruebas desde que el equipo está en condiciones operativas y se ha apuntado fundamentalmente a poner a punto el equipamiento y obtener conclusiones preliminares que permitan vislumbrar líneas de trabajo futuras. Los ensayos realizados hasta este momento no son normalizados, pero, se mantuvieron condiciones que permiten obtener resultados suficientemente precisos para lo que usualmente se pretende en una etapa preliminar de desarrollo.

Aún no se cuenta con un sistema de mediciones de caudales máscicos de hidrógeno y de aire, calculándose, los tiempos de inyección en función de la presión de alimentación y el coeficiente de descarga de los inyectores. Por esto es que los gastos máscicos de combustible y las relaciones de mezcla que aquí se mencionan son estimadas mediante cálculo.

Previamente a cada prueba, se tienen en cuenta los parámetros operativos y ambientales para estimar el momento inicio de la inyección y su duración para entrar dentro del rango de inflamabilidad del hidrógeno. Una vez en marcha, estos parámetros pueden ser cambiados gradualmente para ensayar diferentes condiciones operativas. Dado que aún no se ha implementado una unidad de control electrónico (ECU), el motor no tiene una operación tan autónoma como la que posee funcionando con el carburador original.

Se realizaron pruebas con mariposa totalmente abierta comenzando desde la relación de mezcla más pobre posible y paulatinamente se fueron aumentando los tiempos de inyección para enriquecer la mezcla y desarrollar más potencia. La Figura 6 muestra cuatro ciclos operativos del motor con diferentes cantidades de combustible inyectado mostrándose claramente la posibilidad de regular potencia en un amplio rango sin generar pérdidas de bombeo por estrangulación de la admisión. Puede observarse además que las mezclas muy pobres se queman lentamente tal como se comentó anteriormente.

Se observó claramente que si se inyecta una misma cantidad de combustible pero sin seguir la estrategia de admitir primero aire, se generan contra explosiones en la admisión si se está operando a potencias relativamente altas. En estas condiciones, variando el esquema de tiempos de inicio de inyección, disminuye esta tendencia.

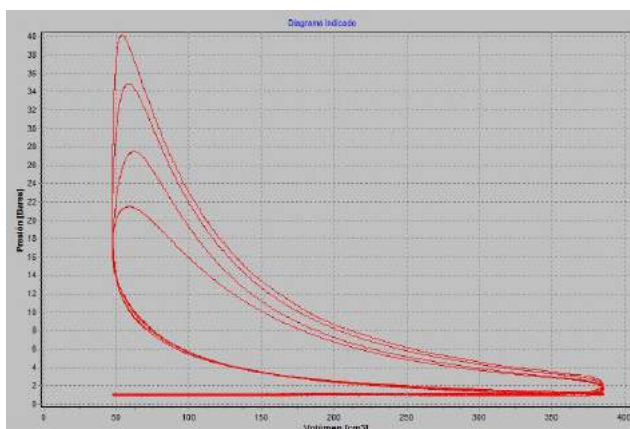


Figura 6. Ciclos medidos operando con diferentes cantidades de hidrógeno (mariposa 100%).

Diversos autores informan que relaciones del orden del 50% de la estequiométrica constituyen el límite a partir del cual aparecen contraexplosiones en la admisión si se realiza una formación de mezcla homogénea en la admisión (como sucedería con un carburador). Se realizaron pruebas en el punto de máximo par del motor operando con nafta (26 Nm a 2500 RPM). Asumiendo como única variable el calor aportado por el combustible que puede ingresar en el cilindro en condiciones de mezcla estequiométrica, operando con hidrógeno debería alcanzarse un par de torsión de 21.6 Nm.

Cabe destacar que debido a las altas velocidades de quemado, el avance de encendido debe atrasarse notoriamente cuando se opera con hidrógeno. A fin de poner en evidencia este efecto, las Figuras 7 (a) y 7 (b) muestran ciclos operativos con hidrógeno y con nafta respectivamente operando con el avance óptimo para hidrógeno.

En las pruebas realizadas hasta el momento, se logró alcanzar un par de torsión de 16 Nm lo que representa el 74% del máximo teóricamente alcanzable y está bastante por encima del que se considera como máximo posible para mezclas homogéneamente formadas antes de ingresar por la válvula de admisión. Este hecho indicaría en principio el éxito parcial de la técnica de inyección utilizada aunque por estar actualmente en una etapa de inicio de pruebas, es de esperar que optimizando la técnica de inyección se pueda mejorar la potencia máxima a alcanzar, lo que constituirá gran parte del trabajo futuro a realizar con este equipo.

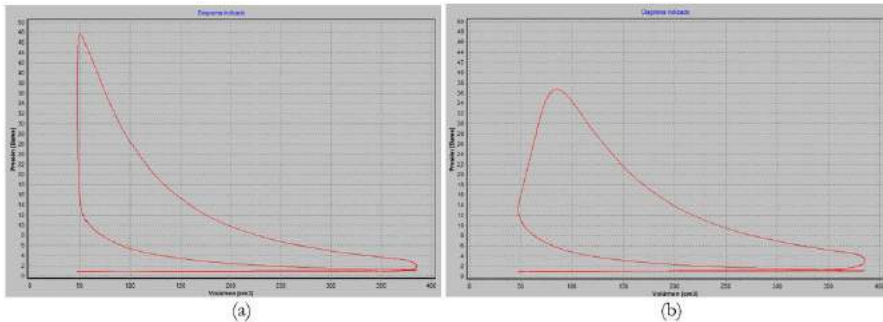


Figura 7. (a) Ciclo medido operando con hidrógeno. (b) Ciclo medido operando con nafta.

7. Conclusiones y desarrollos futuros

- 1) Se han implementado las modificaciones necesarias para permitir la operación de un motor monocilindrico de pequeña cilindrada utilizando hidrógeno como combustible.
- 2) Se colocaron sensores de posición angular del cigüeñal y un sensor de presión en cámara de combustión para relevamiento y estudio del ciclo operativo del motor.
- 3) Se desarrolló un sistema de inyección que permite controlar los parámetros de la misma para asegurar que sólo ingrese aire al inicio de la admisión minimizando así las posibilidades de ocurrencia del fenómeno de contra explosión.
- 4) Se desarrolló un banco de pruebas especialmente adaptado a las particularidades de las pruebas a realizar con este combustible.
- 5) Se implementaron pruebas en las que se logró alcanzar altos valores de potencia respecto de los máximos teóricamente alcanzables.
- 6) Se espera poder contar en breve con mayor instrumental para el sensado de variables operativas con mayor precisión.

8. Referencias

- [1] Daniel Barilá, Luis Bugna, Matias Llansa, Maximiliano Bossolasco, Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica IVCAIM, Resistencia, Chaco, 2014
- [2] R. Hari Ganesh, V. Subramanian, V. Balasubramanian, J.M. Mallikarjuna, A. Ramesh, R.P. Sharma, "Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study", Science Direct, Renewable Energy 33 (2008) 1324–1333, 2008.
- [3] Koyanagi, K., Hiruma, M., and Furuhashi, S., "Study on Mechanism of Backfire in Hydrogen Engines," SAE Technical Paper 942035, 1994.
- [4] Heywood, J.B., "Internal combustion engines fundamentals", Mc Graw Hill, 1988.
- [5] Payri, F., Desantes, J.M., "Motores de combustión interna alternativos" Reverté, 2011.
- [6] Daniel Barilá, Luis Bugna, Alberto Torres, Pedro Kolodka, "Desarrollo de una técnica para la obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular", Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Buenos Aires, 2002.

ADOÇÃO DA EURO 5 NO BRASIL: UMA AVALIAÇÃO SOB A ÓTICA DO SETOR TRANSPORTE DE PASSAGEIROS RODOVIÁRIOS

Cassiano D. Bridi¹, Carlos A. Costa²,
Marcos A. Luciano³, Carlos R. Altafini⁴

1-Marcopolo S/A. Av Rio Branco, 4889, Caxias do Sul, Brasil.
cassiano.bridi@marcopolo.com.br

2-Programa de Mestrado em Engenharia Mecânica, UCS,
Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130, Caxias do Sul, Brasil.
cacosta@ucs.br

3-Programa de Mestrado em Engenharia Mecânica, UCS,
Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130, Caxias do Sul, Brasil.
malucian@ucs.br

4-Programa de Mestrado em Engenharia Mecânica, UCS,
Rua Francisco Getúlio Vargas, 1130, Caxias do Sul, Brasil.
craltafi@ucs.br

Palavras-chave: Emissão de poluentes; Transporte de passageiros; Fase 7 – PROCONVE; Euro V.

Resumo

No Brasil a legislação ambiental relativa a emissões de veículos movidos a óleo diesel sofreu uma mudança significativa em janeiro de 2012, passando da Fase P-5 diretamente para a Fase P-7, equivalentes respectivamente a Euro 3 e Euro 5. Este artigo apresenta o resultado de uma pesquisa realizada com empresas que atuam no segmento de transporte rodoviário de passageiros no mercado brasileiro. O objetivo do estudo foi verificar a percepção, expectativas e o nível de conhecimento das empresas com relação ao cenário de adoção da norma Euro 5, em dois momentos distintos, pré e pós a adoção. Para tanto foram realizadas duas *surveys*, com corte do tipo transversal, aplicadas as empresas de ônibus do ramo rodoviário de passageiros, e definidas pelas seguintes dimensões: conhecimentos sobre a norma, expectativas do setor e ações previamente adotadas, nova realidade com a implantação da Euro V, aspectos operacionais, e percepções reais após a implantação da norma Euro 5. Para o envio da pesquisa foi selecionada a carteira de clientes da maior encarregadora de ônibus do país, tendo-se uma participação de 27% da população de estudo. Como resultados, a pesquisa contrasta alguns aspectos do antes (expectativas) e o depois da adoção da Euro 5. As empresas relataram certa falta de conhecimento e envolvimento sobre o assunto e limitação dos recursos em relação ao início dessa fase. Isso foi confirmado pelo número de empresas que vem utilizando de forma inadequada o combustível necessário para os motores Euro 5. Um percentual de 70% das empresas relatou ter obtido informações sobre a norma com colegas e fabricantes de equipamentos enquanto apenas 5% obtiveram informações do governo ou órgão ambiental. A preocupação com o aumento de custos, tanto de manutenção quanto para aquisição dos veículos, revelou-se majoritária entre as empresas, levando um percentual significativo a anteciparem a compra de veículos (que não atendem a Euro V) ou postergarem a compra, reduzindo a renovação da frota. Isso se revelou também pelo modesto investimento das empresas para cursos de treinamento de seus profissionais de

operação e manutenção. Além disso, a pesquisa identificou dificuldades que as empresas estão encontrando com relação à infraestrutura existente no país, como a acesso limitado ao combustível S50 e a ARLA32. Um aspecto positivo diz respeito a expectativa de melhoria no meio ambiente onde 84% concorda parcial ou totalmente. A pesquisa mostra uma visão, mesmo que limitada, de como ações dessa natureza devem ser fortemente planejadas por parte dos governos para que seja obtido êxito.

1. Introdução

O planeta sofre com os efeitos da poluição atmosférica. Pode-se enumerar o fato de que, desde 1850, a temperatura média elevou-se em, aproximadamente, 1 °C [1]. Até o final deste século, o IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) estima que essa temperatura possa ser incrementada entre 3 e 8 °C, em função das mudanças que a poluição poderá provocar na atmosfera e no clima [2].

A emissão de poluentes gerada pelos veículos automotores, especialmente nos grandes centros urbanos, contribui significativamente para a deterioração ambiental. Com base nesta premissa, torna-se um imperativo estabelecer padrões de controle que tenham por objetivo a redução na poluição do ar, causada, principalmente, pelos óxidos de nitrogênio, conhecidos pelo termo geral NO_x. [3].

No Brasil o percentual de TKU (Toneladas por Quilômetro Útil) com o transporte rodoviário é de aproximadamente 61,1%, contra 20,7% de ferroviário e 13,6% de aquaviário. Se observado pelo aspecto de emissões de poluentes dos transportes no Brasil, apenas o transporte rodoviário é responsável por 88,6% das emissões [4].

Em 2008 o transporte rodoviário regular, em comparação ao aéreo, foi responsável por aproximadamente 71% do total dos deslocamentos interestaduais e internacionais de passageiros no Brasil. Sua participação na economia brasileira é expressiva, assumindo um faturamento estimado anualmente em mais de R\$ 3 bilhões. Atualmente são 166.404 ônibus habilitados para a prestação dos serviços regulares pelas empresas permissionárias e autorizadas em regime especial [5]. Desta forma, quaisquer alterações nesse setor sempre são impactantes seja pelo aspecto econômico, seja pelo aspecto ambiental.

Para controlar e regulamentar essas emissões, o Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA [6] instituiu a resolução nº 18 de 6 de junho de 1986 e criou o Programa para Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores (PROCONVE). Os principais objetivos estipulados foram: a redução na emissão de poluentes dos veículos automotores, a promoção do desenvolvimento tecnológico nacional e a melhoria das características dos combustíveis. Contudo, apesar de ter sido alvo de discussão em congressos científicos e fóruns do setor, existia uma dúvida de o quanto as empresas usuárias de motores diesel estariam realmente a par do andamento dessa questão.

Este artigo apresenta um estudo com corte transversal, realizado na forma de survey sobre o cenário de implantação, expectativas e realidade, da norma Euro V, que entrou em vigor no Brasil a partir de 2012. O estudo foi realizado com empresas que utilizam o ônibus para efetuar o transporte de passageiros, durante os meses de junho a agosto/2011 (fase pré-implantação), e meses de setembro a novembro/2012 (fase pós-implantação), e teve o apoio da empresa Marcopolo S/A, maior empresa encarregadora de ônibus do país. O artigo apresenta-se estruturado em quatro seções, sendo que na próxima é abordado, brevemente, um histórico das normas de controle de emissões na Europa e no Brasil além

das características necessárias para uma implantação bem sucedida. A seção 3 contém o método de pesquisa utilizado, seguida pela demonstração dos resultados. Finalmente, as conclusões são apresentadas.

2. Normas de controle de emissões na Europa e no Brasil

A Comissão Europeia para Qualidade do Ar estipulou alvos desafiadores para a concentração máxima permitida dos óxidos de nitrogênio, especialmente o dióxido do nitrogênio (NO₂). Como o transporte de carga é um dos maiores responsáveis pela emissão desses poluentes, a redução nesse segmento era de vital importância para o alcance dos objetivos [7]. As normas Euro de controle de emissão de poluentes foram instituídas no ano de 1992 sendo que o período compreendido entre 1988 a 1992 foi considerado como pré-Euro [8]. Sua evolução ocorreu conforme mostrado na Tabela 1.

Tabela 1. Evolução das Normas Euro para emissão de poluentes (7).

Ano	Norma
1992	91/542 EEC (Euro I)
1995	91/542 EEC (Euro II)
2000	99/96 EEC (Euro III)
2005	99/96 EEC (Euro IV)
2008	99/96 EEC (Euro V)

Os veículos pesados da Europa tiveram um sistema de redução catalítica, que foi introduzido por intermédio da norma Euro IV, que se tornou efetiva durante o período de 2005/2006, denominado *Selective Catalytic Reduction* (SCR) ou Sistema de Redução Catalítica [8]. O SCR é um sistema de catalisador, que atua após a combustão, para diminuir as emissões de NO_x, transformando-os em substâncias inócuas antes da liberação dos mesmos na atmosfera. Ainda segundo os mesmos autores, a principal premissa é de que com uma grande redução dos óxidos de nitrogênio (NO_x) possibilitada pela reação catalítica permite uma maior otimização do motor, proporcionando menor consumo de combustível e uma menor emissão de material particulado.

A norma Euro V foi implantada no continente europeu no ano de 2009 [9]. Além do emprego do sistema catalisador foi determinada também a utilização da solução aquosa contendo 32,5% do Agente Redutor Líquido Automotivo - ARLA 32, conhecida como ureia. Trata-se de composto não tóxico, não explosivo, que pode ser transportado sem problemas e que, principalmente, não é nocivo ao meio-ambiente (DIN70070). O funcionamento do SCR consiste na introdução da solução de ureia em um compartimento cerâmico adequado, onde os óxidos de nitrogênio serão transformados, por meio de reação química, em vapor d'água e Nitrogênio, que é um componente natural da atmosfera. O uso do sistema SCR proporcionou uma redução entre 75% e 90% nas emissões do NO_x e outras substâncias como os hidrocarbonetos (HC) (DIN70070). Maiores detalhes sobre o mecanismo de funcionamento e os componentes envolvidos nesse processo podem ser encontrados em

Trautwein [10] publicação da *German Society for Petroleum and Coal* (DGMK). Uma nova versão da norma, denominada Euro VI, está em processo de discussão pela Europa, com previsão de implantação para o ano de 2013 [11], ao passo que no Brasil os esforços ainda são para a tentativa de estabelecer plenamente a fase P7, equivalente a Euro V.

Para o Brasil, o PROCONVE instituiu algumas fases de implantação conforme demonstrado na Figura 1, bem como estipulou, de forma gradativa, os padrões máximos de emissões e também da composição do combustível. A primeira fase para veículos pesados, chamada fase P1, foi instituída no ano de 1989. A última fase, denominada P6, foi determinada pela resolução nº 315, de 29 de outubro de 2002, e deveria ter vigorado a partir de 2009. Contudo, essa implantação não ocorreu devido a alguns empecilhos como a disponibilização de combustível apropriado, que inviabilizaram a introdução da mesma [12]. Corroborando com a frase anterior, de acordo com a Companhia Ambiental do Estado de São Paulo (CETESB), a fase P6 não foi implantada devido a problemas de disponibilidade do combustível adequado, regulamentado pela resolução da Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis, ANP nº 32, de 16/10/2007 e posteriormente complementado pela ANP nº 42, de 16/12/2009 [13]. Essa resolução determina a disponibilização de um óleo Diesel denominado S-50, cujas especificações estão contidas no Regulamento Técnico ANP nº4/2008, que é um anexo da resolução nº 36, de 5/12/2008 [14]. Este óleo contém não mais do que 50 mg/kg de enxofre.

Em virtude disso, ficou estabelecido a data de 1º de janeiro de 2012 para implantação da fase P7, que prevê o tratamento dos gases pós-combustão e que se baseia nos padrões europeus da norma denominada Euro V, sendo esse o objeto deste estudo (resolução nº 403). A expectativa é de que a fase P7 recupere os ganhos ambientais da fase 6 [15]. A Figura 2 apresenta também uma comparação das fases da norma Euro, bem como os valores aceitáveis de NO_x.

Proconve	Euro	NO _x	Norma	Vigência	Teor de Enxofre
		(g/kW)			
Fase P-1	-	18,00	Res. 18/85	1989 a 1993	-
Fase P-2	Euro 0	14,40	Res. 08/93	1994 a 1995	3000 a 10000 ppm
Fase P-3	Euro 1	9,00	Res. 08/93	1996 a 1999	3000 a 10000 ppm
Fase P-4	Euro 2	7,00	Res. 08/93	2000 a 2005	3000 a 10000 ppm
Fase P-5	Euro 3	5,00	Res. 315/02	2006 a 2008	500 a 2000 ppm
Fase P-6	Euro 4	3,50	Res. 315/02	2009 a 2012	50 ppm
Fase P-7	Euro 5	2,00	Res. 403/08	a partir de 2012	10 ppm

Figura 1. Fases para implantação dos padres máximos de emissão no Brasil.

Conforme os dados do Departamento Nacional de Trânsito – DENATRAN [16] de março de 2011, a frota brasileira de veículos pesados era de 2,5 milhões de unidades, considerando caminhões e ônibus, consumindo mais de 30 bilhões de litros de Diesel. Em 2011, o Brasil chegou a uma frota de 1,4 milhão de caminhões, com idade média de 13 anos. Mais poluente que os demais modelos, o motor Pré- Euro (fabricados antes da aplicação das normas europeias que estipulam limites de emissão para os motores) ainda impulsiona 40% da frota nacional. Na Europa, apenas 26% dos caminhões utilizam o Pré-Euro, sendo que o Euro IV, que não será produzido no Brasil, já movimenta 16% da frota europeia [17].

Conforme a Confederação Nacional do Transporte (CNT) um dos tipos de Diesel comercializado no Brasil possui, aproximadamente, 1800 ppm de enxofre, o que representa uma concentração de 0,18% do mesmo material, ou seja, para cada 1 milhão de litros de óleo Diesel, há 18 litros de enxofre [12]. De acordo com o CONAMA, o objetivo é obter um combustível denominado S-10, ou com 10 ppm de enxofre [3].

De acordo com o Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN) em setembro de 2012, existiam 824.875 ônibus, micro-ônibus e chassi plataforma. A classificação desses tipos de veículos é apresentada a seguir:

- a) ônibus - veículo automotor de transporte coletivo com capacidade para mais de 20 passageiros, ainda que, em virtude de adaptações com vista à maior comodidade destes, transporte número menor;
- b) micro-ônibus - veículo automotor de transporte coletivo com capacidade para até 20 passageiros;
- c) chassi plataforma - trata-se de veículo inacabado, com equipamento que permita seu deslocamento em vias de rolamento, preparado para receber carrocerias de ônibus.

Em 2001, segundo os números do DENATRAN, existiam no Brasil 424.184 unidades. Como base nesses dados, verificou-se que durante o período, a frota destes tipos de veículos teve um acréscimo de 94%. Esse aumento da quantidade dos veículos em circulação, que torna inevitável o aumento nos índices de emissão de poluentes, também foi outro ponto considerado fundamental para a elaboração deste artigo, pois a poluição gerada por veículos automotores, incluindo veículos leves e pesados, é maior do que qualquer outra atividade humana isolada, sendo que, segundo a CETESB [18], na região metropolitana de São Paulo, os mesmos são responsáveis por 96% das emissões de NO_x. Destes, 78% podem ser atribuídos exclusivamente a veículos pesados. Informações disponibilizadas pelo Ministério do Meio Ambiente mostraram que os veículos de transporte de passageiros, no período de 2009 foram responsáveis pela emissão de, aproximadamente, 280 mil toneladas de óxidos de nitrogênio [19].

O transporte rodoviário e urbano de passageiros no Brasil é ainda um serviço público essencial, de acordo com a Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT). Também segundo a mesma Agência, com relação à legislação e fiscalização, o transporte de passageiros é dividido em transporte coletivo, transporte intermunicipal, transporte interestadual e transporte internacional.

No ano de 2011 houve uma procura intensa para a compra de ônibus no Brasil, em função da forte expectativa e insegurança que havia sobre as consequências que a implantação da Euro V poderiam trazer ao mercado, tais como aumento do custo do chassis e aumentos dos custos operacionais de frotas. Essa afirmação pode ser comprovada através da Figura 2, que contém o total de carrocerias de ônibus produzida pelas empresas encarregadoras brasileiras nos últimos quatro anos, de acordo com a Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA).

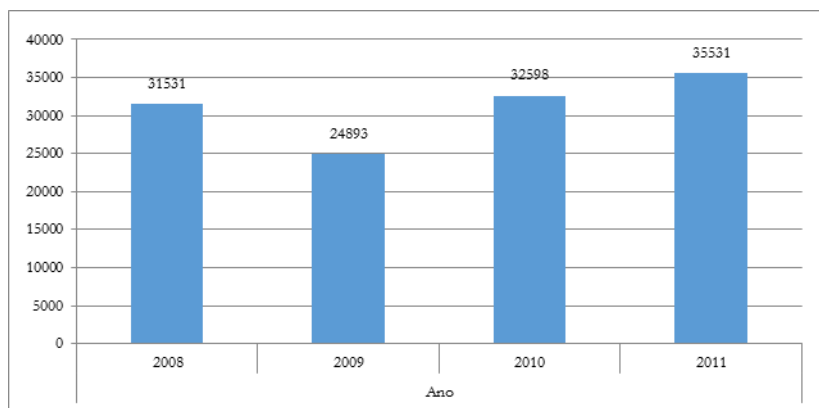


Figura 2. Produção brasileira de carrocerias para ônibus (Anfavea, 2012).

3. Método de pesquisa

Para a abordagem do problema deste artigo foi utilizada uma pesquisa quantitativa o que, de acordo com Richardson [20] é percebida pela utilização da quantificação desde a fase da coleta de dados até a análise das informações através da utilização de técnicas estatísticas. Do ponto de vista dos objetivos, foi empregada a pesquisa descritiva, que conforme Gil [21] tem por objetivo a descrição das características de determinada população ou fenômeno ou o estabelecimento de relações entre variáveis. Para tal, é necessária a utilização de técnicas padronizadas para a coleta de dados, o que se constitui, geralmente, num levantamento ou survey. No caso desse trabalho foi realizada surveys de corte transversal, uma vez que o objetivo era capturar a percepção dos entrevistados antes e após a implantação da Euro V no Brasil.

Para a estruturação das surveys o trabalho se apoiou em quatro dimensões principais de análise. Para a análise pré-implantação foram definidas as dimensões: categorização do respondente, conhecimentos sobre a Euro V, expectativas sobre a norma Euro V, e ações que estavam sendo adotadas pelas empresas. Estas dimensões foram distribuídas dentro de um questionário composto por 19 questões fechadas. Houve o predomínio de questões fechadas visando a padronização das respostas, além de possibilitar uma comparação das mesmas, colaborando para uma maior agilidade na análise. Das dezenove questões elaboradas, foi permitido em quinze delas que o entrevistado optasse por apenas uma possibilidade de escolha. Nas demais, foi permitido uma combinação das respostas.

Para a análise pós-implantação foram definidas as seguintes dimensões: categorização do respondente, realidade com a implantação da Euro V, aspectos operacionais das empresas, e percepção sobre a norma com o cenário pós-implantação já consolidado. Estas dimensões foram distribuídas dentro de um questionário composto por vinte e seis questões fechadas. Das vinte e seis questões elaboradas, foi permitido em dezoito delas que o entrevistado optasse por apenas uma possibilidade de escolha. Nas demais, foi permitido uma combinação das respostas.

Como população do estudo, o questionário foi enviado a 1415 (etapa pré-implantação) e 1448 (etapa pós-implantação) empresas que prestam serviços de fretamento, atuam no

transporte coletivo e intermunicipal de passageiros, localizadas em todas as regiões brasileiras. Esta população refletia a carteira dos clientes da empresa Marcopolo no momento da pesquisa. O link de acesso do questionário foi enviado por meio de e-mails, priorizando como respondentes as áreas de manutenção, comercial e de engenharia.

Tabela 2. Dimensões de estudo utilizadas na Survey.

	Pesquisa Pré Euro V	Pesquisa Pós Euro V
Dimensão 1	Identificação dos Respondentes	
Dimensão 2	Conhecimento prévio sobre Euro V	Percepção do cenário atual
Dimensão 3	Expectativas sobre a Euro V	Aspectos operacionais
Dimensão 4	Ações adotadas para adaptação a Euro V	Percepções após a adoção da Euro V

O levantamento na etapa pré-implantação foi realizado durante o período compreendido entre 26/06/2011 e 23/08/2011. Do total enviado, obteve-se 276 questionários respondidos e válidos, os quais representaram a amostra tratada neste estudo.

O levantamento na etapa pós-implantação foi realizado durante o período compreendido entre 03/09/2012 e 07/11/2012. Do total enviado, obteve-se 348 questionários respondidos e válidos, os quais representaram a amostra tratada neste estudo.

Para fins de validação da amostra, utilizou-se a fórmula da amostragem aleatória simples (eq. 1) [22], sendo:

$$n = \frac{N \cdot Z^2 \cdot p \cdot (1 - p)}{Z^2 \cdot p \cdot (1 - p) + e^2 \cdot (N - 1)} \quad (1)$$

em que: n : amostra a ser calculada,
 N : tamanho da população total do estudo – 1415/1448 empresas
 Z : intervalo normal padronizado associado ao nível de confiança - 95%,
 p : corresponde à probabilidade estimada para o evento - 10%
 e : representa o erro amostral – 5%

Desta forma com a utilização dos parâmetros definidos por este trabalho, o número mínimo de empresas para uma amostra é de 127 empresas (população 1415) e 130 empresas (população 1448). Como se obteve 276 e 348 respostas válidas, respectivamente, pode-se considerar a validade da amostra obtida. Os dados foram tabulados em software de planilhas eletrônicas para sua análise, que são apresentadas na próxima seção.

4. Resultados e discussões

4.1. Categorização dos respondentes

Embora esta pesquisa seja um estudo transversal aplicado em dois momentos diferentes, ou seja, 2011 e 2012, e utilizou-se da mesma população de estudo, a amostra de respondentes não foram exatamente as mesmas. No entanto, com base na análise das amostras de pesquisa, observa-se que ambas apresentam características próximas, validando o estudo. Nesta seção, é feita uma comparação de duas amostras, Pré Euro V e Pós Euro V.

Com relação ao número de veículos (frota), o percentual de empresas respondentes em ambas as pesquisas (Pré e Pós) manteve-se dentro de uma paridade. A maioria dos participantes possuem frotas entre 11-100 veículos (50%) e 101-500 veículos (30%), sendo a maior parte das empresas juridicamente constituídas. O mesmo perfil pode ser visto com relação ao tipo de serviço prestado pelas empresas. Figura 3 ilustra os cinco tipos principais de serviços fornecidos para ambas as amostras. A diferença principal é apresentado para as empresas de turismo, que são em maior número para o caso Pós Euro V.

Em relação à idade média da frota existente constatou-se que a maior parte das empresas possui em suas frotas veículos no intervalo compreendido entre cinco a oito anos de uso, sendo que a predominância foi observada nos veículos com cinco anos. É importante salientar que as empresas prestadoras do transporte coletivo atuam sob legislação municipal, na qual cada prefeitura determina a idade máxima de serviço para cada ônibus. Essa legislação influencia nos percentuais de renovação anuais, onde foi observado que 56% das empresas estudadas renovam entre 15% e 20% de seus veículos anualmente.

Dentro do cenário Pós Euro V, ou seja, 2012, as empresas foram questionadas sobre quantos veículos de sua frota já estão de acordo com a norma Euro V, sendo que 36% das mesmas (125 empresas) não haviam adquiridos veículos Euro V ainda, 40% das empresas (140) haviam feito algumas aquisições (até 5% da frota) e 21% das empresas (73) já possuíam entre 6 a 20% de sua frota com veículos equipados com motores Euro V.

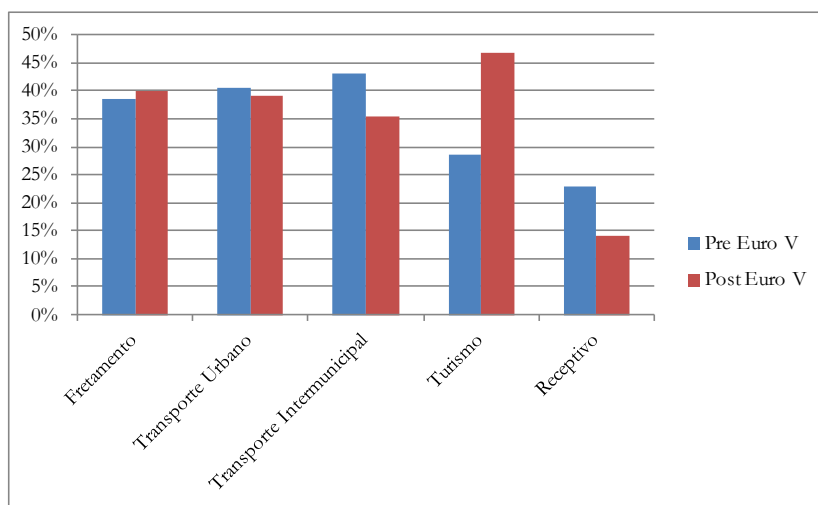


Figura 3. Tipos de serviços prestados pelas empresas pesquisadas.

4.2. Conhecimento prévio sobre Euro V e percepção da situação atual

4.2.1. Cenário Pré Euro V

Nesse cenário identificou-se o conhecimento técnico dos respondentes relacionado à norma Euro V e a solução aquosa de uréia a 32% (ARLA32). Para medir o real nível de conhecimento, foi elaborada uma pergunta que abordou sob onde, na opinião dos respondentes, iriam ocorrer as alterações advindas da adoção da nova norma. Nessa questão, 63% das empresas responderam que as alterações incidiriam somente nos motores, ou somente no combustível ou não existiriam alterações, contra 37% que responderam com algum nível de conhecimento.

Foi questionado também o nível de conhecimento sobre o combustível utilizado nos motores Euro V e sobre a ARLA32. Desta forma, verificou-se que 66% das empresas afirmavam conhecer sobre a norma e sobre a necessidade da ARLA32 (tanque de uréia), porém alegaram desconhecer as especificações envolvidas. Ainda dentro dessa análise, 17% informaram que estavam perfeitamente informadas contra 16,6% que atestaram um completo desconhecimento da mesma.

Com relação ao tamanho das empresas, a amostra foi dividida em três grandes grupos de empresas: grandes empresas (acima de 500 veículos), empresas médias (entre 101 e 500 veículos), e empresas pequenas (menos que 100 veículos). Foi observado que quanto maior a empresa maior o conhecimento sobre o tema Euro V. Isso é explicado pelas estruturas dessas empresas que possuem serviços de manutenção e abastecimento internos. Das grandes empresas, 59% informaram ter pleno conhecimento das implicações da Euro V e 41% atestaram conhecer a norma, porém, não os detalhes. Por outro lado, o desconhecimento da norma Euro V e suas implicações foi observada nas pequenas empresas, onde 28% responderam que não possuem um mínimo conhecimento da norma e 61% conhecem sem os detalhes

As empresas também foram questionadas com relação aos meios através dos quais obtiveram suas informações do tema, antes da adoção da Euro V. A pergunta realizada também proporcionou múltipla escolha e, conseqüentemente, diferentes combinações de respostas distintas. A análise realizada é a de que os órgãos oficiais como os governos e o CONAMA foram responsáveis por 5% da informação obtida pelas empresas. As montadoras de chassi e os próprios colegas de segmento foram responsáveis por 35% do conhecimento da informação obtida e os meios de comunicação como TV's e revistas contribuíram com 25% da informação recebida.

4.2.2. Cenário Pós Euro V

Dentro do cenário Pós Euro V o objetivo foi identificar como se apresenta a utilização dos motores na percepção das empresas, com relação aos insumos como o combustível S50 e a ARLA32. Com relação ao acesso ao combustível S50, considerou-se o universo total da amostra e somente aqueles que afirmam ter adquirido os veículos Euro V. Os resultados mostram que o percentual de empresas que não tem acesso ao S50 se mantém. Com relação as empresas que afirmam possuir acesso ao S50, quando observado aquelas que dizem ter veículos Euro V esse número aumenta de 59% para 67%, o que pode ser explicado pela realidade daquelas empresas que efetivamente estão necessitando o combustível. Um dado que chama atenção é o número de empresas que possui os veículos Euro V e que não está utilizando, ou seja, 20% dos respondentes.

Para as empresas que possuem veículos Euro V e que tem acesso ao S50, ou seja, 149 empresas, 55% (77) dizem adquirir o S50 diretamente das distribuidoras, 34% (51) adquirem dos postos de gasolina, e 13% (20) buscam dos postos e das distribuidoras (Figura 14).

Já com relação ao acesso a ARLA32 (solução aquosa de ureia 32%), elemento necessário para que ocorra, após a combustão, uma reação química com os óxidos de nitrogênio, transformando em substâncias não nocivas ao meio ambiente, as empresas que possuem veículos Euro V relataram que 51% (113) possuem acesso a mesma, 9% (21) não possuem acesso e 40% (89) não estão utilizando. Esse número causa preocupação porque a não utilização da ARLA32 diminui a efetividade da redução do impacto ambiental.

Para as 113 empresas que estão utilizando a ARLA32, 38% (43) adquirem diretamente das distribuidoras; 22% (25) por meio do mercado em geral, 14% (16) buscam nas concessionárias de venda. O restante (36%) varia entre os citados anteriormente e postos de combustíveis.

4.3. Meio ambiente

4.3.1. Cenário Pré Euro V

Com relação aos impactos positivos para o meio-ambiente que seriam proporcionadas com a implantação da norma, 84% das empresas diziam possuir uma boa expectativa, concordando com a proposição. Ainda, com relação aos aspectos relacionados às montadoras, 77% das empresas respondentes do estudo consideraram que os chassis e motores estariam a sua disposição no período determinado pelo governo, i.e. janeiro/12.

4.3.2. Cenário Pós Euro V

Dentro do cenário pós adoção da Euro V as empresas não souberam manifestar claramente se concordam com os benefícios ao meio ambiente trazidos pela adoção da mesma, sendo que 61% disseram não saber responder a essa questão. Um número muito inferior de empresas, com relação ao cenário pré adoção da Euro V, concordaram de alguma forma que a Euro V trouxe melhorias ao meio ambiente, i.e. 18%. Da mesma forma, 309 empresas (88% do total) afirmou que desconhece qualquer informação oficial (do governo) com relação aos benefícios para o meio ambiente.

4.4. Disponibilidade de combustível e infraestrutura

4.4.1. Cenário Pré Euro V

Com relação a disponibilização do combustível adequado e infraestrutura disponível, as empresas não mostraram-se muito otimistas (Figura 4). Do total, 83% das empresas sinalizavam não acreditar que o governo brasileiro e a Petrobrás, teriam disponível o combustível adequado para o bom funcionamento do sistema de catalisador. Além disso, 92% das empresas consideraram que a infraestrutura do país não estava preparada ou ainda era ineficiente para comportar a implantação da norma.

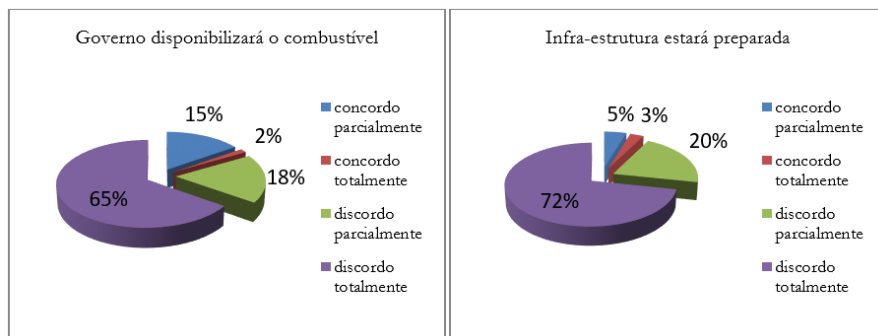


Figura 4. Percepção da infraestrutura e disponibilização de combustível antes da adoção Euro V.

4.4.1. Cenário Pós Euro V

Dentro do cenário estudado após a adoção da Euro V no Brasil, a partir de janeiro 2012, as empresas foram questionadas sobre como avaliam a infraestrutura atual para a utilização adequada da Euro V. Do total, 79% das empresas julgaram a infraestrutura brasileira como ruim ou precária, 16% como razoável e apenas 4% afirmaram que a existe uma boa infraestrutura

Quando questionadas sobre as expectativas para o ano de 2013, quase metade das empresas (45%) preferiu não avaliar. Das restantes, metade julga que as expectativas são positivas e outra metade julga as expectativas como negativas.

4.5. Problemas com a Euro V e obtenção de chassis para veículos

4.5.1. Cenário Pré Euro V

Para essa dimensão foi considerado o cenário de um possível aumento nos custos de aquisição do chassi e de possíveis problemas técnicos a serem enfrentados pelas empresas, com a utilização da Euro V. Com relação aos problemas, foram oferecidas cinco possibilidades de respostas com múltipla escolha. Observou-se que a maior desconfiança das empresas estava relacionada ao surgimento de defeitos inesperados nos motores, que foi mencionada por 25% das empresas. Os problemas relacionados a um aumento na manutenção e do estoque de componentes foram comentados por 23% destas empresas. Diferenças no consumo dos combustíveis e perda no rendimento dos motores foram problemas citados por 15% e 14% das empresas, respectivamente.

Nos aspectos relacionados a um possível acréscimo nos preços de aquisição dos chassis junto às montadoras, praticamente houve um consenso de que este aumento será inerente a implantação da Euro V. Do total, 99% das empresas concordaram com a proposição. Destas, 86% considerou que este aumento será superior a 10%.

4.5.2. Cenário Pós Euro V

Para avaliação do cenário pós adoção da Euro V, as empresas foram questionadas com relação aos principais problemas enfrentados pelas mesma. Considerou aqui apenas as empresas que efetivamente adquiriram os veículos com motores Euro V.

Os itens que apareceram com maior intensidade foram o aumento de custos operacionais (79%), seguido pela pouca disponibilidade de ARLA32 (44%), dificuldade de obtenção do combustível Diesel S50 (39%) e o aumento das manutenções (37%) (Figura 5). Com relação a esse último item, acredita-se que possa haver uma sobreposição com o primeiro item, i.e. custos operacionais. Poucas empresas, apenas 7%, citaram a dificuldade de obtenção dos chassis Euro V.

Ainda, com relação aos gastos com combustíveis, manutenção e aquisição dos chassis Euro V, a maior parte das empresas afirmam ter percebido esses aumentos. Relativo ao aumento percebido nos combustíveis, entende-se o mesmo ocorre em função da necessidade de abastecimento da ARLA32, uma vez que não houve diferenças de preços entre o Diesel comum e o S50.

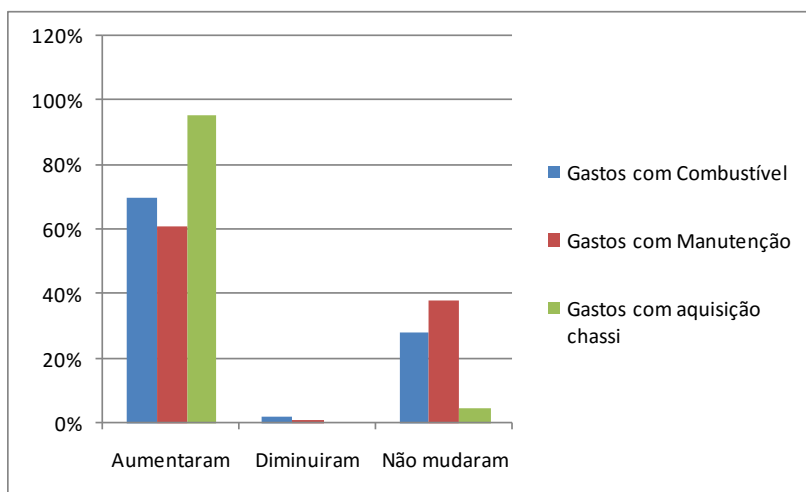


Figura 5. Percepção com relação aos aumentos de combustível, manutenção e aquisição de chassis.

Com relação aos aspectos consumo de combustível por veículo, desempenho do motor e intervalo de manutenções, a maior parte das empresas afirmou não perceber maiores mudanças. Contudo, especificamente com relação ao combustível, algumas empresas afirmaram observar um aumento do consumo com os motores Euro V.

4.6. Ações adotadas

4.6.1. Cenário Pré Euro V

A última dimensão de análise da survey contemplou os tipos de ações empregadas pelas empresas, e os tipos de medidas tomadas. Do total, 50% das empresas responderam que até aquele momento da realização da pesquisa não haviam tomado medida alguma. Das 50% restantes, 66% das empresas adotou a antecipação nas compras de chassis como uma medida preventiva. Somado a isso, 21% delas desenvolveu ou iria desenvolver programas de treinamento de seus colaboradores. A revisão nas estratégias corporativas foi citada por 13% das empresas.

4.6.2. Cenário Pós Euro V

Em outra questão, com a adoção da Euro V, as empresas pesquisadas foram questionadas sobre os tipos de ações tomadas com relação a aquisição de chassis. Suas ações foram as seguintes: postergaram a compra de novos veículos (28%), anteciparam a compra de novos veículos (38%) e não tomaram qualquer atitude com relação ao assunto (34%).

As empresas também foram questionadas quanto da obtenção de incentivos e/ou benefícios por parte do governo, onde nesse quesito 100% delas atestaram que não foi percebida nenhuma atitude governamental nesse sentido

5. Conclusões

O objetivo do presente artigo foi o desenvolvimento de uma pesquisa de corte transversal sobre o processo de adoção da norma Euro V no Brasil, sob a perspectiva de empresas do setor de transporte rodoviário de passageiros. A pesquisa foi realizada com uma população de clientes da maior encarroçadora de ônibus do Brasil, em dois momentos distintos: um antes e outro depois da adoção da Euro V pelo governo Brasileiro.

Quatro dimensões de análise foram definidas para as entrevistas, sendo elas categorização do respondente, conhecimentos sobre a norma, expectativas do setor e ações sendo adotadas. O levantamento dos dados foi realizado por meio de uma survey. A metodologia utilizada se mostrou confiável pelo nível de respostas obtidas, considerado bom pelos autores.

Percebe-se que a falta de informações e conhecimento técnico foi um dos aspectos de maior insegurança por parte das empresas utilizadoras desse tipo de tecnologia. Associado a esse aspecto pode-se citar a desconfiança do setor com relação às ações governamentais, o que foi comprovado pelos resultados do cenário pós adoção. Ficou evidente o fato de que a grande maioria das empresas não obtiveram as informações, por parte das instituições governamentais.

Como o estudo foi realizado somente com o setor de transporte rodoviário de passageiros, futuros trabalhos são necessários, expandindo o questionário para mais empresas do setor estudado e mesmo de outros setores, como o transporte de cargas.

6. Agradecimentos

Os autores gostariam de expressar seu agradecimento à Empresa Marcopolo S/A, colaboradora do estudo por meio de todos dos funcionários e rede de representantes envolvidos.

7. Referencias

- [1] Rache, M. A. "Mecânica Diesel". São Paulo: Hemus, 2004.
- [2] Carter, T. R. "General Guidelines on the Use of Scenario Data for Climate Impact and Adaptation Assesment". Helsinki: IPCC. 2007.
- [3] Conselho Nacional do Meio Ambiente. "Resolução CONAMA nº 403, de 11 de novembro". Brasília: DOU 12.11.2008.

- [4] ILOS. "Panorama Custos Logísticos no Brasil". Rio de Janeiro, 2010. Acesso em 20 de fevereiro de 2013, disponível em http://www.ilos.com.br/web/index.php?option=com_content&view=category&layout=blog&id=78&Itemid=219&lang=br
- [5] ANTT, 2013. Acesso em 20 de março de 2013, disponível em <http://www.antt.gov.br/passageiro/apresentacaopas.asp>
- [6] Conselho Nacional do Meio Ambiente. "Resolução CONAMA nº 18, de 6 de maio". Brasília: DOU 17.06.1986.
- [7] Kollamthodi, S. "Technical and Non-technical Options to Reduce Emissions of Air Pollutants from Road Transport". DEFRA. 2005.
- [8] Tzankiosis, T., Ntziachristos & Samaraz, Z. "Diesel passenger car PM emissions: From Euro 1 to Euro 4 with particle filter. Atmospheric Environment", pp. 909-916. 2009.
- [9] Johnson, T. V. "Diesel Emission Control in Review". Detroit: SAE International. 2008
- [10] Trautwein, W. P. "AdBlue as a Reducing Agent for the Decrease of NO_x Emissions from Diesel Engines of Commercial Vehicles". Hamburgo: DGMK. 2003.
- [11] Velders, G.J., e Diederer, H.S. "Likelihood of meeting the EU limit values for NO₂ and PM₁₀ concentrations in the Netherlands". Atmospheric Environment, pp. 3060-3069. 2009.
- [12] Confederação Nacional do Transporte. "A fase P7 do PROCONVE e o impacto no setor de transporte". Brasília: Sest/Senat. 2009.
- [13] Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. "Resolução ANP Nº 42, de 16 de dezembro". Brasília: DOU 17.12.2009.
- [14] Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis. "Resolução ANP Nº 36, de 5 de dezembro". Brasília: DOU 8.12.2008.
- [15] Companhia Ambiental do Estado de São Paulo, CETESB. Acesso em 2011 de setembro de 20, disponível em [http://www.cetesb.sp.gov.br/ar/emissao-veicular/38-datas-de-implanta??o-dos-novos---limites-de-emissoes-para-veiculos-pesados-\(1\)](http://www.cetesb.sp.gov.br/ar/emissao-veicular/38-datas-de-implanta??o-dos-novos---limites-de-emissoes-para-veiculos-pesados-(1))
- [16] DENATRAN. (s.d.). Departamento Nacional de Trânsito. Acesso em 26 de abril de 2011, disponível em www.denatran.gov.br/frota.htm
- [17] ILOS. "Panorama Logística Verde – Iniciativas de sustentabilidade ambiental das empresas no Brasil". Rio de Janeiro, 2011. Acesso em 20 de fevereiro de 2013, disponível em http://www.ilos.com.br/web/index.php?option=com_content&view=category&layout=blog&id=78&Itemid=219&lang=br
- [18] Companhia Ambiental do Estado de São Paulo, CETESB. "Relatório de Qualidade do Ar no Estado de São Paulo". São Paulo: CETESB. 1999.
- [19] Ministério do Meio Ambiente, MMA. "1º Inventário Nacional de Emissões Atmosféricas por Veículos Automotores Rodoviários". Brasília: MMA. 2011.
- [20] Richardson, R. J. "Pesquisa Social – métodos e técnicas". São Paulo: Atlas. 1999.
- [21] Gil, A. C. "Como elaborar projetos de pesquisa". São Paulo: Atlas. 1991.
- [22] Rea, L.M. e Parker, R.A. "Metodologia de pesquisa: do planejamento a execução." São Paulo. Ed. Pioneira, 2000.

ANÁLISE DA APLICAÇÃO DE MISTURAS DE DIESEL S10 E ÓLEO PIROLÍTICO DE PNEUS INSERVÍVEIS EM MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA POR COMPRESSÃO

**G. M. Pinto¹, T. A. Z. Souza²,
C. J. R. Coronado³, L. F. V. Flóres⁴**

1-Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS 1303, Pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.
gabrielmarquespinto@gmail.com

2-Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS 1303, Pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.
tulio_zucareli@hotmail.com

3-Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS 1303, Pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.
christian@unifei.edu.br

4-Universidade Federal de Itajubá, Av. BPS 1303, Pinheirinho, Itajubá, MG, Brasil.
valadao@unifei.edu.br

Palavras-chave: motor Diesel, pneus inservíveis, óleo pirolítico de pneus, emissões em motores.

Resumo

A busca pelo atendimento à demanda energética tem feito com que cada vez mais combustíveis sejam testados como fontes de energia, a fim de suprir as mais diferentes necessidades em termos de transporte, eletricidade e geração de potência em geral. Neste contexto, substâncias produzidas a partir de fontes renováveis (como etanol e biodiesel) ou a partir de resíduos (como combustíveis produzidos por meio de pneus inservíveis) apresentam-se não apenas como possíveis soluções energéticas, mas também como uma alternativa para problemas ambientais. A aplicação de pneus para tal fim representa, em adição, uma opção para os problemas relacionados à destinação deste produto.

Em muitos países, como é o caso do Brasil, a preocupação com a destinação de pneus inservíveis relaciona-se não somente à questão ambiental, mas também a aspectos legais. De fato, desde os anos 90 existem legislações brasileiras que visam prevenir e regulamentar a geração de resíduos no país. Em resposta à necessidade de reaproveitamento destes resíduos, alternativas como reuso de material e valorização energética devem ser aplicadas. É nesta situação que a pirólise de pneus – processo termoquímico sem presença de oxidante que produz, dentre outros componentes, um óleo de poder calorífico próximo ao do diesel – entra como alternativa. A análise da viabilização deste processo, todavia, deve passar pela verificação da aplicabilidade deste óleo como combustível, sendo fundamental o conhecimento do padrão de emissões e do desempenho associados à queima desta substância.

Esta pesquisa tem por objetivo a análise da viabilidade de aplicação de misturas contendo óleo pirolítico de pneus e diesel S10 em motores Diesel, tanto em termos de desempenho como em termo de emissões. Para tal, misturas foram preparadas e utilizadas como combustível em um motor monocilíndrico diesel disponível no Laboratório de Máquinas Térmicas da Universidade Federal de Itajubá, Brasil. A potência é controlada por meio de freio hidráulico e dinamômetro, e a medição das emissões foi realizada mediante a utilização do analisador de gases LANCOM III. Foram realizadas oito medições para cada

rotação, variando 100 rpm de 1400 a 2300 rpm, sempre seguindo a norma brasileira para motores alternativos de combustão interna não veiculares, ABNT NBR 6396:1976. Em seguida, foram levantados gráficos a fim de comparar emissões e performance para cada tipo de mistura. Por fim, as emissões registradas foram comparadas com valores teóricos, que podem ser estimados por meio da composição de cada combustível.

1. Introdução

A crescente demanda por energia nos mais diversos setores tem feito com que cada vez mais alternativas e processos sejam estudados, a fim de buscar opções viáveis capazes de suprir as necessidades em geral. No que se refere à energia proveniente de combustíveis, as fontes derivadas de petróleo – como gasolina e óleo diesel – são as mais comuns. Todavia, o fato de estas substâncias serem provenientes de uma fonte sabidamente esgotável, além de apresentarem níveis significativos de emissões, faz com que opções renováveis e/ou ambientalmente corretas sejam buscadas. A partir deste ponto, é possível buscar alternativas em duas linhas: utilizar combustíveis renováveis, que resultem em redução de emissões e atendam a condições mínimas em termos de viabilidade de produção; ou utilizar combustíveis provenientes de resíduos em geral, associando solução energética à questão de disposição de material pós-consumo.

No caso de combustíveis que são produzidos a partir de resíduos, a escolha do processo deve incluir uma comparação detalhada da aplicabilidade de outras alternativas de destinação, incluindo opções de reaproveitamento de material e valorização energética. Para efeito de estudo da viabilidade da aplicação de um combustível em si, todavia, é razoável que seja feita uma análise da sua queima, tanto em termos de capacidade de geração de energia/potência como no que se refere ao perfil de emissões do processo.

Neste contexto, propõe-se o estudo da aplicação de um destes combustíveis – o óleo pirolítico de pneus inservíveis – em motores de combustão interna ciclo Diesel, em forma de misturas com óleo diesel tradicional. Serão estudadas misturas em proporções variáveis, contendo 2%, 5% e 10% em massa de óleo pirolítico.

É importante ressaltar que, além de se apresentar como uma solução energética em potencial, a pirólise de pneus representa uma alternativa de destinação de pneus inservíveis, contornando não apenas o aspecto ambiental, como também requisitos fundamentados em legislação de muitos países.

2. Descarte de pneus, normas e legislação brasileira

Com a rápida evolução tecnológica, crescimento populacional e a necessidade de novas tecnologias para fabricação de produtos com ciclo de vida reduzido, é natural o aumento no descarte. Esta situação reflete diretamente no volume de resíduos destinado para aterros, na demanda por recursos naturais e energia, na poluição do ar e das águas, no aumento dos custos do processo de coleta e destinação de resíduos e no esgotamento dos aterros próximos aos pontos de maior geração. Neste contexto vêm sendo definidas políticas nas esferas federal, estadual e municipal, além de mudanças na postura das empresas quanto ao projeto de produtos e sua disposição final [1].

As primeiras regulamentações associadas aos pneumáticos no Brasil surgiram nos anos 90, na forma de normas voltadas a prevenir a geração de resíduos de pneus. No ano de 1991, foi proibida a importação de bens de consumo usados, incluindo os pneus [2].

No ano de 1999, foi aprovada a resolução CONAMA nº 258/99 que determina que “As empresas fabricantes e as importadoras de pneumáticos ficam obrigadas a coletar e dar destinação final, ambientalmente adequada, aos pneus inservíveis” [3].

Em 2000, determinou-se que não seriam deferidas licenças de importação de pneumáticos recauchutados e usados, tanto como bem de consumo quanto como matéria prima^[4]. A base de tal decreto seria o argumento de que estes pneus entrariam no país com vida útil curta e logo transformar-se-iam em passivos ambientais [2].

Em 2002, a resolução CONAMA nº 258/99 foi complementada pela Instrução Normativa Nº 08/02, do IBAMA, e teve alguns pontos alterados pela resolução CONAMA nº 301/02. Ainda nesse ano passou-se a permitir importações de pneus remoldados provenientes de países do Mercosul, devido a uma decisão do Tribunal Arbitral do Mercosul [2].

No ano de 2009, as resoluções CONAMA nº 258/99 e nº 301/02 foram revogadas pela resolução nº 416/09. Esta resolução, ainda válida, mantém os pontos principais das resoluções anteriores e coloca como desafio a obrigação de dar destino a todos os pneus que entram no mercado de reposição, de modo que fabricantes e importadores de pneus novos devem elaborar planos de gerenciamento de coleta, armazenamento e destinação final dos pneus inservíveis [1]. O procedimento a ser seguido pelos fabricantes e importadores foi regulamentado em 2010, por meio da Instrução Normativa nº 01/2010, do IBAMA.

2.1. Logística reversa

O conceito de logística reversa já existe há certo tempo. Em 1970, definições semelhantes, como “canais reversos” e “fluxo reverso”, apareceram na literatura científica, porém referindo-se apenas à reciclagem. No Brasil, a logística reversa constitui um novo conceito da logística empresarial, que surgiu nos anos 90, quando se reconheceu que matérias-primas, componentes e suprimentos representavam custos significativos e que deviam ser administrados corretamente no pós-venda ou pós-consumo. A primeira definição conhecida de logística reversa foi publicada pelo *Council of Logistics Management (CLM)*, em 1993. Segundo este conceito inicial, a logística reversa seria um termo geral relacionado às habilidades e atividades associadas ao gerenciamento de redução, movimentação e disposição de resíduos de produtos e embalagens. Desde então, definições semelhantes foram sugeridas, como a proposta do *Council of Supplier Chain Management Professionals (CSCMP)*, de 2010, que classifica a logística reversa como o segmento da logística voltado à movimentação e gerenciamento de produtos e recursos pós-venda, incluindo retorno para reparos ou créditos [1].

No Brasil, conforme a legislação, o sistema de retorno de produtos envolve responsabilidade de fabricantes e importadores, sendo um sistema próximo ao que é utilizado por países da Comunidade Europeia. A configuração da logística reversa de pneus inservíveis é baseada em concordância com as resoluções CONAMA, respeitando a PNRS e o controle por parte do IBAMA [1].

3. Alternativas para destinação de pneus

Algumas alternativas para a utilização de pneus inservíveis que já foram desenvolvidas e que ainda estão em fase de estudo e desenvolvimento são apresentadas na Tabela 1 [5].

Tabela 1. Principais alternativas para reaproveitamento de pneus.

Técnica	Demanda por Pneus	Principais Vantagens	Principais Desvantagens
Co-processamento em cimenteiras	Muito Alta	Diminuição da emissão de poluentes	Suprimento da Demanda
		Não gera resíduo	
		Não necessita de controle extra de emissões	Adaptação dos Fornos
Co-processamento em indústrias de papel e celulose	Média	Diminuição da emissão de poluentes	Valor dos produtos pouco competitivos frente aos combustíveis tradicionais
			Necessidade de pré-tratamento
Co-processamento em termelétricas	Baixa	Combustão completa dos pneus	Suprimento da Demanda
		Diminuição do nível de emissão de poluentes gasosos	Alto investimento de capital
Pirólise	Atualmente é desprezível	Geração de produtos mais valorizados	Falta de Normalização do produto
		Alto potencial mercadológico do produto	Recuperação da energia entre 75 e 82%
		Tratamento de grandes pneus	
Artefatos/Recifes/ Quebra Ondas/ Barreiras	Muito Baixa	Sem efeitos adversos ao ambiente	Suprimento da Demanda
			Alto custo de disposição por pneu
			Necessidade de pré-tratamento
Agricultura	Desprezível	Sem efeitos adversos ao ambiente	Baixa Demanda
Indústria civil	Muito Alta	Sem efeitos adversos ao ambiente	Suprimento da Demanda
		Melhora das propriedades dos asfalto ou concreto	Necessidade de pré-tratamento
Desvulcanização	Baixa	Recuperação parcial das propriedades da borracha	Pior propriedade dos produtos
			Alto investimento de capital
		Sem efeitos adversos ao ambiente	Falta de Normalização do produto

4. Processo de pirólise como alternativa para valorização energética de pneus inservíveis

A pirólise é o processo no qual um combustível sólido sofre degradação térmica na ausência do agente oxidante, de modo que nenhum processo de gaseificação ocorra extensivamente. Este processo ocorre a temperaturas relativamente altas (500 a 1000°C) e apresenta como produtos gases, líquidos e sólidos, sendo que a fração de cada um deles é função da temperatura de operação, do tempo e da pressão de operação [6]. A escolha de tais parâmetros influi não só no resultado final, mas também é base para classificação do processo de pirólise, que pode ser convencional (lenta), rápida (ou ultrarrápida) ou a vácuo. Estas classificações e algumas de suas características são apresentadas na Tabela 2 [7].

Tabela 2. Parâmetros de operação de cada tipo de pirólise.

Tipo de pirólise	Parâmetros			
	Temperatura (°C)	Tempo de residência (s)	Tamanho das partículas (mm)	Pressão (kPa)
Convencional (lenta)	300-450	300-3600	5-50	100-500
Rápida ou ultrarrápida	450-750	0,5-10	<1	100-500
A vácuo	450-750	10-300	5-50	<25

A pirólise consiste na quebra de cadeias químicas orgânicas por aquecimento, por meio da degradação térmica pela ausência de oxigênio, e é utilizada para transformar pneus pela utilização de seus elementos químicos em outros produtos como gás, óleo e aço [8].

O processo de pirólise para a reciclagem de pneus já está consolidado e vem sendo amplamente utilizado em países da Europa. Esse processo é adequado, pois é possível reaproveitar mais de 90% dos materiais que compõem o pneu. Além disso, os processos não emitem poluentes atmosféricos ou efluente líquidos, nem resíduos sólidos nocivos [9].

A reciclagem por pirólise trata de um processo ajustável a diferentes quantidades de demanda. As plantas são bastante compactas, não necessitando de grandes áreas para a instalação de seus reatores pirolíticos. Pode ser adotado um sistema *just in time*, triturando e reciclando o pneu logo que este chegar no destino, o que resultaria em um espaço reduzido de armazenamento dos pneus e de seus materiais reciclados [9].

Todavia, segundo relatório do IBAMA sobre pneumáticos, referente ao ano de 2014, não houve registro de pneus destinados ao processo de pirólise no Brasil [10].

A utilização de resíduos de pneus também produz gases e hidrocarbonetos líquidos, provenientes do craqueamento térmico de borrachas e tecidos e quebra ou vaporização de aditivos orgânicos. Além destes produtos, os pneus podem gerar resíduos sólidos ricos em carbono e aço, dependendo do tipo de pneu [11]. A Figura 1 [11] apresenta a esquematização de um processo de pirólise simplificado.

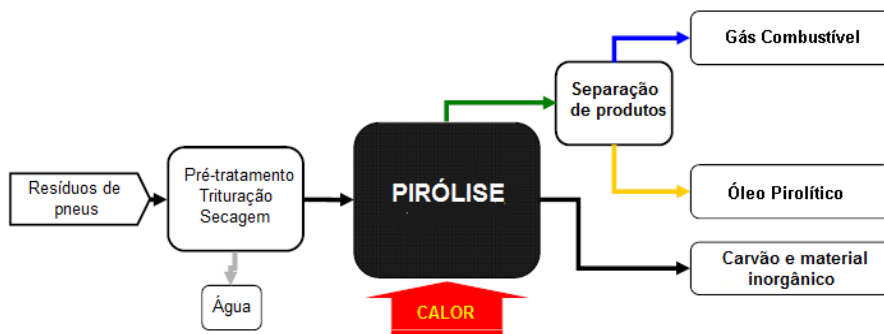


Figura 1. Esquema simplificado do processo de pirólise de pneus.

5. Caracterização do óleo pirolítico de pneu usado – OPPU-UNIFEI

Através do projeto de pesquisa CNPq N° 2050/2014-3 e FAPEMIG N° TEC - APQ-01947-14^[12], foi realizada pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT), no laboratório de combustíveis e lubrificantes, a caracterização do óleo pirolítico utilizado no experimento (OPPU - UNIFEI) deste trabalho. Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3. Caracterização do óleo pirolítico utilizado no experimento (OPPU – UNIFEI).

Propriedade	Resultados
C (% massa)	87,1
H (% massa)	9,65
N (% massa)	0,6
S (% massa)	0,89
O (% massa)	1,76
Massa Específica (g/mL)	0,9207
Viscosidade cinemática (cSt)	5,153
Tensão superficial (dina/cm)	28,091
PCI (kJ/kg)	39890

6. Bancada de ensaios

A bancada de ensaios de motores de combustão interna utilizada para realizar os experimentos deste trabalho está localizada no Laboratório de Máquinas Térmicas (LMT), do Instituto de Engenharia Mecânica da UNIFEI, Brasil. Esta bancada é composta por um motor monocilíndrico da marca YANMAR NSB 75 R que tem seu eixo acoplado a um freio hidráulico, que aplica ao motor uma determinada carga variada pela válvula de controle de força. Durante todos os ensaios foi mantida, no freio, a carga constante de 0,6 kgf.

Foi utilizado um medidor volumétrico para estimar o consumo de combustível do motor. Todos os equipamentos que compõem a bancada de ensaios são apresentados pela Figura 2 conforme sua disposição no Laboratório de Máquinas Térmicas – UNIFEI.

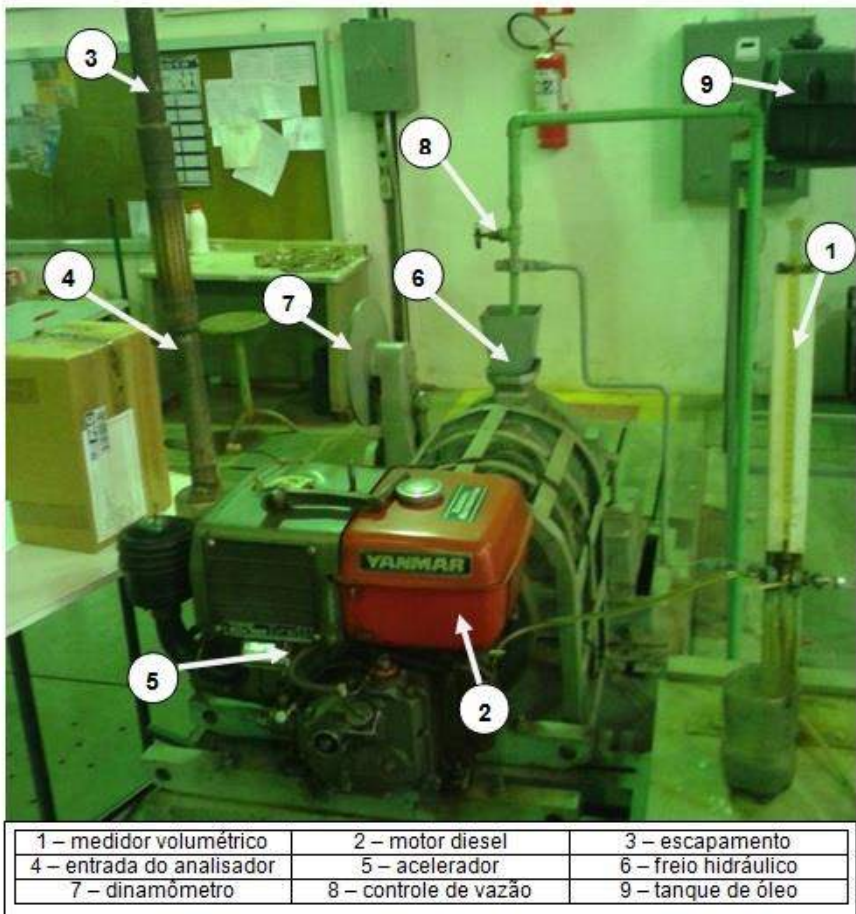


Figura 2. Disposição dos equipamentos na bancada de ensaios.

O motor ensaiado tem suas características apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4. Características do motor utilizado no ensaio.

Motor Diesel	
Marca	YANMAR NSB 75 R
Tipo	Alternativo
Características	4 Tempos
	1 Cilindro
	Refrigerado a água
Diâmetro do Cilindro	8,0 cm
Curso do Pistão	8,5 cm
Rotação	1800 a 2400 rpm
Potência	5,5 a 7,5 CV
Taxa de Compressão	21:1

Para efetuar as medidas das emissões dos gases de escape foi utilizado o medidor LANCOM III, da marca LAND. Para tal, foi introduzido o tubo da sonda em um orifício no escapamento do motor, e um cone de vedação foi utilizado para evitar que os gases vazassem. Os gases admitidos pela sonda fluíam até o analisador de emissões para que os resultados fossem processados e exibidos pelo equipamento. Esta configuração é apresentada pela Figura 3.

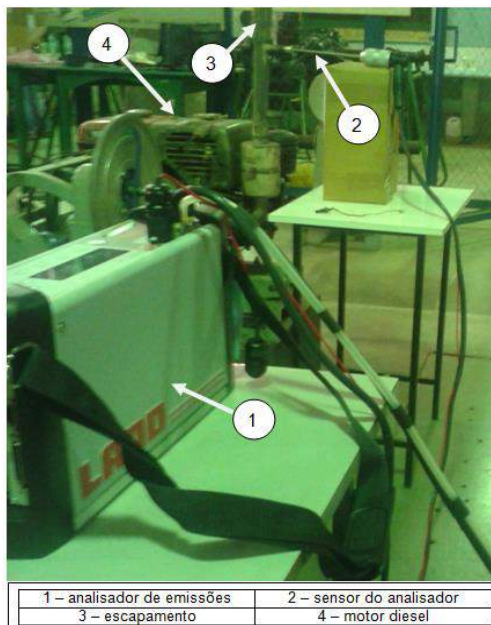


Figura 3. Disposição do analisador de gases na bancada experimental.

7. Misturas combustíveis

As misturas utilizadas consistem em combinações de óleo diesel S10 e óleo pirolítico de pneus usados (OPPU-UNIFEI). A Tabela 5 apresenta as composições, a massa específica e o poder calorífico inferior (PCI) das misturas utilizadas.

Tabela 5. Características dos combustíveis utilizados no experimento.

Nome da mistura	Óleo diesel S10 (% massa)	OPPU-UNIFEI (% massa)	Massa específica (kg/m ³)	PCI (kcal/kg)
Diesel S10	100	0	827,018	10100,00
OPPU-UNIFEI 2	98	2	828,707	10088,61
OPPU-UNIFEI 5	95	5	831,252	10071,63
OPPU-UNIFEI 10	90	10	834,780	10043,25

8. Dados experimentais do ensaio

Apesar de terem sido realizadas oito medições por rotação, foram descartados os três primeiros valores referentes a cada condição. Esta opção se deve ao fato de que a NBR 6396 – apesar de não determinar um tempo de estabilização específico – define um tempo mínimo de dez minutos a cada mudança de rotação. Uma vez que a estabilização do motor não é totalmente definida pela norma, fez-se a opção de realizar medições durante o tempo mínimo de estabilização, premeditando posterior descarte das mesmas e com o intuito de acompanhar a variação dos dados ao longo do tempo. A análise do comportamento destes valores permite que seja observado a partir de que momento ocorre certa constância nos valores, representando uma estabilização satisfatória para efeito desta pesquisa.

Por se tratar de um ensaio com carga parcial, a norma determina, ainda, que sejam descartados valores referentes ao tempo de consumo que apresentem variação maior que 5% referente à média para cada condição. Descartados estes dados, devem restar ao menos dois valores por rotação para que a análise seja válida – daí a opção por uma margem segura de oito medidas.

Pelo mesmo motivo já descrito, os valores de emissões também respeitaram o procedimento de descarte das três primeiras medidas por rotação. Estes valores, todavia, passaram por análise estatística segundo método de Thompson, visando remoção dos outliers – valores significativamente diferentes do padrão observado para cada condição.

Ainda acerca da análise de emissões, os valores apresentados pelo analisador de gases – inicialmente fornecidos em via seca e em unidades de ppm ou porcentagem – foram corrigidos para fluxo mássico por componente em via úmida, seguindo todo o procedimento de cálculo determinado pela NBR ISO 8178-1. Em seguida, os fluxos calculados foram divididos pela potência reduzida de cada condição, resultando em gráficos de emissões específicas (fluxo mássico por unidade de potência).

8.1 Consumo específico e desempenho do motor

Para cada faixa de rotação, durante os experimentos, foram medidos valores de volume consumido, tempo de consumo, rotação real e força exercida sobre o dinamômetro (valor fixado em 0,6 kfg). Parâmetros como consumo específico, potência mecânica e rendimento mecânico podem ser calculados a partir dos dados observados em ensaio, seguindo o procedimento de cálculo descrito pela NBR 6396. Os valores calculados são apresentados pelos Gráficos 1 e 2.

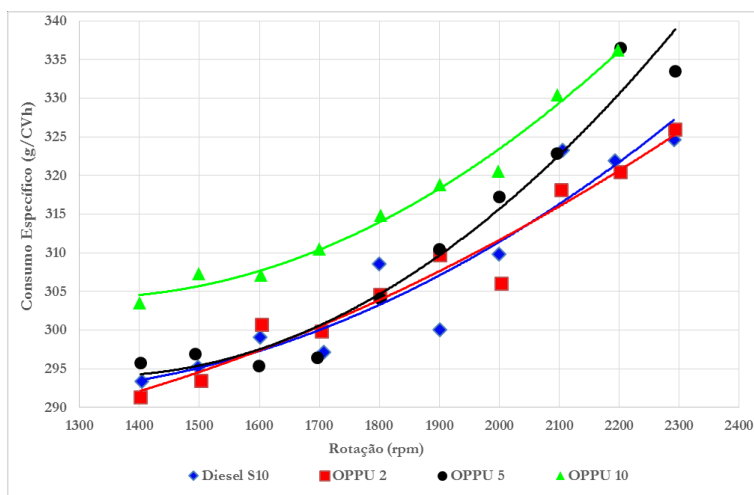


Gráfico 1. Consumo específico x rotação.

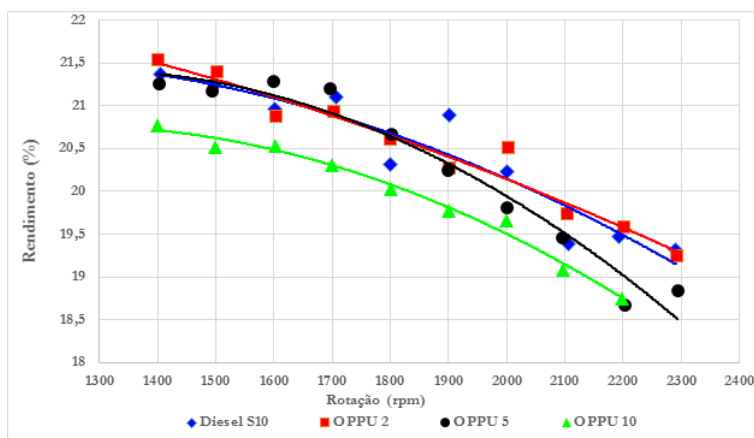


Gráfico 2. Rendimento x rotação.

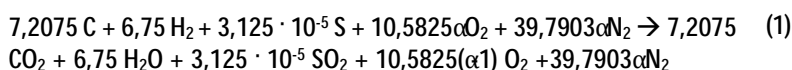
8.2. Emissões teóricas

A composição do diesel é uma tanto complexa devido à grande quantidade de hidrocarbonetos que dele fazem parte. A composição em porcentagem de massa de carbono e hidrogênio utilizada neste trabalho é obtida através da norma ABNT NBR ISO 8178-1. A parcela de enxofre utilizada segue o limite máximo de 10 ppm permitido pela legislação brasileira para diesel S10. A Tabela 6 apresenta a composição mássica do diesel S10.

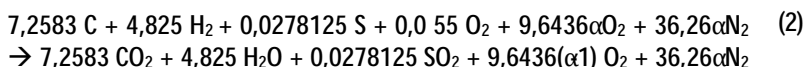
Tabela 6. Composição mássica do diesel S10

C(%)	H(%)	S(%)
86,499	13,5	0,001

Desta forma, a reação para o diesel, supondo um excesso de ar genérico alfa, será:



E para o óleo pirolítico puro, tem-se:



Sabe-se que motores diesel trabalham sempre com excesso de ar para completar as reações de combustão e reduzir as emissões. Para a determinação deste fator alfa, que representa o excesso de ar, foi utilizada a reação estequiométrica do combustível e os resultados de emissões obtidos através do analisador de gases para as emissões de oxigênio. Desta forma é possível estimar a quantidade de ar em excesso na combustão para cada rotação do motor.

Tabela 7. Emissões teóricas dos combustíveis utilizados.

n	Diesel S10			OPPU-UNIFEI 2			OPPU-UNIFEI 5			OPPU-UNIFEI 10			α
	O ₂	CO ₂	SO ₂	O ₂	CO ₂	SO ₂	O ₂	CO ₂	SO ₂	O ₂	CO ₂	SO ₂	
rpm	%	%	ppm	%	%	ppm	%	%	ppm	%	%	ppm	-
2.300	16,612	2,806	0,1217	16,613	2,812	2,488	16,614	2,820	6,171	16,616	2,835	12,216	5,03
2.200	17,814	2,039	0,0884	17,815	2,043	1,807	17,815	2,049	4,455	17,817	2,060	8,820	6,95
2.100	17,982	1,932	0,0838	17,982	1,936	1,711	17,983	1,942	4,217	17,985	1,951	8,349	7,34
2.000	17,770	2,067	0,0896	17,771	2,071	1,831	17,771	2,078	4,517	17,773	2,088	8,943	6,85
1.900	18,167	1,814	0,0786	18,167	1,818	1,607	18,168	1,823	3,955	18,169	1,832	7,831	7,82
1.800	18,344	1,701	0,0737	18,344	1,704	1,506	18,345	1,709	3,705	18,346	1,718	7,336	8,35
1.700	18,045	1,891	0,0820	18,046	1,895	1,675	18,047	1,901	4,127	18,048	1,910	8,171	7,50
1.600	18,466	1,623	0,0704	18,466	1,626	1,437	18,467	1,631	3,534	18,468	1,639	6,996	8,75
1.500	18,488	1,609	0,0698	18,488	1,612	1,425	18,489	1,617	3,502	18,490	1,625	6,934	8,83
1.400	17,660	2,137	0,0927	17,661	2,142	1,894	17,662	2,148	4,674	17,663	2,159	9,252	6,63

Por meio das equações 1 e 2, estima-se a proporção com a qual alguns componentes se apresentam no produto final da combustão através da composição em porcentagem da quantidade de cada componente na mistura. Devido ao fato de a análise teórica em questão ser incapaz de prever o quão completa será a queima, impedindo a previsão de emissões de hidrocarbonetos e óxidos resultantes de queima incompleta, serão comparados apenas os níveis de O_2 , CO_2 e SO_2 . Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 7.

8.3 Emissões experimentais

A seguir, as emissões experimentais, cujos valores foram mensurados por meio do analisador de gases LANCOM III, são apresentadas pelos Gráficos 3 a 6.

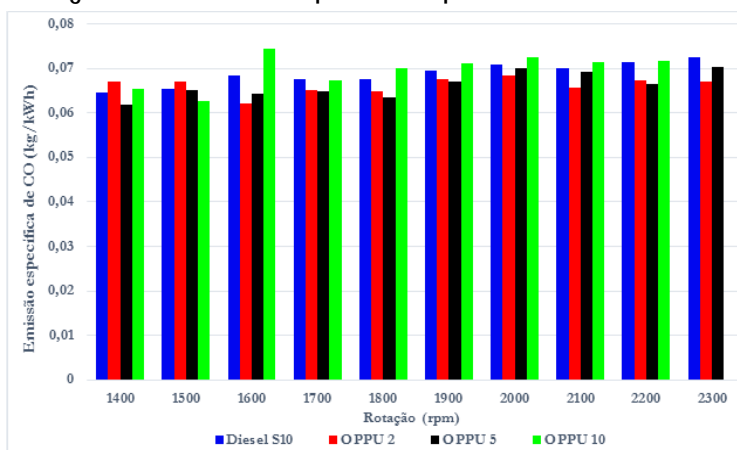


Gráfico 3. Emissões de CO em kg/kWh.

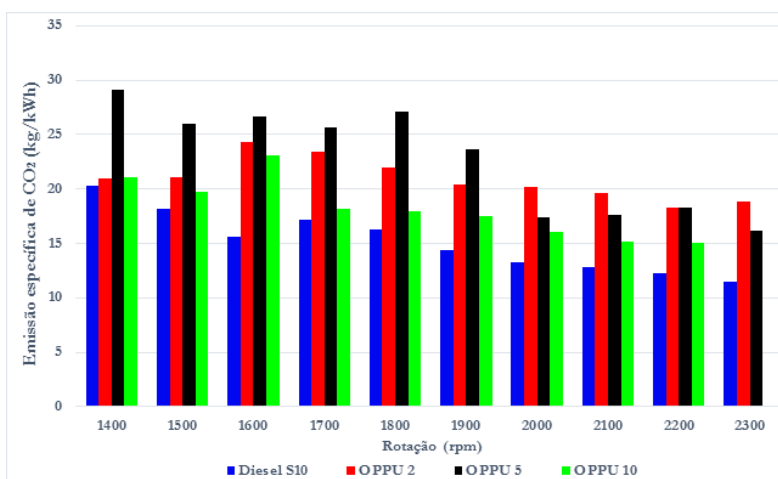


Gráfico 4. Emissões de CO2 em kg/kWh.

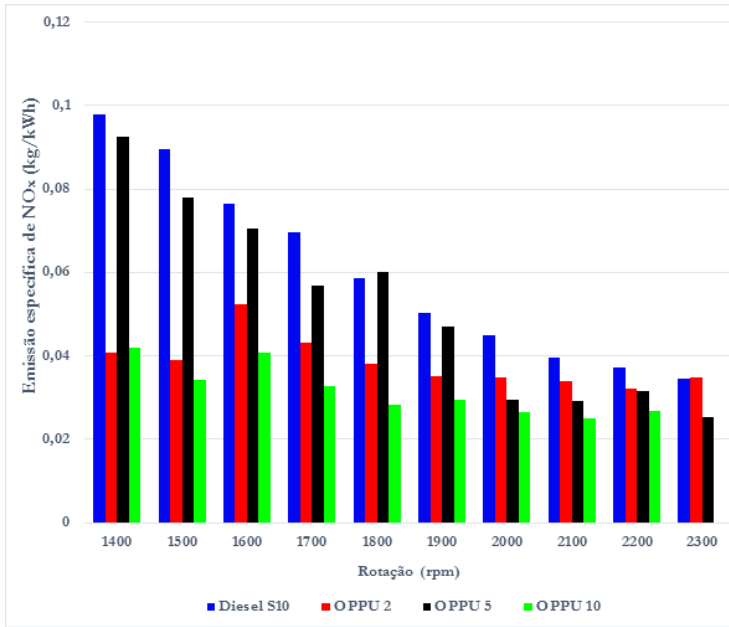


Gráfico 5. Emissões de NOx em kg/kWh.

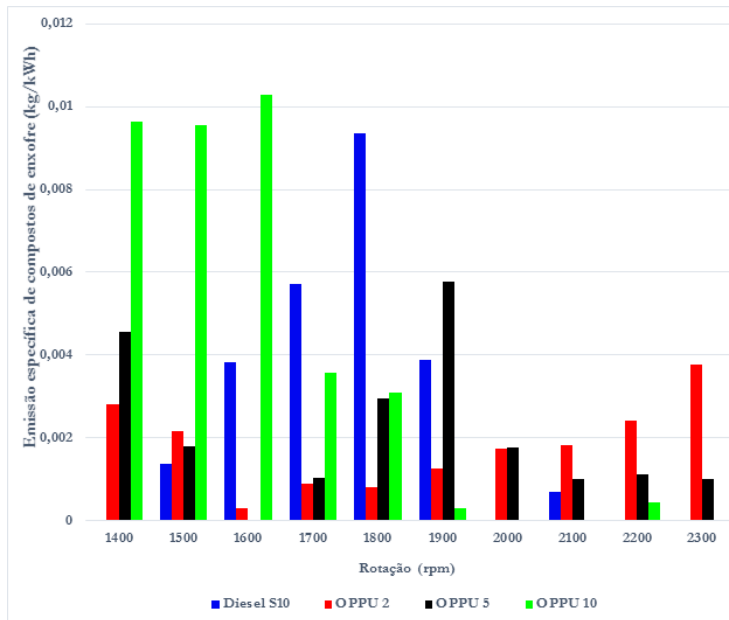


Gráfico 6. Emissões de compostos de enxofre (SO₂ e H₂S) em kg/kWh.

9. Conclusões

Os valores levantados para consumo específico e rendimento total demonstram a proximidade de desempenho entre a mistura OPPU-UNIFEI 2 e o diesel S10. A pequena variação se deve ao fato de essa mistura conter uma parcela muito pequena de óleo pirolítico, variando pouco a queima em relação à aplicação de diesel tradicional. Ao aumentar a porcentagem de OPPU – como ocorre na mistura OPPU-UNIFEI 5 -, há um maior aumento de consumo específico, em especial para altas e baixas rotações. O mesmo efeito é observado para o OPPU-UNIFEI 10 que, com uma quantidade ainda maior de óleo pirolítico, apresentou – com margem significativa – a curva de maior consumo específico e o menor rendimento.

Em alguns pontos da curva, o OPPU-UNIFEI 2 apresentou melhor desempenho em relação ao diesel S10, todavia é possível que esta informação não seja observada quando da aplicação das mesmas misturas em motores diferentes. A combustão é um fenômeno complexo, cujos resultados dependem de uma série de fatores, assim como é variável o funcionamento de máquinas que se utilizam deste processo como forma de conversão de energia, especialmente se tratando de equipamentos antigos e de uso frequente como o motor utilizado nesta pesquisa. A sutil sobreposição entre as curvas de óleo diesel e OPPU-UNIFEI 2 pode relacionar-se a fatores como efeitos da utilização de valores médios para as condições ambientais e o mau desempenho do bico injetor de combustível devido ao desgaste. Em adição, o OPPU-UNIFEI se trata de um óleo ao qual não foi aplicada filtração ou destilação, fazendo com que fosse observada elevada quantidade de decantação de material sólido no fundo do recipiente de armazenagem de combustível – fator que compromete a homogeneidade deste óleo enquanto combustível.

Quanto ao aspecto operacional, foi observado que o OPPU-UNIFEI é um óleo mais pesado que o diesel, representando maior atraso de ignição. De fato, o OPPU-UNIFEI 10 não foi capaz de atingir estabilidade na rotação de 2300 rpm. Esta mesma mistura, por sua vez, apresentou estabilização mais rápida nas rotações mais baixas em relação ao diesel S10.

O perfil de emissões apresenta análise complexa e é função de uma série de fatores que se contrapõem na determinação da quantidade de cada poluente a ser formado no processo de combustão, o que pode ser exemplificado pelos resultados dos níveis de CO e NOx. Apesar de o OPPU-UNIFEI possuir maior porcentagem de carbono e ser esperada uma queima menos completa devido ao fato de se tratar de um óleo mais pesado, as misturas contendo 2 e 5% de óleo pirolítico registraram, em linhas gerais, níveis de CO menores que aqueles observados no diesel S10, em especial para as rotações médias e altas. Responsável por tal fato pode ser a parcela de oxigênio contida nas moléculas de OPPU-UNIFEI, o que funciona como fonte de oxidante e facilita a combustão completa, em especial a rotações mais elevadas, devido ao menor tempo de reação ocasionado pela maior velocidade do pistão. Em adição, a maior viscosidade das misturas contendo OPPU-UNIFEI em relação ao diesel S10 contribui para que o combustível atinja maior distância na câmara de combustão após ser introduzido através do bico do injetor. A maior quantidade de CO observada no OPPU-UNIFEI 10 pode dever-se ao maior teor de carbono e maior atraso de ignição, causados pela maior porção de OPPU-UNIFEI na mistura.

É possível observar ainda um aumento nas emissões de dióxido de carbono frente ao diesel. O CO₂ é obtido pela combustão completa do combustível, e os valores para as misturas com 2 e 5% apresentaram valores maior deste produto. Isso reforça que a presença de oxigênio no combustível influi nas emissões do CO e CO₂. Já a mistura contendo 10% de

OPPU apresentou uma quantidade deste poluente superior à do diesel, porém inferior às observadas nas demais misturas. Uma provável justificativa a esta constatação é o fato de a combustão ser mais incompleta para o OPPU-UNIFEI 10, possivelmente pela quantidade relativamente alta de OPPU-UNIFEI na mistura – implicando atraso na ignição e menor tempo disponível para que ocorra a oxidação do monóxido de carbono. Essa combustão incompleta reflete ainda na curva de consumo específico, que apresentou elevados valores para esta mistura.

Os fatores de formação de NO_x são bastante complexos. Estes dependem da temperatura da câmara de combustão e da presença de nitrogênio no combustível. Outro fator significativo na formação deste poluente é a estequiometria, de modo que uma mistura mais pobre tende a emitir menor quantidade de óxidos de nitrogênio. Apesar de as misturas contendo OPPU-UNIFEI e diesel apresentarem nitrogênio em sua composição, foram observados – em linhas gerais – menores emissões de NO_x . Para o diesel, é plausível que os altos níveis de emissões sejam resultantes de temperaturas mais elevadas na câmara de combustão, proveniente da queima mais completa e de um poder calorífico mais elevado. Aliado a este fator, a menor viscosidade do diesel S10 limita o alcance do spray de combustível na câmara de combustão e faz com que a mistura aconteça em uma região menor que a que pode ser atingida por óleos mais viscosos, aproximando a reação da estequiometria e elevando a geração de NO_x . Os valores mais baixos de óxidos de nitrogênio foram observados para o OPPU-10, o que provavelmente é ocasionado pelo menor poder calorífico, resultando em uma chama com temperatura inferior em relação às demais e reduzindo a formação de NO_x . A partir de 1800 rpm, a quantidade de NO_x no OPPU-UNIFEI 5 aumentou em comparação com outras misturas contendo OPPU, o que pode se dever a uma soma de efeitos – com maior porção de nitrogênio frente ao OPPU-UNIFEI 2 e uma temperatura da câmara superior ao OPPU-UNIFEI 10.

É esperado que a presença de enxofre nos produtos da combustão esteja diretamente associada à composição dos combustíveis, o que resultaria em emissões de enxofre significativamente maiores para as misturas com OPPU-UNIFEI, conforme demonstrado pelos valores teóricos de SO_2 da Tabela 7. Este resultado, todavia, mostrou-se bastante variável, apresentando inclusive emissões de compostos sulfurados mais elevadas para diesel frente aos demais combustíveis. Esta constatação pode ter ocorrido em decorrência de o analisador de gases registrar apenas dois destes compostos – SO_2 e H_2S -, de modo que eventuais quantidades de substâncias como SO_3 e H_2SO_4 podem ter se formado antes do sensor sem serem mensuradas pelo equipamento. Estas transformações podem ocorrer caso a temperatura seja baixa o suficiente – o que é mais suscetível de ocorrer nas misturas que contêm OPPU-UNIFEI devido ao seu menor poder calorífico.

Em comparação com os resultados práticos, os valores teóricos apresentaram valores de CO_2 menores, enquanto as emissões de SO_2 apresentaram resultados variáveis. Para os resultados com diesel e OPPU 2, os resultados de enxofre teóricos foram maiores que os práticos, enquanto para os outros dois combustíveis o resultado foi inverso. Essa diferença se dá basicamente por que a composição do diesel não é exata, isto é, o diesel não é composto necessariamente de 10 mg/kg de enxofre, esse é apenas um valor máximo determinado por norma. Outro fator que influi tanto na emissão de CO_2 quanto na emissão de SO_2 é que a concentração do gás de exaustão depende de todos os produtos da combustão, e no resultado teórico este valor acaba sendo maior, pois se considera uma queima completa, e alguns produtos (como O_2 e NO_2) apresentam valores maiores do que

aqueles obtidos na prática, o que altera o resultado da concentração volumétrica (em ppm).

Por fim, a análise da aplicação de misturas contendo pequenas proporções de OPPU-UNIFEI de diesel S10 em motor ciclo Diesel monocilíndrico mostrou-se viável sob análise restrita ao desempenho e perfil de emissões. A aplicação de porcentagens tão grandes como 10% eleva significativamente o consumo específico e restringe a rotação máxima de operação da máquina. Uma conclusão definitiva sobre a real aplicabilidade destas substâncias enquanto combustíveis teria que incluir uma avaliação complexa de questão econômicas, logísticas e ambientais, não apenas do óleo pirolítico em si, mas de seu processo produtivo – incluindo custos e impactos ambientais – e comparação com demais alternativas para destinação pós-consumo de pneus inservíveis.

Algumas sugestões para trabalhos futuros consistem no aumento da quantidade de óleo pirolítico de pneus inservíveis na mistura – apesar de o motor ensaiado não ter funcionado de maneira adequado com a mistura com 10% de OPPU, seria interessante verificar o funcionamento para quantidade maiores deste óleo em motores com capacidade de trabalhar com combustíveis mais pesados. Outra sugestão consiste na adição de outros combustíveis na mistura como, por exemplo, biodiesel, que deve ter a função de reduzir as emissões, ou combustíveis com número de cetano maiores que o do diesel como, por exemplo, dimetil éter e dietil éter, de modo a facilitar a combustão. Pode-se ainda verificar viabilidade da utilização de OPPU em misturas com diesel para queima em caldeiras, bem como avaliar a possibilidade de tratamentos pós-pirólise que sejam capazes de reduzir parâmetros como viscosidade e teor de enxofre deste combustível.

10. Agradecimentos

Os autores deste trabalho agradecem o auxílio e suporte financeiro da CAPES, do CNPq (Proc. N° 4205/2014-3) e FAPEMIG (Proc. N° TEC - APQ-01947-14).

11. Referências

- [1] LAGARINHOS, C. A. F.; TENÓRIO, J. A. S. "Logística Reversa dos Pneus Usados no Brasil". Polímeros, p 49-58, n. 1, 2013.
- [2] ALMEIDA JÚNIOR, A. F. D. "Reaproveitamento de pneus inservíveis: determinação em laboratório das características do asfalto modificado SBS comparadas às do pó de asfalto com pó de borracha". Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho". Bauru. 2012.
- [3] CONSELHO NACIONAL DO MEIO AMBIENTE – CONAMA. "Resolução N° 258, de 26 de agosto de 1999". Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/port/conama/res/res99/res25899.html>>. Acesso em 8 de maio de 2016.
- [4] SECRETARIA DE COMÉRCIO EXTERIOR - SECEX. Sistema de Informações Jurídico-tributárias. "Portaria N° 8 de 25/09/2000, 2000". Disponível em: <[http://sijut.fazenda.gov.br/netacgi/nph-brs?s1=P0000000082000092501\\$.CHAT.%20E%20SECEX.ORG.%20E%2020000927.DDOU.&l=0&p=1&u=/netahtml/sijut/Pesquisa.htm&r=0&f=S&d=SIAT&SECT1=SIATW3](http://sijut.fazenda.gov.br/netacgi/nph-brs?s1=P0000000082000092501$.CHAT.%20E%20SECEX.ORG.%20E%2020000927.DDOU.&l=0&p=1&u=/netahtml/sijut/Pesquisa.htm&r=0&f=S&d=SIAT&SECT1=SIATW3)>. Acesso em: 8 de maio de 2016.

- [5] CAPPI, D. M. "Recuperação Ambiental de Áreas Erodidas como Alternativa de Destino Final de Pneus Inservíveis". Universidade de São Paulo. São Paulo, p. 60. 2004.
- [6] SANTOS, D.; GULYURLU, I.; CABRITA, I. "Materiais e Energia. Conversão Termoquímica de Combustíveis". Corros. Prot. Mater., v. 29, p 78-90, n. nº 3, 2010.
- [7] LANTEIGNE, J.-R. et al. "Predictive Kinetics Model for an Industrial Waste Tire Pyrolysis Process". Energy & Fuels, v. 27, p. 1040-1049, janeiro 2013.
- [8] RODRIGUES, M. R. P. "Caracterização e Utilização do Resíduo da Borracha de Pneus Inservíveis em Compósitos Aplicáveis na Construção Civil". Universidade de São Paulo. São Carlos, p. 252. 2008.
- [9] RESENDE, E. L. "Canal de Distribuição Reverso na Reciclagem de Pneus: Estudo de Caso". Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 120. 2004.
- [10] INSTITUTO BRASILEIRO DO MEIO AMBIENTE E DOS RECURSOS NATURAIS RENOVÁVEIS - IBAMA. "Relatório de Pneumáticos - Resolução CONAMA nº 416/09". Ibama. [S.l.]. 2014.
- [11] LEE, K. L. "Design of Waste Tyre Pyrolysis Process. Hong Kong University of Science and Technology". Hong Kong. 2009.
- [12] CORONADO, C. J. R. Projeto CNPq Proc. Número 442050/2014-3, "Estudo da Atomização e Caracterização de Injetores Utilizando Óleo Pirolítico de Pneus usados e em Misturas com Diesel Convencional e/ou Biodiesel de Óleo de Soja". Universidade Federal de Itajubá. Itajubá. 2015.

AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE UM MOTOR OPERANDO COM MISTURAS BIODIESEL-ETANOL

**Lucas Mendes Scarpin^{1, 2}, Renan Paiva Rocha²,
Ricardo Alan Verdú Ramos²**

1-Centro Universitário Toledo, Rua Antônio Afonso de Toledo, 595, Araçatuba, Brasil.
imscarpin@toledo.br

2-Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Avenida Brasil, 56, Ilha Solteira, Brasil.
ramos@dem.feis.unesp.br

Palavras-chave: Avaliação de desempenho, bancada dinamométrica, biodiesel, etanol, motor de combustão interna.

Resumo

Atualmente, o país apresenta destaque na produção de etanol e no desenvolvimento de tecnologias para esse setor, como a produção de etanol de segunda geração e biodigestão da vinhaça. Por outro lado, a produção de biodiesel, o qual é utilizado em substituição parcial ou total ao óleo diesel, é crescente, tanto em termos de produção de matérias-primas quanto em capacidade industrial. Por meio de uma breve revisão bibliográfica, foi observado que a adição de etanol em até 20% em volume na mistura com o biodiesel é favorável ao desempenho do motor. Diante desse contexto, foi proposto analisar o desempenho de um motor de combustão interna de ignição por compressão, operando com diesel (B5), biodiesel (B100) e misturas entre biodiesel e etanol nas seguintes proporções em volume: 95% de biodiesel e 5% de etanol (B95E5), 90% de biodiesel e 10% de etanol (B90E10) e 80% de biodiesel e 20% de etanol (B80E20). Para o desenvolvimento dos ensaios, foi utilizada uma bancada dinamométrica, composta por um freio eletromagnético TDB-500 da TopDyno, o qual é controlado por uma central eletrônica. Analisando as curvas de torque e potência, obtidas em função da rotação e do combustível utilizado nos ensaios, é possível afirmar que para rotações acima de 900 rpm, a adição de 10% em volume de etanol no biodiesel revela um incremento no desempenho, gerando maiores níveis de torque e, conseqüentemente, potência de eixo.

1. Introdução

Primordialmente, pode-se afirmar que a crise do petróleo nos anos 70 despertou o mundo para a busca de formas alternativas de energia e, no Brasil, motivou, primeiramente, a criação do Proálcool e depois de outros programas, como o PPT (Programa Prioritário de Termoeletricidade) e o PROINFA (Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica), sempre com a finalidade de incentivar o uso de combustíveis alternativos, dentre os quais se destacam: biodiesel, biogás, etanol, madeira oriunda de áreas de reflorestamento, óleos vegetais e outros.

Atualmente, por conta dos elevados custos do petróleo e seus derivados, os combustíveis alternativos passam a ser mais competitivos sob o ponto de vista econômico, devendo-se considerar, sobretudo, que as reservas de petróleo tendem à escassez. Assim, é de suma

importância o desenvolvimento dos métodos de obtenção da matéria-prima e processamento de bases energéticas alternativas.

Dentre os maiores produtores de biocombustíveis, o Brasil possui destaque na produção de etanol e no desenvolvimento de tecnologias para este setor, como a produção de etanol de segunda geração, que é obtido pela hidrólise da celulose. Por outro lado, a produção de biodiesel, o qual é utilizado em substituição parcial ou total ao óleo diesel de origem fóssil, é crescente tanto em termos de produção de matérias-primas quanto em capacidade industrial instalada. O emprego do biodiesel em motores veiculares ou estacionários reduz o consumo de combustíveis de origem do petróleo e possibilita a redução nas emissões.

O biodiesel pode ser de origem vegetal, cujo óleo utilizado para produção é extraído de plantas oleaginosas, como soja, mamona, palma, girassol, caroço de algodão, pinhão manso, ou pode ser de origem animal, sendo obtido a partir do sebo bovino, suíno e de aves. Por fim, o biodiesel pode ser de origem residual, onde os óleos de cozinha usados são recolhidos e devidamente tratados para serem utilizados como matéria-prima.

As estruturas moleculares dos óleos vegetais e das gorduras animais são formadas por três moléculas de ácidos graxos ligados a uma molécula de glicerol, que os tornam conhecidos como triacilgliceróis. Para produzir biodiesel, o óleo é misturado a um álcool, o qual pode ser metanol ou etanol. Em seguida, é inserido um catalisador que é uma substância que acelera a reação química entre o óleo e o álcool, denominada reação de transesterificação. Esta reação quebrará as ligações do glicerol com os ácidos graxos, resultando em uma massa reacional constituída de duas fases: glicerol e ésteres alquílicos (biodiesel), os quais, dependendo da natureza do álcool empregado, podem ser ésteres metílicos ou etílicos.

O biodiesel é um combustível de natureza renovável, que pode ser utilizado na substituição total ou parcial do diesel em motores de ignição por compressão. No território brasileiro, os principais tipos de biodiesel são os ésteres alquílicos de óleos vegetais ou gordura animal, que são obtidos através de uma reação denominada transesterificação. Devido à grande compatibilidade dos ésteres alquílicos com o diesel convencional, os caracteriza como uma alternativa capaz de atender à maior parte da frota de veículos diesel já existente no mercado.

Nos últimos anos, tem-se intensificado a quantidade de pesquisas voltadas à aplicação de biocombustíveis em motores de combustão interna alternativos, seja no âmbito numérico ou experimental. Deste modo, a seguir serão apresentados trabalhos relacionados à utilização de misturas entre biodiesel e etanol em motores de ignição por compressão.

Barbosa *et al.* (2006) avaliaram a eficiência térmica de um motor de ignição por compressão, funcionando em momentos distintos com diesel mineral e misturas deste com biodiesel, nas proporções B2, B5, B20 e B100. Para realização dos ensaios, foi utilizado um motor de um trator Valmet 85 id, modelo MWM-D225-4TVA, de quatro cursos, injeção direta, refrigerado a água, quatro cilindros em linha, cilindrada total de 3.778 cm³, taxa de compressão 18:1, com potência nominal segundo o fabricante de 78 cv (58,2 kW) a 2.300 rpm, seguindo-se a metodologia estabelecida pela norma NBR 5484 da ABNT, que se refere ao ensaio dinamométrico de motores. Concluiu-se que a potência do motor ao se utilizar Biodiesel foi pouco inferior àquela desempenhada pelo Diesel mineral, chegando a uma redução média de 1,31%.

Shi et al. (2006), procurando diminuir a emissão de material particulado (MP) de um motor Cummins-4B a diesel, realizaram testes usando uma mistura de etanol-biodiesel-diesel, na

proporção de 5:20:75 em volume. Os resultados mostraram uma redução de 21 a 39% no MP e um aumento de 2 a 14% na emissão de óxidos de nitrogênio (NO_x), com relação a operação com diesel convencional. A mudança na emissão de monóxido de carbono (CO) não foi conclusiva e dependia muito das condições de operação, porém a emissão de hidrocarbonetos (HC) foi menor do que a emissão apresentada pelo diesel puro, na maioria das condições analisadas.

Eqúsqiza (2011) desenvolveu testes experimentais em um motor do ciclo diesel, operando com etanol hidratado ou gás natural em substituição parcial do diesel. Baseado nos dados fornecidos pelo diagrama pressão-ângulo de manivelas, foi possível analisar alguns parâmetros característicos da combustão, tais como início da combustão, taxa máxima de aumento da pressão e o pico de pressão. Os parâmetros de desempenho e emissões do motor foram analisados através da eficiência térmica e das concentrações de monóxido de carbono, hidrocarbonetos, material particulado e óxidos de nitrogênio. Os resultados mostraram que a operação *dual* de injeção, com altas taxas de substituição do diesel, favorece uma melhor queima dos combustíveis alternativos, refletindo em uma redução nas emissões de CO e MP, e em um pequeno aumento na eficiência térmica do motor. No entanto, existe também um aumento nas emissões de NO_x e, a medida que se elevou o avanço de injeção, foi possível observar um ruído mais alto gerado pelo motor.

Ferreira et al. (2013) mostraram a performance e o perfil de emissão de um motor a diesel operando com injeção de etanol no coletor de admissão, em conjunto com a injeção direta a alta pressão de uma mistura diesel-biodiesel. Para a injeção de etanol, foi usado um sistema eletrônico de controle que detecta pulsos de alta pressão no perfil de injeção do diesel. Os testes foram feitos com o motor operando a 1.800 rpm, conectado a um gerador de energia elétrica. A primeira composição testada foi somente a mistura diesel-biodiesel, enquanto as outras tiveram um aumento na proporção de etanol. A quinta composição usou 15% de etanol, porém foi utilizado 0,4% de aditivo (peróxido de di-terc-butil) na mistura principal de diesel-biodiesel. Os resultados mostraram que a adição de etanol acarretou uma redução no consumo de combustível, embora o gasto global de energia foi maior. O perfil de emissão mostrou uma consistente redução na emissão de NO_x e de MP, mas, por outro lado, houve um aumento na emissão de CO e HC. A análise energética apresentou um decréscimo na eficiência do motor com a adição de etanol. Além disso, foi constatada uma significativa redução da temperatura do ar na admissão com uso do etanol, sugerindo que parte da redução de NO_x pode ser atribuída a essa redução de temperatura, uma vez que o NO_x se forma a altas temperaturas. Provando, entre outras coisas, que a adição de etanol pode ser um importante método para reduzir a quantidade de NO_x nos gases de exaustão de um motor a diesel.

Murcak *et al.* (2013) avaliaram o desempenho de um motor monocilindro de injeção direta a diesel, operando com misturas entre diesel e etanol em diversos avanços de injeção. As misturas foram preparadas, contendo 5, 10 e 20% de etanol em volume. Como resultado, a potência máxima foi obtida para a mistura de 10% etanol-diesel em 3.000 rpm e avanço de injeção de 45° apms (antes do ponto morto superior). O torque máximo foi obtido operando com o mesmo combustível em 1.400 rpm e avanço de ignição de 25° apms. O consumo específico de combustível de eixo (bsfc) mínimo foi obtido para a mistura de 20% etanol-diesel em 1.200 rpm e avanço de injeção de 35° apms.

Diante desse contexto, foi proposto analisar o desempenho de um motor de combustão interna de ignição por compressão em uma bancada dinâmométrica, operando com diesel

(B5), que servirá como base para comparação, biodiesel (B100) e misturas entre biodiesel e etanol nas seguintes proporções em volume: 95% de biodiesel e 5% de etanol (B95E5), 90% de biodiesel e 10% de etanol (B90E10) e 80% de biodiesel e 20% de etanol (B80E20).

2. Equipamentos

Neste tópico, serão apresentados os principais equipamentos utilizados no desenvolvimento deste trabalho, os quais compõem a bancada dinamométrica: motor a ser testado, freio eletromagnético e sistema de controle e aquisição de dados dos ensaios.

2.1. Motor

O motor Mercedes-Benz, modelo OM-352, utilizado nos experimentos, foi concebido para aplicações agrícolas ou estacionárias. Por essa razão, a bomba injetora foi configurada, originalmente, para proporcionar uma rotação máxima da árvore de manivelas por volta de 2.300 rpm. A Tabela I apresenta as principais características construtivas e operacionais do motor.

Tabela I. Parâmetros do motor OM-352.

Motor Mercedes-Benz OM-352	
Número de cilindros	6
Disposição dos cilindros	Vertical em linha
Ciclo de funcionamento	Diesel de quatro cursos
Diâmetro do cilindro	97,0 mm
Curso	128,0 mm
Cilindrada total	5.675,0 cm ³
Razão de compressão	17:1
Rotação em marcha lenta	600 rpm
Potência máxima	96 kW a 2800 rpm
Torque máximo	363 N.m a 1700 rpm
Tipo de injeção	Direta com bomba injetora Bosch

Fonte: Manual de manutenção do motor Mercedes-Benz OM-352.

2.2. Freio eletromagnético

O freio eletromagnético está acoplado diretamente à árvore de manivelas do motor que será ensaiado. Com isso, um campo magnético, o qual é controlado eletronicamente, é gerado pelas bobinas eletromagnéticas e atua sobre os discos do freio, gerando um torque de reação contrário ao sentido de rotação do conjunto, transformando a energia cinética em calor. O torque desenvolvido pelo freio é medido continuamente por uma célula de carga, que se encontra acoplada na carcaça.

2.3. Bancada dinamométrica

A bancada dinamométrica, concebida para o desenvolvimento dos experimentos deste trabalho, é apresentada por meio da Figura 1. Com isso, é possível observar o acoplamento entre o motor e o freio eletromagnético, além de seus respectivos sistemas de arrefecimento.



Figura 1. Bancada dinamométrica montada para os testes.

O controle e a aquisição de dados é realizado por meio de um sistema eletrônico, o qual foi adquirido em conjunto com o freio eletromagnético. Com a finalidade de se monitorar o funcionamento do motor, foi desenvolvido um painel para aferição da pressão de óleo do motor e da temperatura de funcionamento em pontos específicos.

3. Procedimento experimental

De acordo com o fabricante do freio eletromagnético, testes realizados em bancada dinamométrica, ou seja, nos casos em que o freio eletromagnético é acoplado diretamente à árvore de manivelas do motor, deve-se selecionar uma faixa de rotação para o ensaio e, em seguida, aplicar o torque de frenagem. Simultaneamente, despeja-se toda a potência do motor para a rotação em questão.

Com isso, foi proposto iniciar os testes em 800 rpm, visto que a rotação de marcha lenta do motor em regime é de aproximadamente 600 rpm. Deste modo, foi definido um passo de 100 rpm para cada teste, até alcançar a rotação máxima de 2.300 rpm, contabilizando um total de quinze faixas de rotação ensaiadas. Adicionalmente, as Figuras 2 e 3 ilustram as interfaces gráficas de aquisição de dados e de controle do conjunto.

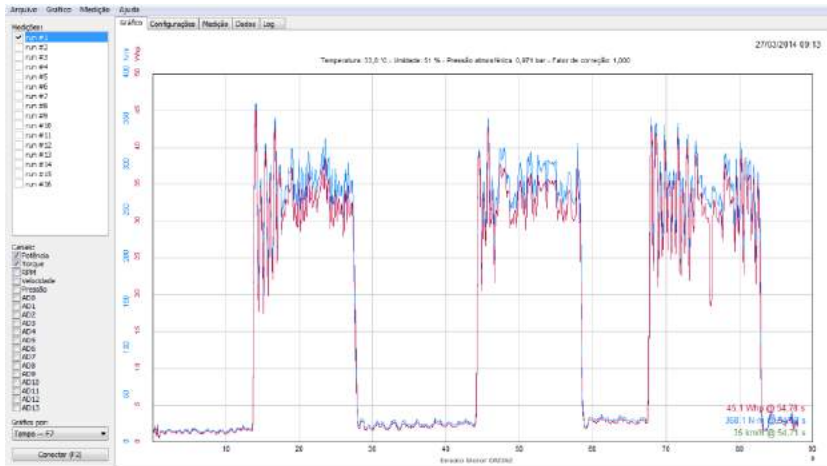


Figura 2. Interface gráfica de aquisição de dados.

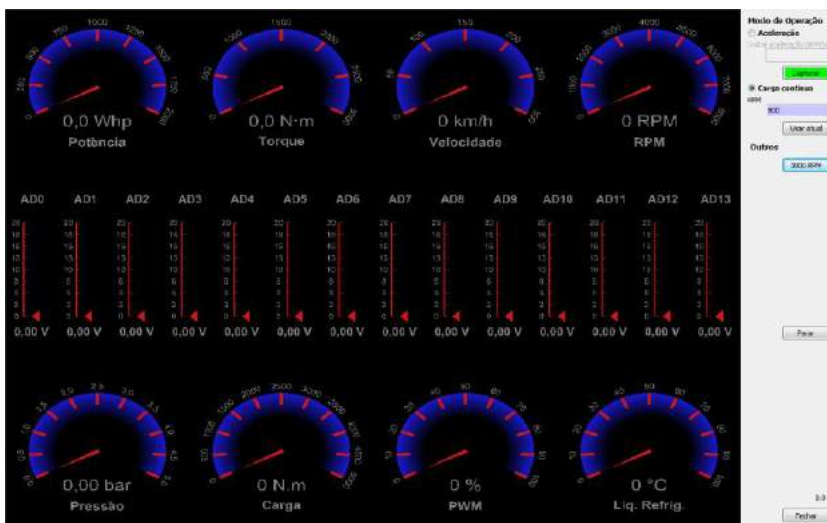


Figura 3. Interface gráfica de controle da bancada dinâmométrica.

Os combustíveis ensaiados: diesel (B5), biodiesel metílico de soja (B100), B95E5 (95% de B100 e 5% de etanol hidratado), B90E10 (90% de B100 e 10% de etanol hidratado) e B80E20 (80% de B100 e 20% de etanol hidratado), foram obtidos imediatamente antes dos ensaios e armazenados adequadamente.

Antes de realizar cada ensaio, o combustível a ser testado era conectado ao sistema de alimentação da bomba injetora e, em seguida, o motor era ligado. O mesmo funcionava em regime de marcha lenta até atingir a temperatura de operação (neste caso 85 °C) e, conseqüentemente, dava-se início ao ensaio.

4. Resultados

Neste item, serão apresentados os resultados obtidos na forma de curvas para melhor visualização do comportamento do motor. Diante disso, as Figuras 4 e 5 representam graficamente o comparativo do torque e potência, respectivamente, em função da rotação e do combustível utilizado.

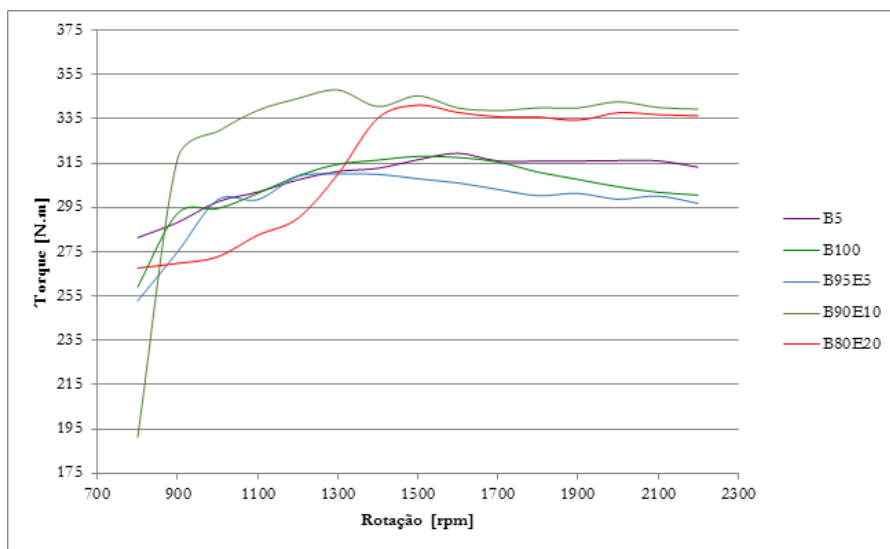


Figura 4. Comparativo do torque em função da rotação e do combustível.

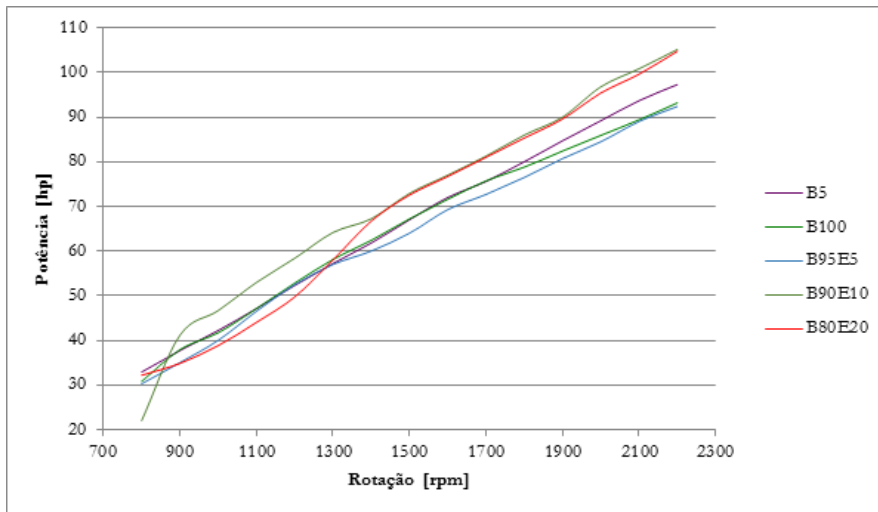


Figura 5. Comparativo da potência em função da rotação e do combustível.

Com a finalidade de se avaliar de modo comparativo a influência de certas composições de mistura, neste trabalho, é levado em consideração a base como sendo o B5 e a frequência de funcionamento de 1.700 rpm. Com isso, é possível observar um aumento na ordem de 7,2% para o torque gerado pelo motor, com o mesmo operando com B90E10. Analisando a máxima rotação alcançada pelo motor, tem-se um aumento de 8,1% na potência gerada, funcionando com B90E10.

Os resultados obtidos nos ensaios se aproximam dos que se tem observado na literatura, onde alguns trabalhos mostram que a adição de etanol, na proporção de até 10% em volume na mistura, favorece a conversão de energia do combustível em trabalho de expansão motora. Por outro lado, alguns trabalhos mostram que, operando com B100 há redução na potência de eixo de aproximadamente 1,3%, quando comparado com a operação com B5.

5. Conclusão

Por meio dos gráficos comparativos, é possível observar que a proporção de mistura B90E10 (90% em volume de biodiesel e 10% de etanol) apresenta grande destaque. Os níveis de torque e potência são superiores ao longo de grande parte da faixa de rotação ensaiada e, em particular para a faixa ao redor de 1.700 rpm, que se trata da rotação nominal de projeto do motor.

Analisando o comportamento do B80E20, é possível verificar que o torque e, conseqüentemente, a potência gerada acima de 1.500 rpm é maior que os níveis observados para B5 e B100. Abaixo dessa faixa de rotação, essa mistura é desfavorável à geração do trabalho de expansão motora.

Com relação às curvas de potência, é importante ressaltar o fato de que o motor foi desenvolvido para operar em baixas rotações e, conseqüentemente, não é possível observar a queda das curvas, por limitação da rotação, em função da bomba injetora.

6. Referências

- [1] BARBOSA, R. L.; SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; CASTRO NETO, P., Eficiência de um motor à compressão utilizando diesel e misturas de biodiesel. 3º Congresso Brasileiro de Plantas Oleaginosas, Óleos, Gorduras e Biodiesel, Varginha. Anais. p. 1134-1139. 2006.
- [2] EGÚSQUIZA, J. C. C.; Avaliação experimental de um motor do ciclo diesel operando no modo bicomustível: diesel/etanol e diesel/gás; Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 168 f , 2011.
- [3] FERREIRA, P. V.; MARTINS, J.; TORRES, A. E.; PEPE, M. I.; SOUZA, R. M.S. J., Performance and emissions analysis of additional ethanol injection on a diesel engine powered with a blend of diesel-biodiesel. Elsevier: Energy for Sustainable Development, 2013.
- [4] MURCAK, A.; HASIMOGLU, C.; ÇEVİK, I.; KARABEKTAS, M.; ERGEN, G., Effects of ethanol–diesel blends to performance of a DI diesel engine for different injection timings. Elsevier: Fuel, 2013.
- [5] SHI, X.; PANG, X.; MU, Y.; HE, H.; SHUAI, S.; WANG, J.; CHEN, H.; LI, R., Emission reduction potential of using ethanol–biodiesel–diesel fuel blend on a heavy-duty diesel engine. Elsevier: Atmospheric Environment, 2006.

DISEÑO CONCEPTUAL DE UN SISTEMA DE ALIMENTACIÓN MIXTO GASOLINA/GAS NATURAL PARA MOTORES AUTOMOCIÓN CICLO OTTO

Maicol Mareno¹, Paul Barrios²,
Wilfrido Maldonado³, Lesme Corredor⁴

1-Ingeniería Mecánica, Barranquilla, Colombia.
maicolm@uninorte.edu.co

2-Ingeniería Mecánica, Barranquilla, Colombia.
paulb@uninorte.edu.co

3-Ingeniería Mecánica, Barranquilla, Colombia.
mwilfrido@uninorte.edu.co

4-Ingeniería Mecánica, Barranquilla, Colombia.
lcorredo@uninorte.edu.co

Palabras clave: motor automoción Otto, inyección mixta, desempeño carga parcial, dosificación combustible, curvas de quemado, lazo de control inyección

Resumen

Actualmente no hay tecnología disponible para usar dos combustibles simultáneamente en un motor de encendido por chispa. Este concepto sólo se ha aplicado en motores diésel usando gas natural vehicular por medio de un inyector dual que dosifica ambos combustibles. En el presente se desarrolló el diseño conceptual de un sistema de alimentación mixto entre gasolina y GNV para motores de automoción ciclo Otto comerciales. Se evaluó el comportamiento de las curvas de quemado con las ecuaciones de Wiebe. Se obtuvo la variación de la relación de aire combustible teniendo en cuenta el lazo de control del sistema de inyección indirecta, sin alterar la relación de compresión. Estas modificaciones se realizan para lograr un desempeño parecido a carga parcial en comparación con el convencional motor a gasolina reduciendo sustancialmente las emisiones de gases de efecto invernadero.

1. Introducción

Con la volatilidad económica del petróleo y sus derivados en nuestros días, siendo un recurso limitado dependiente de su disponibilidad y estabilidad, se ha abierto una ventana de la oportunidad para otros combustibles, entre los cuales, cabe resaltar una alternativa mucho más barata, el gas natural vehicular (GNV), a menudo denominado también como gas natural comprimido (GNC). Se trata de un combustible fósil conformado por diversas especies de gases y sus propiedades se asemejan al metano, que es su principal constituyente. Existen extensas reservas de éste comparadas con el crudo y se descubren nuevos yacimientos constantemente. Como se espera que los motores de combustión interna continúen en servicio durante la presente época, la demanda de vehículos más eficientes, con mayores presiones medias efectivas, mayor confiabilidad y menores tasas de contaminantes continuará su tendencia de incrementar, entonces, se hace evidente la necesidad de usar fuentes de energía más seguras y sostenibles que contribuyan a la

solución de la problemática ambiental, la cual toma cada vez mayor relevancia a nivel mundial.

Es un combustible no contiene azufre ni requiere de aditivos tóxicos empleados para mejorar su octanaje, es seguro, más liviano que el aire y se dispersa fácilmente en la atmósfera, no forma una mezcla suficientemente rica para llevar a cabo la combustión, así como posee mayor número de octano que mejora la eficiencia térmica y permite utilizar de forma más eficiente convertidores catalíticos [1]. La combustión del GNV produce menos emisiones debido a la menor cantidad de impurezas disueltas en el combustible, lo que se traduce como menor cantidad de hidrocarburos aromáticos policíclicos, formaldehídos y material particulado [2]; en cifras, monóxido de carbono (CO) en un 70-90%, óxidos de nitrógeno (NO_x) 75-95% y dióxido de carbono (CO₂) en 20 a 30% [3]. El gas natural posee un poder calorífico másico mayor que la gasolina convencional, sin embargo, para un motor con aspiración natural, la eficiencia volumétrica para un combustible gaseoso es más reducida que con uno líquido, ya que el gas ocupa un mayor volumen por unidad de energía que el combustible líquido, la temperatura de la mezcla de gasolina es menor debido al calor latente de vaporización y la baja velocidad de llama del gas natural, que requiere una sincronización de chispa más avanzada para conseguir una combustión completa dentro de la porción correcta del ciclo del motor [4]. Cualquier vehículo se puede adaptar para consumo de gas natural, aunque algunas marcas optan por comercializar vehículos diseñados para GNV, tal como Landireno. Según [5], comparado con la gasolina presenta un valor para LHV_f 2.2% menor y una relación $(A/F)_{st}$ 17.2% mayor, lo cual trae consigo una reducción de potencia entre el 10% y 15%. Su principal ventaja es el ahorro en economía de combustible y mantenimiento, sumado al menor ruido por explosiones menos intensas, pudiendo operar a mayores relaciones de compresión pasando de 8:1 hasta 14:1, donde valores mayores a esos pueden causar knocking, y evita a su vez el problema de la auto detonación gracias a su mayor octanaje. No obstante, su almacenamiento puede ser un problema. El gas natural requiere nuevos tipos de tanques de almacenamiento modificados y sistema de suministros debido a su baja densidad (típicamente almacenado a 20 MPa). Esto hace que carguen menor energía másica o volumétrica de combustible que la gasolina, lo cual hace que posean un rango limitado de operación, a largas distancias requieren mayor re abastecimiento de combustible.

2. Modificaciones

El paso del carburador al inyector vino acompañado de la implementación de un sistema electrónico que garantiza mayor potencia entregada, menor consumo específico de combustible debido a su mejor dosificación, arranque más rápido y menores emisiones de contaminantes. Con todo lo anterior, una vez entendido el lazo de control del motor, es posible plantear un sistema de alimentación mixto que emplee como combustible principal GNV y para compensar las pérdidas en potencia y torque, inyectar gasolina en las cantidades correctas. Se han llevado a cabo numerosas investigaciones para motores en funcionamiento dual utilizando diésel y gas natural, con respecto al comportamiento del motor con miras a desarrollar tecnologías comerciales que puedan utilizar dos fuentes de combustible sin castigar las prestaciones mecánicas y cumplir con las rigurosas normas ambientales. Bosch propone el uso de inyección directa en motores de gasolina para modos específicos de relación aire combustible, modo estratificado, mezcla homogénea pobre y pobre, pero es más común encontrar sistemas de inyección indirecta, por lo que el análisis

aquí presentado se centra en la adaptación de inyectores comerciales, como los provistos por Tomasetto Achille, que dosifiquen GNV en el múltiple de admisión; diseñados para gas natural licuado (GLP) o CNG con inyección secuencial, tienen un tamaño de boquilla sugerido entre 1.25 hasta 3mm para una potencia específica desde 12 hasta 48 kW/cilindro y trabajan entre 0.5 y 2.5 bar con una presión máxima de 7 bar [6]

Según [7] para pasar del funcionamiento de un motor de gasolina a gas natural es necesario, realizar los siguientes cambios para el correcto funcionamiento del motor.

1. Un dispositivo de mezclado aire-Gas que provea una mezcla homogénea entre estos dos normalmente se hace uso de un tubo de Venturi que funciona con la diferencia de velocidades a ambos lados y así provee la cantidad correcta de combustible, el cual reemplazara al carburador.
2. Una relación de compresión correcta para llevar a cabo el proceso de combustión, ya que para el caso de la gasolina normalmente llega hasta 9 o 10 y para el uso de gas natural se requiere una relación de compresión de 10 hasta 12. Esto se logra con el mecanizado de la culata
3. Almacenamiento del combustible se realiza en un nuevo cilindro apto para contener el gas o puede ser almacenado en forma líquida y luego ser llevado a un evaporador para luego pasar al tubo Venturi y así llegar a la cámara de combustión.

Westport realiza la puesta en escena de la inyección mixta a través de inyectores diésel-GNV evidenciados en sus patentes más recientes US2016/0108874 A1, WO 2014/186893 A1 y WO 2014/186892. Estos inyectores pueden ser instalados en los orificios de la culata sin realizar modificaciones al motor, cuentan con un par de válvulas de aguja para la dosificación de cada combustible y poseen con un acumulador volumétrico, con el cual no se necesita un riel común exterior. Aquí, se utiliza cerca del 5% de gasóleo utilizado normalmente para propagar la llama durante la combustión y están en capacidad de brindar cerca de 24 bares de presión media efectiva a eficiencias similares de diésel [8]. Dicho concepto es el que se pretende extrapolar en esta investigación estableciendo la geometría y los parámetros fundamentales que caracterizan el funcionamiento de un dispositivo de esta índole.

Este inyector es el proporcionado por Westport. Se decide el cambio de presión del inyector al igual de que el cambio de presión de la línea de gas natural. Esto se debe a que en un motor diésel la presión de la cámara de combustión es muchas veces mayor a la presión alcanzada en el motor ciclo Otto. Por otra parte la inyección se realiza de forma indirecta y no directa como en el motor diésel. El siguiente esquema muestra como puede ser la inyección en la válvula de mariposa.

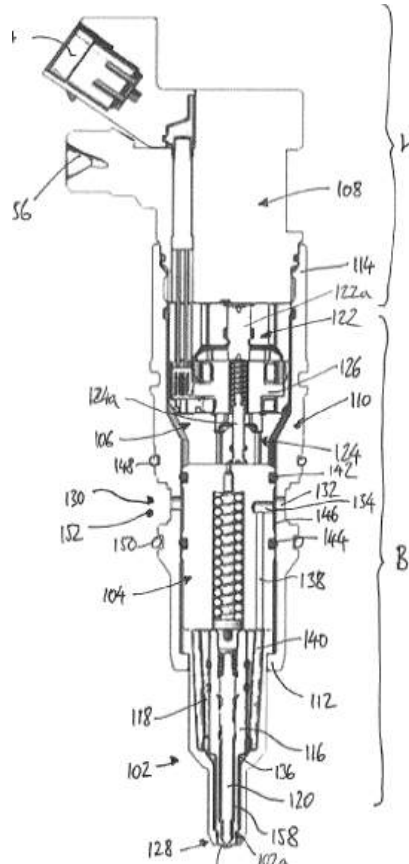


Figura 1. Inyector mixto Westport, tomado de patente US2016/0108874 A1.

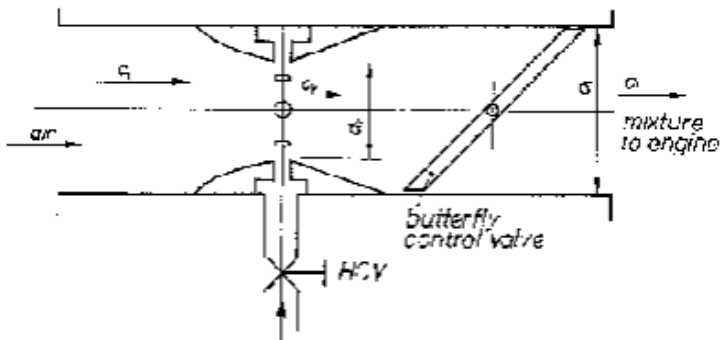


Figura 2. Posición de inyector en válvula mariposa, tomado de Engines for Biogas [7].

3. Propuesta de diseño conceptual

Para el diseño conceptual del sistema de inyección mixto, se utiliza el modelo de un motor de encendido por chispa que funcione con gas natural y con gasolina. El motor fue probado usando únicamente gas natural o gasolina con el fin de obtener el rango de potencia en donde la mezcla gasolina/ gas natural podría moverse. El estudio fue realizado por Omid Samimi Abianeh y Mojtaba Mirsalim [4]. Las curvas obtenidas fueron potencia, consumo específico, eficiencia volumétrica y Par en condiciones ISO. A continuación se muestra las especificaciones del motor utilizado y las gráficas de los datos obtenidos.

Tabla 1. Especificaciones del motor.

Numero de cilindros	4
Bore X stroke (mm)	78 X 72
Displacement (cm ³)	1376
Relación de compresión	10.8
IVO/IVC 1mlift	7°ATDC/197°ATDC intake
Cámara de combustión	pent roof

Los datos obtenidos utilizando como combustible gasolina y gas natural son los siguientes:

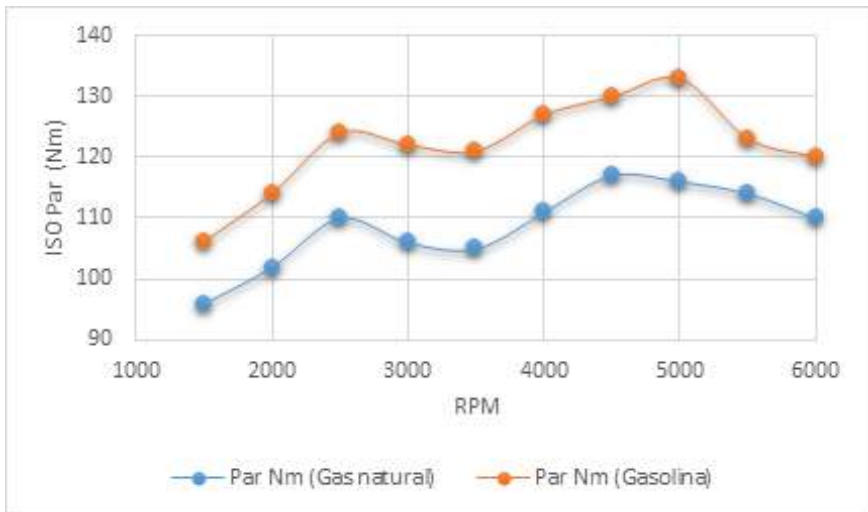


Figura 3. Curva de par (N.m) vs Velocidad del motor (rpm) [4]

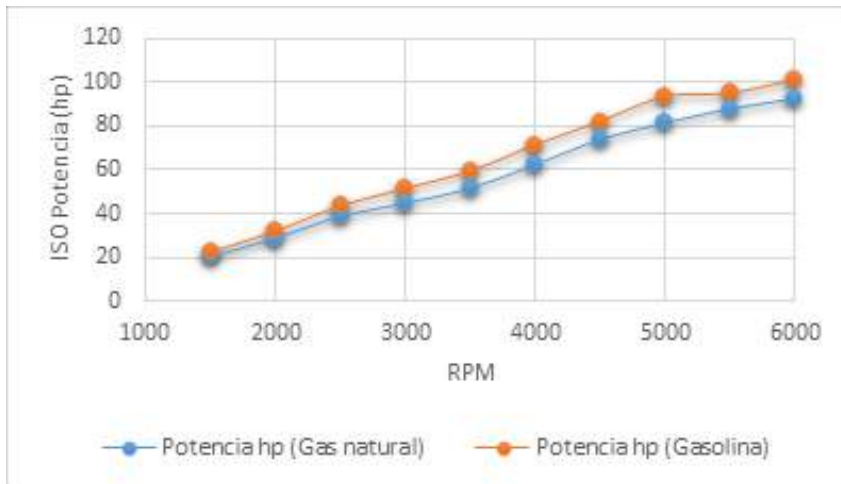


Figura 4. Curva de Potencia (Hp) vs Velocidad del motor [4].

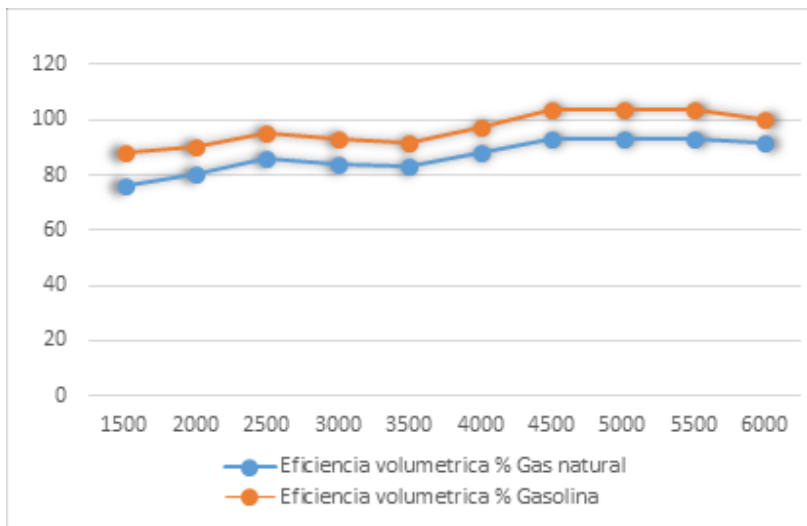


Figura 5. Consumo específico de combustible [4].

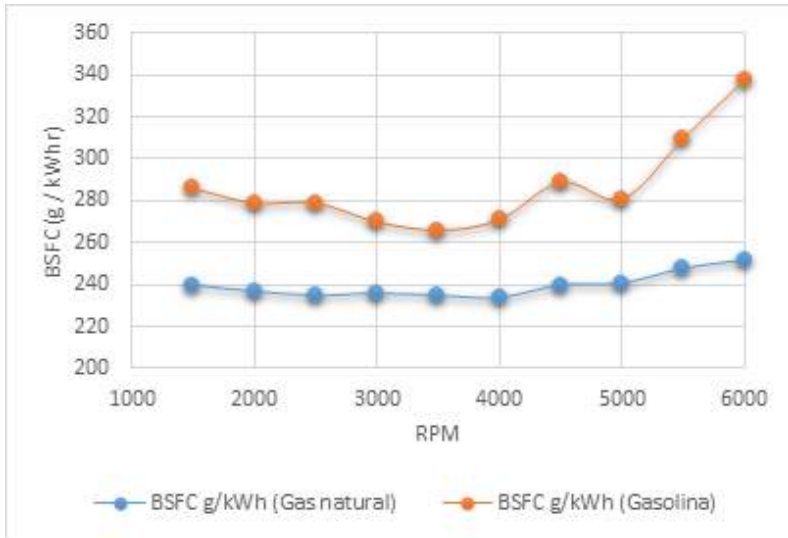


Figura 6. Eficiencia volumétrica del motor a diferentes regimenes de giro (rpm) [4].

Tabla 2. Propiedades de combustible utilizado.

Propiedades	Gas natural	Gasolina
Poder calorifico inferior (MJ/kg)	51.25	45.55
Densidad (kg/m3)	0.739	749.1
Eficiencia volumétrica	0.92	1
Octanaje	110	94.7

Teniendo en cuenta estos datos obtenidos, podemos diseñar la estrategia de control para un motor que a diferentes requerimientos utilice gas natural, gasolina o una mezcla de los dos.

La ventaja del uso del gas natural es la menor contaminación, y aumento de la eficiencia del motor a bajo régimen de carga. Incluso a altas revoluciones la eficiencia del motor utilizando gas natural es mayor aunque la eficiencia volumétrica sea menor. A continuación se muestra la variación de la eficiencia del motor según el régimen de giro y el combustible utilizado.

Tabla 3. Cambio de eficiencia motor según régimen y combustible utilizado.

Velocidad del motor RPM	Eficiencia motor usando gas natural	Eficiencia motor usando gasolina
1500	29%	28%
2000	30%	28%
2500	30%	28%
3000	30%	29%
3500	30%	30%
4000	30%	29%
4500	29%	27%
5000	29%	28%
5500	28%	25%
6000	28%	23%

5. Estrategia de control

Para determinar el momento donde se debe comenzar a inyectar gasolina se necesita medir una serie de variables. Actualmente los motores de combustión interna utilizan el siguiente esquema de control:

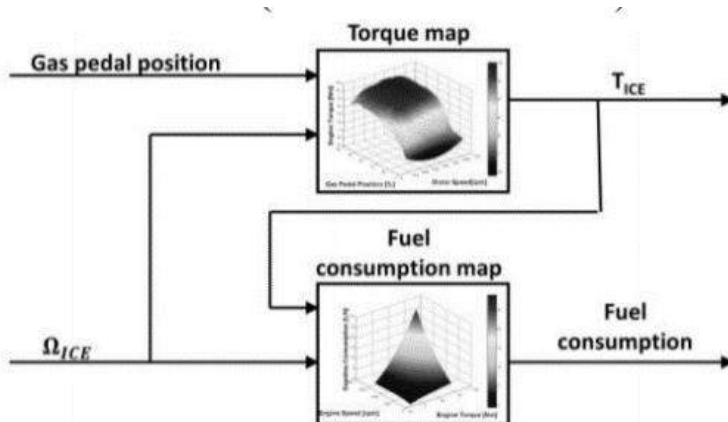


Figura 7. Esquema de control de un motor de combustión interna Fuente especificada no válida.

El mapa de par motor tiene como entrada el sensor de posición de la mariposa o la posición del acelerador y la velocidad del motor. Dado el sistema de control mostrado en la figura 7 se propone que el motor cuando pierda par inyecte gasolina hasta suplir la demanda de par requerido. El detalle de esta estrategia de control está fuera del alcance de este artículo.

6. Análisis tasa de quemado

Dado que ahora tendremos un combustible diferente (mezcla de gasolina y gas natural) esto hará que el ángulo de máxima presión cambie así como el tiempo de combustión. En los estudios realizados sobre este motor, el ángulo de máxima presión en el gas natural es casi constante en todas las revoluciones permaneciendo alrededor de los 15° después del punto muerto superior. En la gasolina el ángulo varía desde 30° a 20° después del punto muerto superior. Este ángulo es medido en el cigüeñal.

La tasa de quemado cambia en función de las eficiencias, los porcentajes de cada compuesto y la velocidad de giro. La cantidad de gasolina hace menos estable este ángulo a diferente régimen. Como ejemplo se muestra las curvas de tasa de quemado del motor usando gas natural, gasolina y una mezcla 50-50 en masa a 4500 rpm y a WOT. Se usó las ecuaciones de la ley de Wiebe.

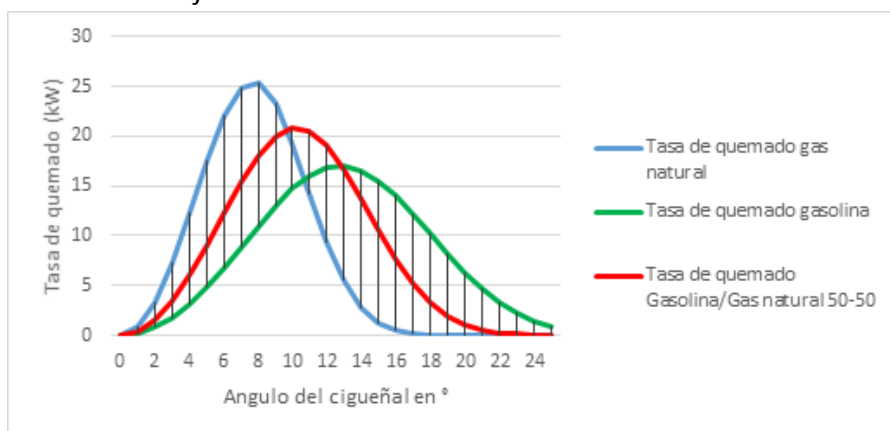


Figura 8. Tasa de quemado gas natural, gasolina y mezcla de gas natural-gasolina 50-50 a WOT a 4500 rpm.

La velocidad del inicio de la combustión está asociado con la concentración de metano y etano, donde los límites de temperatura de autoencendido de la mezcla crecen, ya que los enlaces primarios H-C tienen energías mayores, de entre 3 y 4 kcal/mol, que los enlaces presentes en los hidrocarburos alifáticos más grandes [9]. En consecuencia, la abstracción del hidrógeno desde el gas se vuelve más difícil elevando la temperatura dentro de la cámara de combustión, situación que alude al mayor desgaste de los componentes aledaños al recinto.

7. Mapa de par y consumo de combustible para el gas natural

De lo anterior y los datos tomados del motor se puede inferir el mapa de par y el consumo de combustible para el gas natural con base en el mapa que tiene el fabricante en gasolina. En promedio el par generado por el mismo motor a la misma condiciones pero usando gas natural es un 11% menor que al usar gasolina, mientras que para el consumo se registra una disminución de poco más de 16% en promedio.

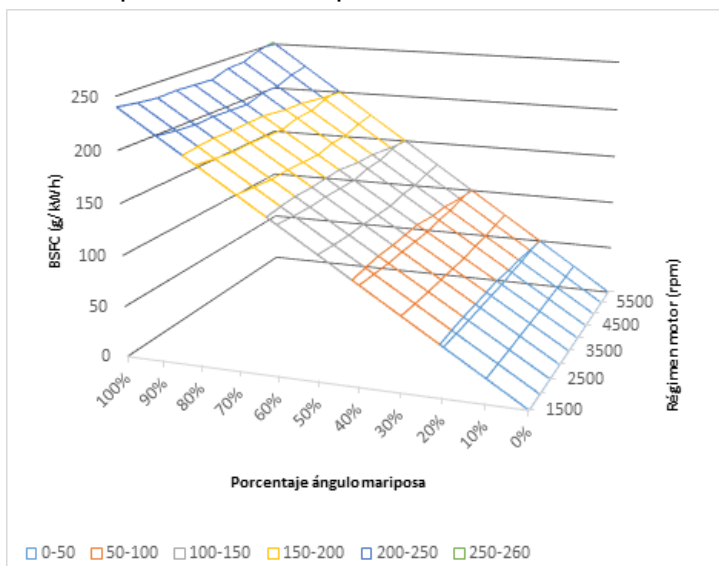


Figura 9. Mapa de consumo específico gas natural.

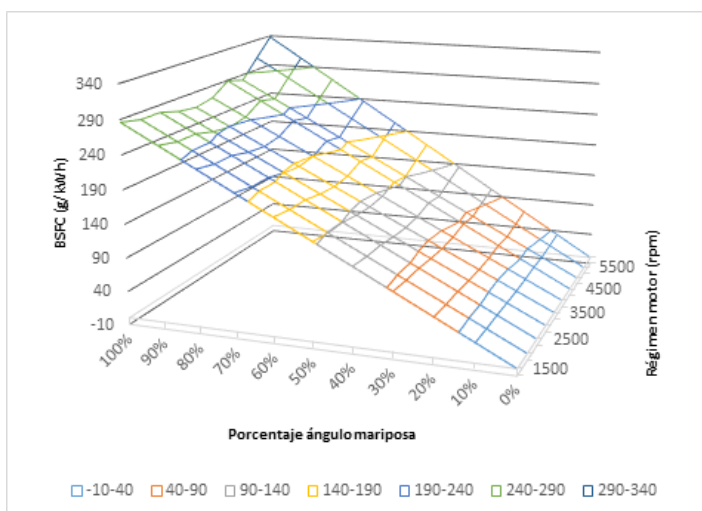


Figura 10. Mapa consumo específico gasolina.

En la figura 9 y 10 podemos observar el consumo específico del motor estudiado, para un motor en general teniendo el mapa de par y consumo de combustible se puede obtener usando estos simples porcentajes. Aunque este enfoque es muy arbitrario es una mejor aproximación en caso de no poder caracterizar el motor. Para puntos intermedios entre el mapa de par y consumo de gas natural y gasolina se utiliza regresiones lineales o interpolaciones. Esto es aplicable en caso de una mezcla de combustible.

8. Conclusiones

El uso de un combustible diferente a la gasolina sin hacer una conversión completa al motor trae retos. Una sugerencia es mejorar la dureza de las válvulas para soportar el desgaste que se obtiene al usar un combustible gaseoso en vez de uno líquido. Esto se debe a la película que los combustibles líquidos crean y contribuye a la lubricación. Podemos observar que típicamente la potencia obtenida con el gas natural es menor que la obtenida con gasolina. Esto es resultado de la caída en poder calorífico y eficiencia volumétrica. Otro punto importante es la liberación de calor, el gas natural libera mucho calor en un corto espacio de tiempo comparado con la gasolina que lo hace de manera más controlada. Un segundo efecto en esto es tener una presión media efectiva más elevada y una menor temperatura en la cámara de combustión usando gasolina. Observando la curva de Wiebe mostrada se espera que en los momentos de exigencia de alto par se disminuya la temperatura y aumente la lubricación disminuyendo el desgaste. Como contraste, cuando el motor esté a baja carga será más eficiente que un motor de gasolina contribuyendo al medio ambiente dado que las temperaturas de escapes son menores y el aprovechamiento del calor aumenta. Se sabe que el flujo de contaminante es menor por tener menos carbono en su molécula en el caso del gas natural. Cambios constructivos son necesarios por efectos en la temperatura de las paredes. Mejoras a los pistones, cabeza de cilindro, válvulas y los asientos de las válvulas, son necesarias. Además, se debe añadir un pasaje de lubricación en el asiento de la válvula o cambiando el material del asiento. La combustión con gas natural es más prolongada que con gasolina pero la liberación del calor dura menos tiempo que con la gasolina.

El uso de inyectores de tipo dual es más preciso que el uso de tubos venturi utilizados en los sistemas no electrónicos y de conversión completa. Manteniendo la misma relación de compresión la potencia alcanzada por el gas natural siempre es menor, esto es ideal cuando los autos están en ruta plana o están en la ciudad donde los regímenes son bajos y se tienen tiempos muy largos detenidos en el tráfico. Esta propuesta se presenta como una alternativa más como un híbrido de combustibles alcanzando una optimización de los recursos.

9. Referencias

- [1] gasolineraslagaviota, [En línea]. Available: <http://www.gasolineraslagaviota.com/wp-content/uploads/2012/11/Vehicular.pdf>.
- [2] R. PAPAGIANNAKIS, «Theoretical study of the effects of pilot fuel quantity and its injection timing on the performance and emissions of a dual diesel engine,» Energy Conversion and Management, vol. 48, n° 11, pp. 2651-2961, 2007.

- [3] A. Paykani, «Research and development of natural- gas fueled engines in Iran,» *Renewable and sustainable energy reviews*, vol. 26, pp. 805- 821, 2013.
- [4] O. Samimi y M. Mirsalim, «Combustion development of a Bifuel engine,» *International journal of automotive technology* , vol. 10, n° 1, pp. 17-25, 2009.
- [5] T.korakianitis, A. Namasivayam y J. C. R, «Natural gas fueled spark ignition (SI) and compression- ignition (CI) engine performance and emissions,» *Progress in energy and combustion science* , vol. 37, pp. 89- 112, 2011.
- [6] Tomasetto Achille, «Injector rail for LPG and CNG sequential systems, model IT01 Plus standard,» Tomasetto Achille, Vicenza, 2013.
- [7] K. Von Mitzlaff, *Engines for biogas*, Eschborn: Deutsche Gesellschaft für Technische Zusammenarbeit , 1988.
- [8] Westport, «Westport,» [En línea]. Available: <http://www.westport.com/is/core-technologies/fuel-injector>.
- [9] C. LAW, *Combustion Physics*, Cambridge University Press, 2010.

EFFECTO DEL USO DE BIODIESEL SOBRE LOS MATERIALES DE LOS COMPONENTES DEL MOTOR

Martín Caldera, Ricardo A. Martínez, Ariel Stocchi

Departamento de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería,
Universidad Nacional de Mar del Plata, Av. Juan B. Justo 4302, Mar del Plata, Argentina.
INTEMA-CONICET
mcaldera@fi.mdp.edu.ar

Palabras clave: Materiales, Degradación, Biodiesel, Motores Diesel.

Resumen

El biodiesel se plantea como una alternativa al combustible Diesel debido a su carácter renovable y biodegradable. Entre sus principales ventajas se encuentran la disminución en la producción de CO_2 , y la no emisión de SO_2 , debido a que no contiene azufre. Puede ser utilizado puro (B100) o mezclado con Diesel en diferentes concentraciones. Por ejemplo B20 significa una mezcla con 20% de biodiesel y 80% de Diesel. En general, dicho biocombustible, no es compatible con ciertos polímeros, produciendo su degradación.

El objetivo de este trabajo es estudiar la influencia del uso de biodiesel en las propiedades de ciertos componentes del motor, como piezas construidas en materiales poliméricos, materiales cerámicos utilizados como barrera térmica y el aceite lubricante.

Se realizaron ensayos mecánicos a muestras de diferentes polímeros, utilizados en partes del sistema de alimentación de combustible de motores Diesel modernos, sometidas a diferentes tiempos de contacto con biodiesel. En particular se realizaron ensayos de absorción de combustible en anillos tipo "o" fabricados en acrilonitrilo y mangueras y su influencia en las propiedades mecánicas finales. Los resultados obtenidos muestran la mayor absorción y pérdida de propiedades mecánicas para el caso de mayores cortes de biodiesel.

Se realizaron ensayos químicos al aceite del motor, en distintas etapas de un ensayo de larga duración, realizado en el banco de pruebas de esta Facultad. El objetivo fue determinar la posible contaminación del mismo y variación de sus propiedades lubricantes.

Por otro lado, y terminado el ensayo de larga duración, se procedió a desarmar el motor para verificar la integridad de los recubrimientos cerámicos de las válvulas y pistones.

A partir de los datos obtenidos con los diferentes ensayos, se obtuvieron conclusiones respecto al comportamiento de los materiales que mantienen contacto con el biodiesel.

1. Introducción

Los problemas ambientales que experimenta nuestro planeta son causados fundamentalmente por el efecto invernadero, el mismo consiste en el proceso por el cual ciertos gases de la atmósfera retienen gran parte de la radiación emitida por la Tierra y la remiten de nuevo a su superficie, calentándola. Actualmente, el CO_2 , presente en la atmósfera, está creciendo en gran forma debido a diferentes actividades desarrolladas por

el hombre, pero principalmente por la combustión de carbón, petróleo y gas natural, proceso que libera el carbono de estos combustibles fósiles.

Por otro lado, es de conocimiento público que los combustibles fósiles son un recurso limitado [1]. En las últimas tres décadas, se ha notado un fuerte interés en lograr una disminución en el consumo innecesario de combustibles fósiles y un mejor aprovechamiento de la energía. Un claro ejemplo, es la mejora en la eficiencia de funcionamiento de los motores de combustión interna, la disminución en el tamaño y peso de los automóviles, etc.

Actualmente gobiernos y científicos de los países más desarrollados trabajan en pos de evitar estos inconvenientes. Un ejemplo de ello es el desarrollo de fuentes de energía alternativas, "renovables", que permitan: en primer lugar disminuir la generación de gases que aportan al aumento del efecto invernadero, y en segundo lugar disminuir o al menos mantener el consumo desmedido de las fuentes de energía no renovables [1-2]. Las tendencias más importantes marcan el uso de combustibles generados a partir de biomasa, los cuales son 100% renovables, llamados biocombustibles. Dentro de estos podemos encontrar el biodiesel, el mismo puede ser utilizado puro (B100) o mezclado con diesel en diferentes concentraciones. Por ejemplo B20 significa una mezcla con 20% de biodiesel y 80% de diesel. Si bien los bajos niveles de producción de estos combustibles hacen imposible el reemplazo total de los derivados del petróleo, ayudan a minimizar el consumo de estos últimos y por ende ayudan a evitar la generación de gases nocivos para la atmósfera [2-6]. En nuestro país la legislación existente (Ley Nacional 26093/06, artículos 7 y 8) estableció para principios del 2010 un uso obligatorio de cortes 5% de biodiesel en el gasoil y 5% de bioetanol en las naftas [7].

Los autores de este trabajo han realizado estudios previos sobre un motor de ciclo diésel [8]. Este trabajo consistió en realizar ensayos de prestaciones del motor operando con gasoil y diferentes mezclas gasoil-biodiesel. Se observaron tendencias que marcan una leve caída de los valores de potencia y cupla motriz cuando aumenta el porcentaje de biodiesel de la mezcla, por otro lado el consumo específico aumenta a medida que se incrementa el porcentaje de biodiesel en el corte. Además muestran que la temperatura de los gases de escape disminuye, lo cual se justifica por el menor poder calorífico de este combustible [3]. Finalmente se evidencia una menor emisión de CO [2].

Otra tendencia actual de investigación, es del punto de vista de los materiales. Desde hace muchos años los ingenieros trabajan para desarrollar el tan deseado "motor adiabático". Este motor ideal no tiene pérdidas de calor a través de las paredes, logrando así una más eficiente conversión de la energía [9]. El problema es que las altas temperaturas alcanzadas durante el funcionamiento no pueden ser soportadas por los materiales metálicos actuales. Desde entonces se trabaja en el desarrollo y empleo de materiales de mayor punto de fusión, como los cerámicos; sin embargo las propiedades mecánicas de los mismos distan demasiado de las elevadas solicitaciones requeridas en el funcionamiento de un motor. Surge como una nueva alternativa, recubrir las piezas metálicas expuestas al frente de llama por una barrera térmica de material cerámico.

Los recubrimientos de barrera térmica (TBC) están diseñados para reducir la transferencia de calor. Principalmente se usan materiales cerámicos. Su aplicación en película fina prácticamente ha anulado los problemas causados por mala adherencia o separación, provocados por los diferentes coeficientes de dilatación del material protegido y el revestimiento de barrera térmica.

Los autores en un trabajo anterior [10], realizaron ensayos de performance sobre un motor Diesel recubierto con TBC (en los pistones y válvulas), operado con gasoil y diferentes mezclas gasoil-biodiesel. Un objetivo del presente trabajo ha permitido observar la degradación de las coberturas de barrera térmica aplicadas a los componentes de la cámara de combustión.

Por otro lado, la compatibilidad del biodiesel con los materiales utilizados en los motores debe ser un punto de atención. En relación con los materiales poliméricos, por ejemplo podemos encontrar los utilizados en el sistema de combustible. Estos materiales son susceptibles al ataque de varios químicos y pueden traer aparejada su degradación, con influencia en sus propiedades físicas y estabilidad, que conllevan a fallas importantes de la máquina. [11, 12]

Algunos autores [13] han trabajado utilizando mezclas de combustibles diesel-biodiesel investigando la dureza y la resistencia a la elongación de varios elastómeros. En algunos observaron cambios en sus propiedades físicas, mientras que en otros como los polipropilenos no han encontrado efecto negativo del uso de biocombustibles. Otros estudios han mostrado que el uso de biodiesel produce la hinchazón de los elastómeros (como trilobutyl-dilene, gomas acrílicas y HNBR- hydrogenated nitrile rubber) aún en mezclas tan bajas como B10, esto indica que hay una relación compleja entre biodiesel y los elastómeros y existen algunos datos contradictorios en la bibliografía, por lo que es de interés realizar estudios adicionales en este aspecto [14]. Bajo estas circunstancias, la absorción del combustible así como la extracción de componentes solubles de los mismos, tales como plastificantes, son diferentes para cada tipo de polímero.[15,16]

El control de la degradación del aceite lubricante, durante su uso, es un tema fundamental para prolongar la vida del motor de combustión interna. En particular se pretende identificar las propiedades del aceite que se ven alteradas con el cambio del tipo de combustible. Han sido reportados valores [17] sobre la variación en la viscosidad, la misma disminuye con las horas de funcionamiento. Otro parámetro importante, la densidad, que aumenta con el tiempo de funcionamiento, pudiendo esto justificarse por el aumento de las partículas de desgaste y el contenido de humedad del aceite lubricante. En este caso, la tendencia creciente disminuye cuando el motor es operado con un corte B20.

1.1. Objetivos del trabajo

Determinar los efectos de la utilización de biocombustibles (biodiesel y cortes biodiesel-gasoil) sobre las propiedades mecánicas de los materiales poliméricos de las piezas del sistema de alimentación. Estudiar la contaminación del aceite lubricante del motor, con su correspondiente detrimento de las propiedades lubricantes, al utilizar biodiesel como combustible. Analizar la integridad estructural de las TBC luego de un ensayo de larga duración con mezclas gas oil - biodiesel.

2. Procedimiento experimental

El combustible utilizado en todos los estudios fue gasoil grado 3, de la petrolera YPF, el cual contenía al momento de la realización de los ensayos, un porcentaje de 7,5% de biodiesel (B7,5). El Biodiesel, a base de aceite de soja, cumple con las normas internacionales ASTM 6715 y EN 14214.

Para la realización de los ensayos de absorción se sumergieron muestras (a partir de mangueras, peso nominal 15 gramos) y probetas completas de empaquetaduras tipo O´ring, fabricadas en goma de nitrilo butadieno (nitrile-butadiene rubber) (NBR) en recipientes conteniendo cinco diferentes cortes: a) B7,5, b) B25, c) B50, d) B75, e) biodiesel (B100). La cinética de absorción de fluido por parte de los materiales fue seguida por medio de mediciones gravimétricas en al menos cuatro muestras utilizando una balanza analítica con una precisión de $\pm 0,01$ mg.

Todas las pruebas se realizaron a temperatura ambiente. Las muestras se retiraron de su envejecimiento una hora antes de la prueba con el fin de lograr el equilibrio térmico. Los tiempos máximos de envejecimiento fueron de 4200hs. (Aproximadamente 6 meses)

Para la determinación de las propiedades mecánicas de las probetas se realizaron ensayos de tracción según la norma ASTM D3039M – 95 sobre probetas de sección completa en mangueras. En el caso de los O´rings los ensayos de tracción fueron realizados según norma ASTM D1414M – 95. En todos los casos se utilizó un dinamómetro marca Instron, modelo 4467. La velocidad de ensayo fue de 50 mm/min. Se obtuvieron registros tensión-deformación, a partir de los cuales se calcularon el módulo elástico, carga máxima, y la resistencia a la tracción del material.

Los ensayos de funcionamiento se realizaron en el laboratorio de Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería de la UNMdP, sobre un motor marca Pertrak 4-203, cuyas válvulas y pistones se encontraban recubiertos con barreras térmicas de un estudio anterior [10]. Se empleó un freno dinamométrico hidráulico, marca Go-Power de 500 hp de capacidad. El motor funcionó durante 40 horas con un corte B50 y se extrajeron muestras de aceite lubricante cada 10 horas de funcionamiento. El aceite lubricante utilizado fue de la petrolera YPF, "Extravida XV100", 15W40.

Al finalizar el ensayo de larga duración, se procedió a desarmar el motor y extraer cuidadosamente las piezas recubiertas con TBC (pistones y válvulas) para su estudio.

El análisis de las 4 muestras de aceite se realizó en el laboratorio de análisis de aceites del Arsenal Naval Mar del Plata.

3. Análisis de resultados

3.1. Ensayos de absorción

En la Figura 1 se pueden apreciar los resultados obtenidos para la absorción de biodiesel para la manguera de tela-poliéster (manguera negra). En todos los casos se aprecia una marcada absorción en las primeras etapas del ensayo, denotada por el incremento de masa de la muestra, seguida por una pérdida de masa hasta la estabilización. Asimismo es posible apreciar que se logró un equilibrio en la absorción solamente para los cortes más bajos de biodiesel (B7,5 y B25). El porcentaje final de aumento de masa se situó cercano al 4% en el caso del B7,5, y del 6% en el caso del B25. En el caso de cortes B50 y superiores se puede observar que no se alcanzó el equilibrio, aún para tiempos de exposición prolongados, con una pendiente aproximadamente lineal luego de la estabilización, que se produjo aproximadamente a las 1000hs en todos los casos. La forma de la curva también muestra que el proceso es irreversible e induce cambios de masa significativos debido a procesos de difusión.

En la Figura 2 se pueden apreciar los resultados obtenidos para la absorción de biodiesel para la manguera de policloruro de vinilo (PVC) (manguera amarilla). Se puede apreciar en todos los casos un aumento de peso que indica una absorción del combustible, seguido por una importante baja en el peso total de las muestras para cortes superiores a B50. Esta baja puede explicarse por una disolución y migración de componentes del polímero tales como plastificantes (que otorgan flexibilidad) y colorantes por parte de los componentes más livianos presentes en el biocombustible.

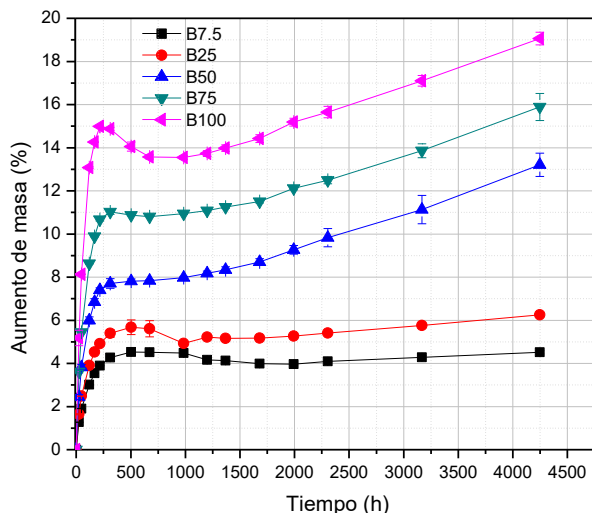


Figura 1. Absorción de biodiesel para la manguera de tela-poliéster.

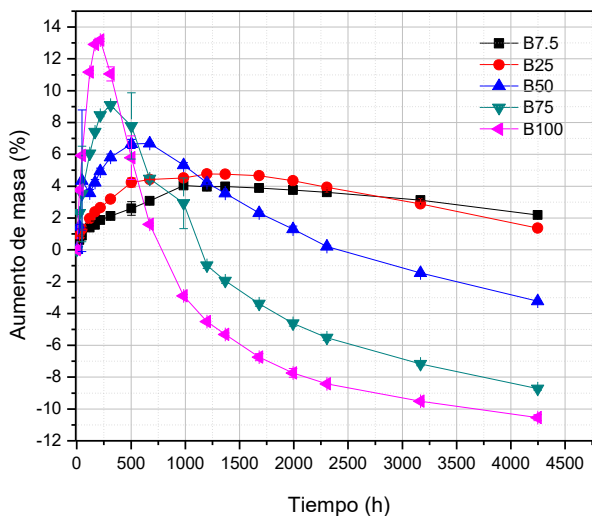


Figura 2. Absorción de biodiesel para la manguera de PVC.

En la Figura 3 se pueden apreciar los resultados obtenidos para la absorción de biodiesel en las empaquetaduras (o ring) de NBR. Se puede apreciar, en todos los casos, un aumento de peso que indica una absorción del combustible. Asimismo, en todos los casos se aprecia una marcada absorción en las primeras etapas del ensayo, seguida por una estabilización. Es posible apreciar que se logró un equilibrio en la absorción solamente para los cortes más bajos de biodiesel (B7,5 y B15). El porcentaje final de aumento de masa se situó cercano al 4% en el caso del B 7,5, y de hasta un 18 % en el caso del corte al 100%. En todos los casos se pudo observar una disminución de peso en el rango de las 500 hs, atribuibles a la migración de componentes. Este efecto resulta marcado para cortes mayores al B75.

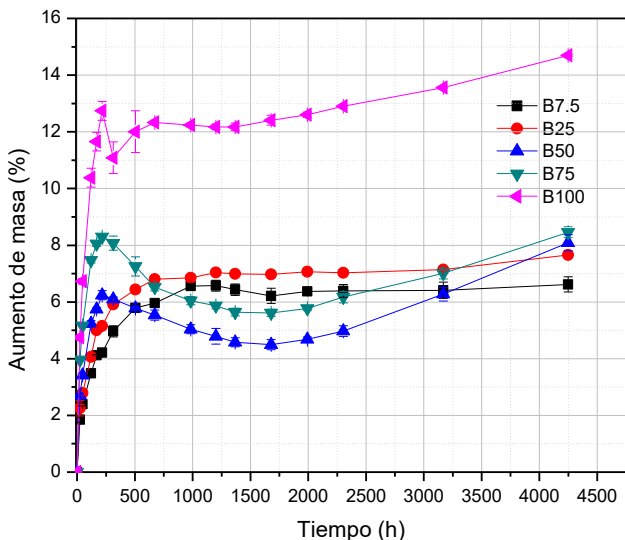


Figura 3. Absorción de biodiesel para el o'ring de NBR.

3.2. Comportamiento mecánico

En la figura 4 se pueden apreciar los resultados obtenidos en los ensayos mecánicos de la manguera tela-poliéster. Las dos primeras barras corresponden a los valores de las probetas no expuestas a ningún combustible antes del ensayo, (s/exp). Es posible observar una importante disminución de propiedades mecánicas, haciéndose más notorio este efecto en cortes superiores a B50, coincidentemente con la mayor absorción observada para dichos cortes. En cuanto a la elongación máxima se puede apreciar que los valores tienden a estabilizarse para cortes superiores a B25, posiblemente debido a que estas mangueras poseen tela como refuerzo el cual impide mayores deformaciones.

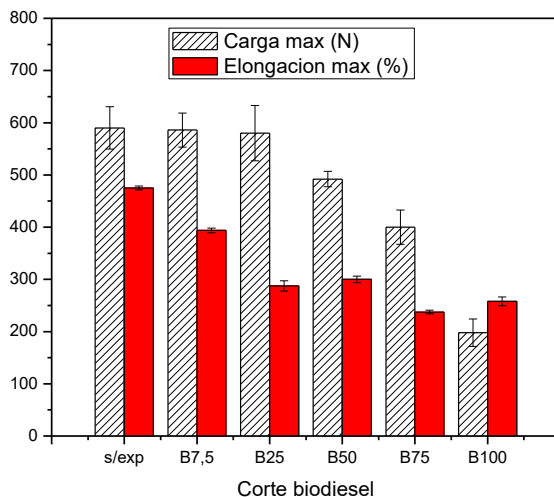


Figura 4. Propiedades mecánicas de la manguera de tela-poliéster.

En la figura 5 se pueden apreciar los resultados obtenidos en los ensayos mecánicos de la manguera de PVC. Es posible observar que las cargas máximas se mantienen, no registrándose pérdida importante en la resistencia. En cambio, el comportamiento en deformación se ve afectado, corroborando el hecho de migración de plastificantes, haciéndose más notorio este efecto en cortes superiores a B50, coincidentemente con la mayor absorción y posterior pérdida de masa observada para dichos cortes. Asimismo se observaron cambios en la coloración de las mangueras ensayadas confirmando la migración de colorantes.

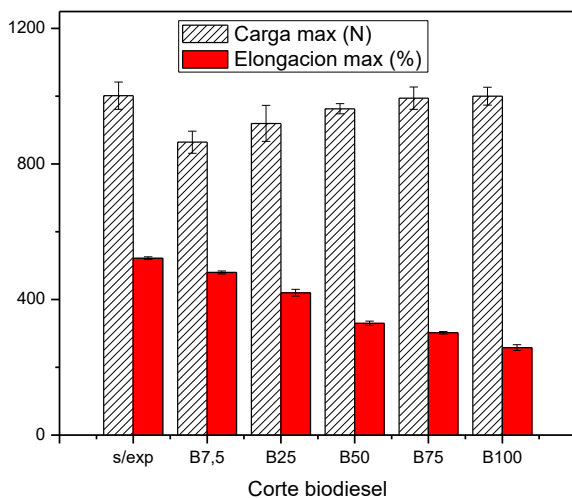


Figura 5. Propiedades mecánicas de la manguera de PVC.

En la figura 6 se pueden apreciar los resultados obtenidos en los ensayos mecánicos en las empaquetaduras (o ring) de NBR. Es posible observar que no se produce una pérdida significativa de propiedades mecánicas tanto en resistencia como en elongación a la rotura para cortes inferiores a B50. En cortes superiores, se encuentra una leve caída en las tensiones máximas y en la elongación total. Estos resultados se muestran en concordancia con referencias halladas en la literatura [18].

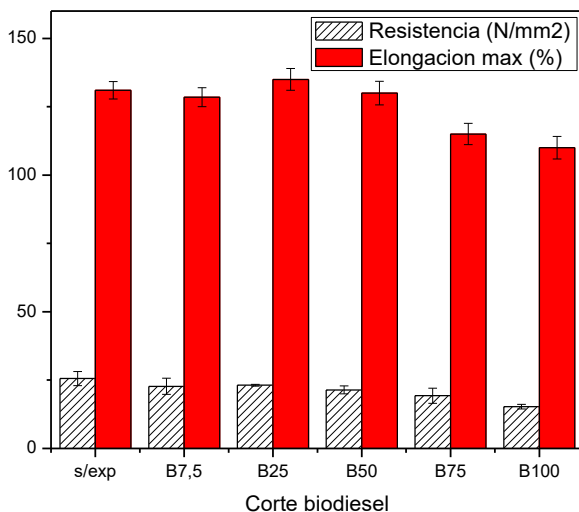


Figura 6. Propiedades mecánicas de los O ring.

3.3. Ensayos de aceite lubricante

La Tabla 1 muestra los valores de las diferentes propiedades del aceite lubricante analizadas luego de 10, 20, 30, y 40 horas de uso con combustible B50. Además se muestran los valores correspondientes al aceite nuevo (antes de uso).

Tabla 1. Variación de las diferentes propiedades del aceite lubricante con las horas de ensayo.

Horas de ensayo	0 (aceite nuevo)	10	20	30	40
Viscosidad a 40°C (cSt)	164	155	116	126	160
Viscosidad a 100°C (cSt)	15	15,1	15	15,2	16
Indice de Viscosidad	90	97	133	124	103
Densidad (gr/ml)	0,895	0,895	0,898	0,897	0,898
Agua por destilación (%)	1 % Max	Trazas	Trazas	0,1	0,1
Punto de inflamación (°C)	230	230	208	215	210

Con respecto a la viscosidad a 40°C se nota una primer tendencia a la disminución y luego un incremento, alcanzando valores finales similares a los iniciales. Sin embargo la viscosidad a 100°C muestra una leve tendencia al incremento. Ambos resultados son contradictorios a lo esperado que es una disminución de la viscosidad con el tiempo de uso, debido a la disolución del lubricante con combustible. [17]

Por otro lado, los valores de densidad no se ven afectados durante el tiempo de funcionamiento analizado. Aunque sería de esperar que los valores de densidad aumenten a causa de las partículas de desgaste "debris" y la humedad que aumenta en contenido con el uso del aceite.

Los análisis realizados no revelan variaciones significativas en el contenido de humedad del fluido lubricante. La humedad en el lubricante causa efectos corrosivos sobre las partes metálicas del motor y degradación de los aditivos del aceite lubricante. El aumento del contenido de humedad se debe fundamentalmente a la diferencia de temperatura del aceite y del aire ambiente, en conjunción con el fenómeno físico de la presión de vapor de la humedad ambiente.

Finalmente, el punto de inflamación hace evidente una leve tendencia a la disminución, con el funcionamiento, en este caso la tendencia coincide con la marcada en la bibliografía [17]. La disminución del punto de inflamación con el uso, se fundamenta en la dilución del aceite con combustible, esta dilución debilita las fuerzas de Van der Waal's de los enlaces de la molécula de lubricante facilitando la vaporización del mismo. De lo analizado anteriormente podemos concluir que la duración del ensayo realizado no ha sido suficiente, como para marcar tendencias definidas sobre las variables estudiadas.

3.4. Análisis de integridad de Barreras Térmicas luego de uso prolongado

En la Figura 7 se puede apreciar el aspecto que presentaban una válvula nueva con y sin recubrimiento, y el estado de la misma luego de las 60 horas de uso del motor. Puede apreciarse que los bordes del recubrimiento cerámico, en la cabeza de la válvula, muestran desprendimientos, que sin duda están en pleno periodo de degradación y que seguramente terminan con el desprendimiento total de la capa aisladora térmica. El mismo puede deberse a fenómeno de fatiga térmica, dado que el coeficiente de dilatación térmica del TBC es muy diferente al del acero de las válvulas.



Figura 7. Válvulas nuevas con y sin recubrimiento sin uso y luego de 60 horas de funcionamiento.

Con respecto a los pistones, cómo es posible observar en la Figura 8, no se aprecia el mismo fenómeno, aparentando un buen comportamiento. Quizás la amplitud térmica sufrida por este componente es menor a la que están sometidas las válvulas y por ende requieren más ciclos para nuclear la falla.



Figura 8. Estado del recubrimiento luego de 60 horas comparado con el estado inicial.
No se observan desprendimientos.

Este tipo de barreras térmicas se depositan con capas intermedias "Bond coat" previamente a la deposición de la capa de cerámico visible "Top Coat". Estas capas se depositan con el objetivo de minimizar este efecto de variación en los coeficientes de dilatación entre los materiales utilizados. Sin dudas que se deben seleccionar materiales de la bond coat con otras propiedades para el caso de la válvula de manera de poder superar el problema de los desprendimientos observados.

Trabajos más específicos en este aspecto, estudiando el tipo de cerámico más adecuado y observando el nivel de penetración de productos de combustión en el cerámico, y el nivel de degradación que estos introducen, es objeto de un estudio que excede los objetivos de este trabajo.

Actualmente se están analizando muestras con microscopía electrónica de barrido, con fin de determinar el motivo fehaciente del desprendimiento y concluir si el uso del biodiesel pudo haber influido en este comportamiento. Teóricamente, la menor temperatura de funcionamiento, al operar el motor con mezclas de biodiesel, debería beneficiar la vida de las coberturas de barrera térmica.

4. Conclusiones

- El ensayo de absorción de las probetas de tela-poliéster (manguera negra), en todos los casos muestran una marcada absorción en las primeras etapas del ensayo, seguida por una pérdida de masa hasta la estabilización. Se logró un equilibrio en la absorción solamente para los cortes más bajos de biodiesel (B7,5 y B25). El porcentaje final de aumento de masa se situó cercano al 4% en el caso del B7,5, y del 6% en el caso del corte B25.

- En el ensayo de absorción de las probetas de manguera de policloruro de vinilo (PVC) (manguera amarilla), en todos los casos se puede apreciar un aumento de peso seguido por una importante baja en el peso total de las muestras para cortes superiores al B50.
- Con respecto al ensayo de absorción de los O'rings de NBR, puede observarse que hay una marcada absorción en las primeras etapas del ensayo, seguida por una estabilización. Es posible apreciar que se logró un equilibrio en la absorción solamente para los cortes más bajos de biodiesel (B7,5 y B15). En todos los casos se pudo observar una disminución de peso en el rango de las 500 hs, atribuibles a la migración de componentes livianos.
- Los ensayos mecánicos realizados sobre probetas de la manguera tela-poliéster muestran una importante disminución de propiedades mecánicas, haciéndose más notorio este efecto en cortes superiores a B50. En cuanto a la elongación máxima se puede apreciar que los valores tienden a estabilizarse para cortes superiores a B25.
- Los ensayos mecánicos de la manguera de PVC evidenciaron que las cargas máximas se mantienen, no registrándose pérdida importante en la resistencia. En cambio, el comportamiento en deformación se ve afectado en cortes superiores a B50.
- Los ensayos mecánicos de los O'rings de NBR muestran que no se produce una pérdida significativa de propiedades mecánicas tanto en resistencia como en elongación a la rotura para cortes inferiores a B50.
- Se observaron cambios en la coloración de las mangueras ensayadas confirmando la migración de colorantes.
- Los ensayos de degradación del aceite lubricante mostraron una disminución de viscosidad seguida de un aumento luego de varias horas, la densidad y el porcentaje de humedad no se ven alterados y el punto de inflamación tiene una leve tendencia a la disminución con las horas de funcionamiento. Se propone para trabajos futuros realizar ensayos de funcionamiento más prolongados y contrarrestar los valores con gas oil puro o comercial (B7,5).
- Las TBC se ven deterioradas en los bordes de las válvulas, posiblemente debido a un fenómeno de fatiga térmica. Los pistones no muestran daño aparente.

5. Agradecimientos

Se agradece al CONICET y a la Universidad Nacional de Mar del Plata por el financiamiento otorgado, al "Arsenal Naval Mar del Plata" por los análisis de aceite lubricante y a la empresa Patagonia Bioenergía S.A. por la donación del biodiesel utilizado.

6. Referencias

- [1] Demirbas, Ayhan. (2009). "Political, economic and environmental impacts of biofuels: A review". *Applied Energy*. vol 86. pp 108-117.
- [2] Agarwal, Avinash. (2007). "Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for Internal combustion engines". *Progress in Energy and Combustion Science*. vol 33. pp 233-271.
- [3] Murillo, S.; Miguez, J.; Porteiro, J.; Granada, E.; Moran, J. (2007). "Performance and exhaust emissions in the use of biodiesel in outboard diesel engines". *Fuel*. vol 86. pp 1765-1771.

- [4] Romano, S.D.; Gonzáles Suárez, E. (2009) "Biocombustibles líquidos en Iberoamérica". Ediciones Cooperativas, Capital Federal, Argentina. ISBN 978-987-652-043-0.
- [5] Demirbas, Ayhan. (2000). "Conversion of biomass using glycerin to liquid fuel for blending gasoline as alternative engine fuel". *Energy Convers Manage.* vol 41. pp 1741-1748.
- [6] Agrawal, A. K.; Das, L.M. (2001). "Biodiesel development and characterization for use as a fuel in compression ignition engines". *Trans ASME.* vol 123. pp 440-447.
- [7] Revista encrucijadas, Universidad de Buenos Aires (UBA), Vol 45.
- [8] Caldera, M.; Bour, M.; Castagnaro, E.; Martinez, R.. (2012). "Estudio de prestaciones de motor diésel alimentado por cortes gasoil-biodiesel". 3º Congreso CAIM 2012, Buenos Aires, Argentina, 02 al 05 de Octubre de 2012.
- [9] Heywood, J. *Internal Combustion Engine Fundamentals*, Publisher: McGraw-Hill Science, ISBN: 007028637X.
- [10] Caldera, M.; Bour, M.; Castagnaro, E.; Martinez, R.. (2014). "Estudio del funcionamiento de un motor diesel con recubrimiento cerámico parcial de la cámara de combustión alimentado por cortes gasoil-biodiesel". 4º Congreso CAIM 2014, Resistencia, Chaco, Argentina, 02 al 05 de Septiembre de 2014.
- [11] Thomas EW, Fuller RE, Terauchi K. (2007), Fluoroelastomer compatibility with biodiesel fuels. SAE Technical paper No. 2007-01-40061.
- [12] Mitra S, Ghanbari-Siahkali A, Kingshott P, Rehmeier HK, Abildgaard H, Almdal K. (2006), Chemical degradation of crosslinked ethylene-propylene-diene rubber in an acidic environment, part I: effect on accelerated sulphur crosslinks. *Polymer Degradation and Stability* 2006;91(1):69e80.
- [13] Bessee GB, Fey JP. Society of Automotive Engineering; 1997. Technical paper No. 971690.
- [14] Shafer A. (1994), Biodiesel research Mercedes Benz-engine warranty policy. Presented at commercialization of biodiesel: establishment of engine warranties, University of Idaho National Center for Advanced Transportation Technology;1994:125e41.
- [15] Trakarnpruk W, Porntangjitlikit S. (2008), Palm oil biodiesel synthesized with potassium loaded calcined hydrotalcite and effect of biodiesel blend on elastomer properties. *Renewable Energy.* Vol 33. pp 1558.
- [16] Frame E, McCormick RL. Elastomer compatibility testing of renewable diesel fuels. National Renewable Energy Laboratory; 2005. Technical Report NREL/ TP-540e38834. www.nrel.gov/vehiclesandfuels/npubf/pdfs/38834.pdf.
- [17] Avinash Kumar Agarwal, *Lubricating Oil Tribology of a Biodiesel-Fuelled Compression Ignition Engine*, Fall Technical Conference, ASME Internal Combustion Engine Division and Rail Transportation Division, Erie, Pennsylvania, USA, 07 al 10 de Septiembre de 2003.
- [18] Raitis Rudbahs, Ruslans Smigins (2014), Experimental research on biodiesel compatibility with fuel system elastomers, engineering for rural development. *Engineering for rural development.* Vol 29. pp 278-282.

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL PARA LA INVESTIGACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA CON HIDRÓGENO

Patricio Pedreira^{(1)(a)}, Ernesto Gulich^{(1)(b)}, Pedro Orbaiz^{(1)(c)}

Instituto Tecnológico de Buenos Aires (ITBA), Av. Eduardo Madero 399,
Ciudad de Buenos Aires, Argentina.

(a) ppedreir@itba.edu.ar, (b) egulich@itba.edu.ar, (c) porbaiz@itba.edu.ar

Palabras clave: combustión, hidrógeno, experimental, admisión, transferencia de calor, motor de combustión interna.

Resumen

El desarrollo de motores de combustión interna (MCI) más eficientes, alimentados con combustibles potencialmente limpios como el hidrógeno, se presenta como una posible solución a las problemáticas ocasionadas por las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero generadas por las unidades de potencia convencionales. Sin embargo, para optimizar el diseño de los motores, es necesario profundizar los conocimientos sobre los procesos de transferencia de calor, combustión y turbulencia involucrados en la propagación de llamas premezcladas de aire/hidrógeno. El uso de este último habilita el funcionamiento del MCI con mezcla pobres, esto habilita modificaciones que permitirían mejorar la eficiencia del sistema e inhibir la producción de los distintos óxidos de nitrógeno, debido a la baja temperatura de combustión.

En este trabajo se presenta la metodología experimental utilizada para investigar los procesos de flujo y transferencia de calor en un MCI alimentado con hidrógeno. Dicha experimentación, a su vez, busca ser utilizada para desarrollar y validar modelos de mecánica de fluidos computacional que permitan dar cuenta de los sendos fenómenos que ocurren en simultáneo en la cámara de combustión. Se detallan los aspectos operativos de la instalación, el sistema de control, la instrumentación y el método experimental. Finalmente se muestran resultados del relevamiento de la geometría interna del motor, la flujometría de la admisión y curvas preliminares de presión en el circuito admisión y la cámara de combustión.

1. Introducción

Actualmente existe un crecimiento sostenido en la demanda energética mundial. Los combustibles fósiles (petróleo, carbón y gas natural) suman el 88% de la producción total de energía mundial [1]. Dicha dependencia en los combustibles fósiles, sobre todo a partir de mediados del siglo XX, ha llevado a un crecimiento significativo en la concentración de gases de efecto invernadero en la atmósfera [1,2]. Existe un consenso general en la comunidad científica mundial de que dicha tendencia es responsable del cambio climático que se registra a nivel global [1,2]. Aproximadamente el 82% de las emisiones de gases de efecto invernadero antropogénicos son el resultado de la generación de energía, por lo tanto es imperativo reducir significativamente las emisiones en este sector.

Desde esta perspectiva, el desarrollo de nuevos motores de combustión interna (MCI) más eficientes alimentados por combustibles intrínsecamente limpios como el hidrógeno se

presenta como una solución viable para la reducción de emisiones contaminantes. La combustión del hidrógeno no implica la participación de moléculas de carbono, siendo el único producto del proceso la formación de vapor de agua. Además, al tener un octanaje relativamente alto y tiempos de combustión cortos, la operación de MCIs podría ser más eficiente.

Sin embargo, existen varios desafíos para la operación de MCIs con hidrógeno. El hidrógeno tiene una temperatura de llama adiabática relativamente alta lo cual estimula la producción de NOx y aumenta las pérdidas de calor del sistema [3]. Si bien existen algunas alternativas para solventar estos problemas, como la operación del motor con exceso de aire para disminuir la temperatura de combustión, todavía existen muchas incógnitas debido a la falta de modelos que reproduzcan satisfactoriamente todos los procesos que ocurren en un MCI.

El proyecto macro dentro del cual se enmarca el trabajo aquí presentado busca desarrollar modelos de mecánica de fluidos computacional que permitan estudiar los flujos de gas en los distintos circuitos de un MCI y particularmente las estructuras de flujo dentro de la cámara de combustión y, los mecanismos de transferencia de calor entre los gases de combustión y las paredes de esta última.

En este trabajo se describe la instalación experimental que será usada para validar los modelos arriba descriptos y se presentan algunos de los resultados preliminares obtenidos.

2. Instalación experimental

En esta sección se describen los diferentes sistemas y componentes del banco de ensayos y se discute la precisión de los instrumentos y los métodos de medición.

2.1. Motor de combustión interna y dinamómetro

El MCI empleado para la investigación es un motor diésel monocilindrico, refrigerado por aire marca Iralvil modelo RV650. Este se transformó de encendido a compresión a encendido a chispa y se adaptó para la operación independiente con gasolina o hidrógeno. La Tabla 1 muestra los parámetros geométricos asociados a la cámara de combustión. La potencia máxima de trabajo continuo del motor original es 9 hp a 2400 rpm.

Tabla 1. Parámetros geométricos de la cámara de combustión.

Diámetro pistón	95 mm
Cilindrada	701.7 cm ³
Relación de compresión	10:1
Carrera	89,1 mm
Largo biela	44,5 mm
Largo cigüeñal	155,5 mm

Para la conversión del motor a ciclo Otto se reemplazó el inyector de diésel por una bujía, se modificó el múltiple de admisión para incluir los inyectores de gasolina e hidrógeno y se colocó una válvula mariposa. A su vez, se instrumentó el sistema con una unidad de control (ECU) MicroSquirt V3. La ECU requiere de información de diversos sensores: posición de mariposa (TPS), presión en el múltiple de admisión (MAP), el conjunto rueda fónica – sensor inductivo para la medición de rpm, sensor inductivo de fase, sensor de oxígeno y sensores de temperatura de aire y aceite. Debido a la constante variación de presión en el múltiple, producto de la operación con un solo cilindro, fue necesario instalar un pulmón compensador entre el múltiple y el MAP. La sonda Uego, encargada de medir la relación relativa de aire y combustible (λ) en el escape, modelo Bosch LSU 4.9, es operada mediante un controlador que maneja el calentamiento y permite seleccionar el rango de salida de tensión vs. λ . La inyección de hidrógeno se realiza con un sistema Prins VSI que opera esclavo al sistema MicroSquirt. Todos los controladores pueden ser operados y modificados de forma remota desde una PC con los programas específicos de cada uno. Además se mecanizaron diferentes pistones, de modo tal de poder variar la relación de compresión del motor hasta un máximo de 17:1, que es el valor original del motor diésel.

El MCI se instaló en un dinamómetro activo de 11 KW conformado por un motor-generador eléctrico, una consola de control WEG y un banco de resistencias refrigerado por aire donde se disipa la potencia generada. La consola WEG permite operar el sistema en distintos regímenes, torque o velocidad constante, y ajustar distintas rampas de aceleración y frenado. También cuenta con sistemas de medición de velocidad, torque y potencia. La Figura 1 muestra la instalación del sistema.

Durante los ensayos se trabajará a régimen constante, controlando los parámetros operativos del motor utilizando principalmente el software de la ECU. Dicho sistema permite la modificación en tiempo real del pulso de inyección, avance del encendido, relación de aire y combustible, etc. Para el caso de operación con hidrógeno, el sistema Prins intercepta la señal de la MicroSquirt y la adapta para el inyector de hidrógeno.

2.2. Sistema de medición y adquisición

La medición de los distintos procesos que ocurren en un MCI representa una alta complejidad debido a la naturaleza transitoria del proceso, el amplio rango de presiones (este incluye tanto presiones elevadas como de vacío), las altas temperaturas de los gases de combustión y escape, y el alto grado de ruido electromagnético presente en el banco de ensayo. A continuación se describen los elementos de medición y las estrategias tomadas para la obtención de datos confiables.

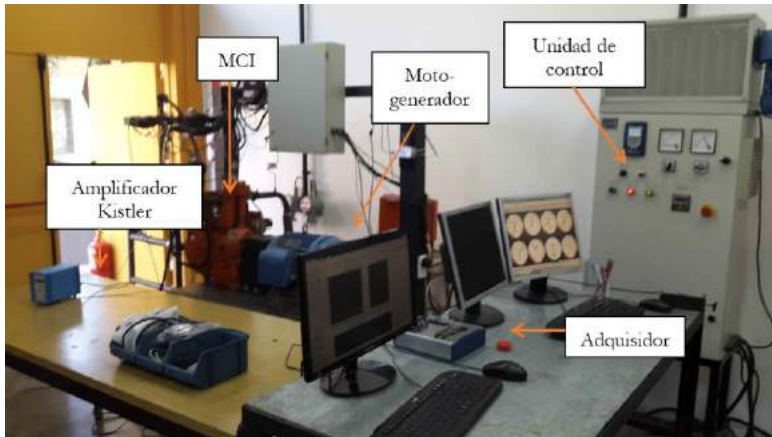


Figura 1. Instalación experimental.

2.2.1. Sensores y digitalización

Para la obtención de datos experimentales que permitan dar cuenta de los fenómenos que ocurren en el MCI y validar el modelo de CFD, se instalaron sensores de temperatura, presión y transferencia de calor en el múltiple de admisión, la cámara de combustión y el múltiple de escape. Tanto en la admisión como en el escape se emplearon sensores de temperatura y presión de tipo industrial. Los sensores de temperatura consisten en termocoplas envainadas que, debido a la inercia térmica de las vainas, solo permiten medir un valor medio de la temperatura. Los sensores de presión son modelo ADZ Nagano - SML, con un tiempo de respuesta menor al milisegundo, permiten la medición de la dinámica de la presión hasta frecuencias de 500 Hz, de acuerdo al teorema de muestreo de Nyquist. En el caso del escape, debido a que el sensor de presión no está preparado para las altas temperaturas de los gases de escape, la conexión se realizó mediante un pequeño serpentín. La precisión de los sensores de presión es ± 5 mbar.

Debido a las condiciones de presión y temperatura que se dan en la cámara de combustión, se instalaron sensores especiales de respuesta rápida ampliamente probados en la investigación de procesos en cámaras de combustión de MCIs [8,9].

La presión dentro de la cámara es medida con un sensor Kistler 6052C con un amplificador Kistler 5011B. Para la medición de temperatura y transferencia de calor se instaló un sensor Vattel HFM-7 con un amplificador Vattel AMP-6. El sensor Vattel es del tipo coaxial, consiste en dos termocoplas separadas por un material cuya conductividad como función de la temperatura es conocida. El tiempo de respuesta es $17\mu\text{s}$ y el error relativo es de 3% y 7% para el flujo de calor y la temperatura, respectivamente. Para la instalación de ambos sensores se modificó la tapa de cilindros (la instalación del sensor Vattel está en curso) de modo que la superficie de ambos sensores sea coincidente con la superficie interna y no tengan incidencia en el flujo dentro de la cámara. Para la medición del flujo másico de hidrógeno se instaló un flujómetro Bronkhorst Hi-Tec F-201AV, cuyo error relativo máximo es del 4%.

Para el análisis de los datos obtenidos de todos los sensores es necesario vincularlos al volumen instantáneo de la cámara de combustión, para poder trazar los diagramas p-V indicados, analizar la incidencia de parámetros operativos como la apertura y cierre de válvulas, el adelanto de chispa, y también validar los modelos de CFD. Para ello se acopló al eje del motor un encoder incremental de 1440 pulsos por vuelta y un canal de indexación de 1 pulso por vuelta. El sistema de adquisición es entonces activado por el encoder. Esto asegura que cada ciclo del motor sea muestreado siempre en los mismos volúmenes de la cámara de combustión, equiespaciados en 0.25° de giro del cigüeñal. La adquisición consiste en una placa externa National Instruments 6361 de 16 bits, 8 canales y frecuencia máxima de muestro de 2 Ms/s. Esta frecuencia se divide por canal, de tal forma que disminuye conforme se asignan más canales, lo que genera un retraso entre la toma de datos del primer sensor y del último sensor, para un determinado intervalo angular. Este retraso se puede estimar de forma conservativa en base a la información provista por National Instruments, tomando los valores indicados en la Tabla 2.

Tabla 2. Retraso de mediciones.

Frecuencia de muestreo Ks/s	2000
Número Sensores	8
Retraso [μ s]	3,50

Con estos valores, a la velocidad máxima de operación de 2400 rpm se obtiene un retraso de 0.0504° entre el primer y último dato lo cual está muy por debajo del el retraso máximo admisible de 0.2° establecido por Heywood para el trazado de diagramas p-V [3]. Vale aclarar que el retraso real durante los ensayos será menor ya que las velocidades de operación serán menores y se operará con menos sensores.

2.2.2. Adquisición y procesamiento de datos

Las operaciones de muestreo descritas en la sección previa son controladas por un programa de análisis de combustión desarrollado por la Universidad de Melbourne, Australia. El programa permite configurar diferentes parámetros de la adquisición como la frecuencia de muestreo, el número de canales activos, filtrado de alto orden, tamaño de muestra, etc. Los ensayos pueden configurarse para una cantidad de ciclos fija, referenciados respecto al PMS al final de la etapa de compresión. Para el análisis de los datos de combustión se utilizarán datos de 300 ciclos continuos. El programa además cuenta con diversos algoritmos para el cálculo en tiempo real de distintos fenómenos a partir de los datos muestreados y de parámetros geométricos relevantes del motor, que son ingresados de forma manual y serán descritos a continuación.

Determinación del punto muerto superior (PMS): debido a que la evolución del flujo en la cámara no es isentrópica, en operación motorizada el punto de máxima presión no se corresponde exactamente con el PMS. El método empleado por el programa consiste en agregar un offset constante y pequeño al ángulo de máximo presión, mediante un análisis del usuario del diagrama p-V.

Fracción de masa quemada: este parámetro puede determinarse a partir del análisis de la curva de presión en el cilindro [3]. Se emplea el esquema desarrollado por Rassweiler y Withrow [4]

Inicio y fin de la combustión: El inicio de la combustión es calculado según la propuesta de Heywood [3] de que el inicio de la combustión puede identificarse como el fin de la región lineal de la curva logarítmica de la presión en función del volumen durante el tiempo de compresión. El fin de la combustión es determinado con el método de Brunt y Emtage [5]

Autoencendido: la detección del autoencendido y su intensidad se realiza a partir del cálculo de la primera derivada de la presión, es decir, a partir de la tasa de aumento de la presión, aplicando un valor límite pasado el cual se identifica un evento de autencendido.

Otros parámetros calculados son la velocidad del motor, la presión media efectiva y el índice politrópico de compresión [3,5].

2.3. Relevamiento de geometría

El programa de mallado que se utilizará para la simulación computacional es el snappyHexMesh del OpenFOAM. El programa, mediante el ajuste de diferentes parámetros, permite el mallado automático de geometrías complejas a partir de un archivo de geometría de extensión .stl. La digitalización de la geometría se realizó mediante el relevamiento manual y/o electrónico de los distintos componentes que afectan el flujo en todo el circuito del motor. El relevamiento de las geometrías del múltiple de admisión, mariposa, cámara de combustión y múltiple de admisión se realizó de forma manual y se digitalizó utilizando CATIA V5. La Figura 2 muestra algunas de las geometrías digitalizadas.

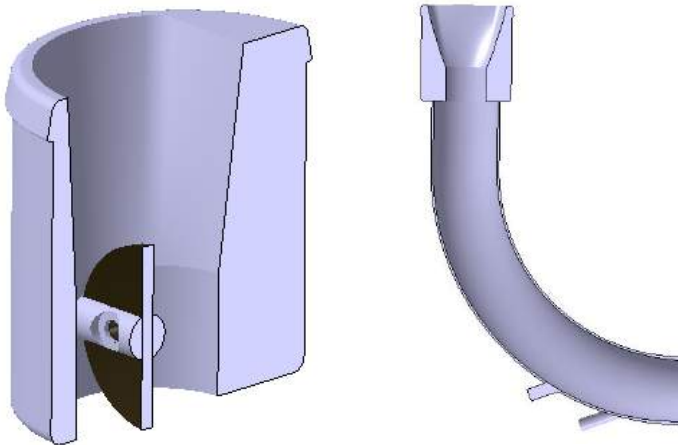


Figura 2. Mariposa y Múltiple de admisión (con mariposa).

Los conductos de admisión y escape de la tapa de cilindros son geometrías complejas de difícil acceso por lo que se procedió a realizar un molde de ambos conductos en caucho de siliconas. Este material es un elastómero de dos componentes líquidos que vulcaniza a temperatura ambiente y por su fluidez da un molde con un muy buen detalle. Una vez curado, la elevada elasticidad del material permitió la extracción del molde sin deformación. Luego, los moldes fueron relevados utilizando un brazo medidor FARO Edge, que genera una nube de puntos que representa la superficie del molde, con una precisión máxima de 0.024mm. La precisión real de la medición es menor debido a la manipulación del brazo, la deformación elástica del molde debido a su propio peso y pequeñas irregularidades en la superficie del molde. Sin embargo, la precisión de las mediciones se consideró suficiente para la simulación computacional. La nube de puntos fue pre-procesada con el software Geomagic y luego procesada con CATIA para obtener el .stl requerido por el software de mallado. La Figura 4 muestra el molde y su consecuente digitalización para el canal de admisión. En todos los casos, siempre que fuera posible, las mediciones del brazo fueron cotejadas con mediciones de calibre y micrómetro. Las válvulas de admisión y escape también fueron relevadas con el brazo Faro. En la Figura 5 se muestra toda la digitalización de la geometría del motor.



Figura 4. Molde de silicona y digitalización del canal de admisión de la tapa de cilindros.

3. Resultados preliminares y análisis

Con la digitalización de la geometría finalizada, se procedió a ensayos de flujometría tanto en el circuito de admisión como en el de escape a modo de generar la base de datos necesaria para la validación de la metodología de malla y de los modelos computacionales del flujo junto a las técnicas de discretización.

Por otro lado, se procedió a relevar la evolución de presión en la cámara de combustión modificando el tiempo de encendido y otras variables de control. Esto permitió poner a punto el sistema de adquisición detallado en las secciones previas.

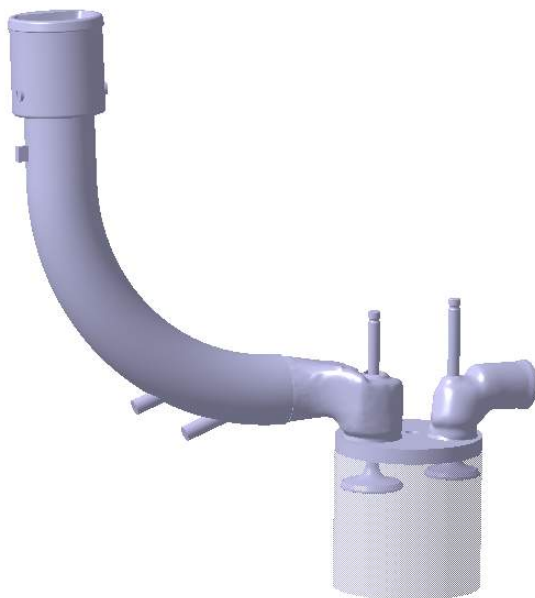


Figura 5. Geometría completa del motor.

3.1. Caracterización de la admisión

Los ensayos se realizaron en un flujómetro Superflow SF-600E. Durante los mismos se fija una presión manométrica, positiva o negativa, regulando el caudal que circula a través del elemento a ensayar. Para optimizar la regulación, el flujómetro requiere ser configurado manualmente a través de diferentes válvulas y comandos. De este modo, el error en la medición del caudal depende del rango configurado, según se consigna en la Tabla 3.

Tabla 3. Error Flujómetro.

Rango máximo [10 ⁻³ m ³ /s]	Error [10 ⁻³ m ³ /s]
18	0,108
35	0,21
70	0,42
600	3,6
450	2,7
600	3,6

Las mediciones de presión y caudal fueron complementadas con información de una estación meteorológica Luft, de modo de poder obtener las propiedades de transporte, viscosidad y densidad, del aire corregidas por presión, humedad relativa y temperatura. Las propiedades del aire fueron calculadas con correlaciones de aire húmedo [6]. Durante los ensayos, que se realizaron en distintos momentos del mes, se registraron mayormente variaciones en la humedad ambiente (46% a 76%) las cuales derivaron en variaciones en los resultados del 12.3% y 3.3% para la densidad y viscosidad respectivamente. El error de los valores medidos es ± 0.05 kPa, ± 2 % y ± 0.5 °C.

Primero se realizó la flujometría del canal de admisión regulando la apertura de la válvula con un mecanismo que actuaba sobre el vástago mediante un tornillo de paso fino. La apertura se midió con un comparador apoyado normalmente a la superficie de la válvula, lo que permitió medir el desplazamiento con una precisión de 0.025 mm. En todos los casos ensayados no se registró que el flujo alterara la posición de la válvula.

La Figura 6 muestra los resultados obtenidos. En esta se observa que el caudal máximo es alcanzado con una apertura de válvula de 10 mm. El rango de número de Reynolds en los ensayos fue de $2.7 \cdot 10^4$ a $9.6 \cdot 10^4$. Es decir, que si se toma como intervalo de transición laminar-turbulento $2300 < Re < 5000$ [7], el flujo en todos los ensayos fue turbulento. +

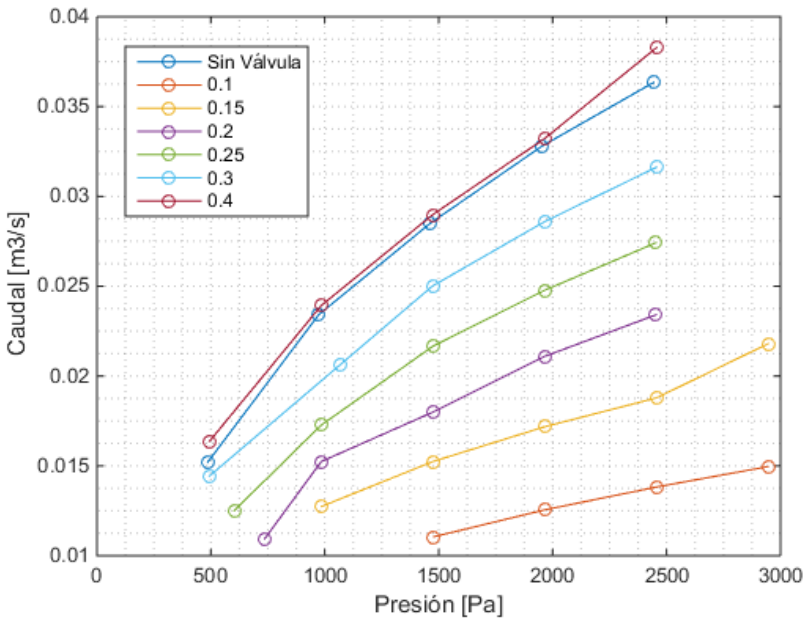


Figura 6. Flujometría de tapa de cilindros.

Luego se procedió a calcular el coeficiente de descarga del flujo, C_D . Este puede expresarse como el cociente entre el caudal medido y el caudal teórico, estimando este último a partir de la expresión ideal de Bernoulli, Ecuación 1,

$$Q_{teo} = A \sqrt{2 \frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

donde Q_{teo} es el caudal teórico, A el área del conducto (tomada aquí como el valor medio), Δp la caída de presión y ρ la densidad del medio. Los resultados, detallados en la Figura 7, muestran que el C_D depende fuertemente del grado de apertura de la válvula, variando poco en el rango de Reynolds ensayado para una apertura dada, según se observa en la varianza representada por las barras en la figura.

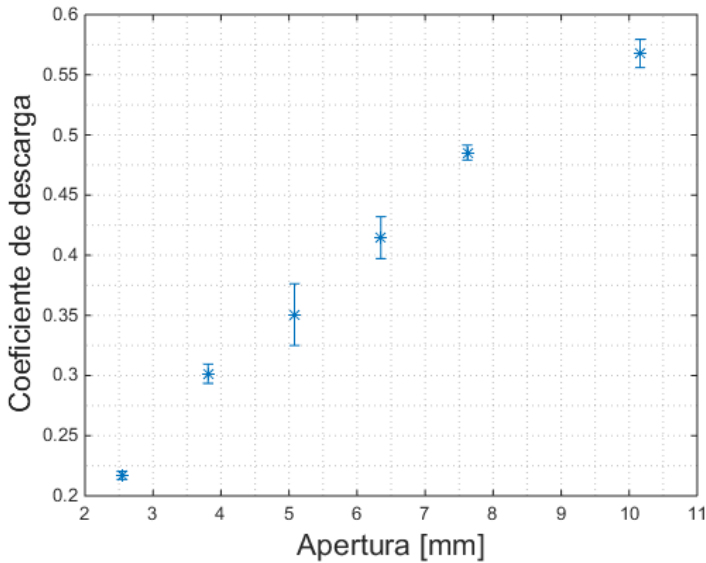


Figura 7. Coeficiente de descarga de la tapa de cilindros.

La flujometría del múltiple de admisión se realizó con y sin filtro de aire a modo de determinar la influencia de este último en el rango de operación del sistema dada la no disponibilidad de un sensor de presión aguas arriba de la mariposa. Para todos los ensayos se fijó una presión de aspiración de 10 kPa. La Figura 8 muestra las curvas características de flujo para distintos grados de apertura de la mariposa. En esta se observa que con una apertura de 75° el flujo se hace independiente de la mariposa para ambos casos, siendo el flujo final 20% mayor para el sistema sin filtro. No obstante, para flujos menores a 0.025 m³/s no se observa ninguna disminución del flujo debido al filtro, con lo que se lo puede suprimir del modelo computacional siempre que se satisfaga esa condición.

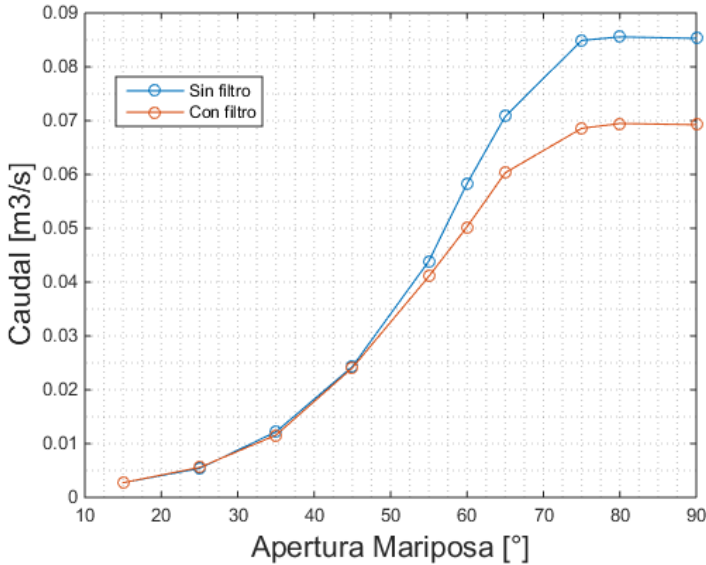


Figura 8. Flujo múltiple de admisión.

Heywood [3] aproxima el flujo de aire que entra a la cámara de combustión usando la siguiente expresión

$$Q = \frac{0.5 N}{60} P * VE * V_D \quad (2)$$

donde VE es la eficiencia volumétrica, V_D es el volumen desplazado en el cilindro, P la presión de aspiración y N la velocidad del motor. Tomando la presión de aspiración como la atmosférica, VE igual a uno y la velocidad máxima del motor, 2400 rpm, se tiene que para el motor ensayado el caudal máximo aspirado es de 0.013 m³/s. Dicho valor es cercano a la mitad del valor de caudal para el cual comienza a apreciarse la presencia del filtro por lo cual se considera válido eliminar dicho componente de todas las simulaciones a realizar.

En cuanto a las características del circuito de admisión completo, se relevaron 50 ciclos de la evolución de la presión en la admisión para distintas aperturas de mariposa con el MCI motorizado a diferentes velocidades. La Figura 9 muestra el ciclo promedio, el de presión máxima y el de presión mínima para el motor operando a 600 rpm. Se puede apreciar que las tres son equivalentes, lo cual establece la alta repetitividad del sistema.

Previo al análisis de los resultados se realizaron diversas verificaciones para comprobar la calidad de las mediciones. Se verificó en todos los casos que el valor medio de la presión sea próximo al reportado por el MAP, que se encuentra conectado a la admisión mediante un pulmón compensador. Luego se analizó las componentes frecuenciales de las señales mediante un algoritmo de Transformada Rápida de Fourier (FFT) implementado en Matlab. En todos los casos se registró que la frecuencia principal es la correspondiente a la frecuencia de apertura de la válvula de admisión, que es la mitad de la frecuencia de giro del motor. La Figura 10 muestra los resultados para los distintos regímenes. Los picos

secundarios se corresponden exactamente con los armónicos de la frecuencia principal. Dado que el muestreo se realiza a una velocidad muy superior a la del tiempo de respuesta del sensor de presión (14.4, 21.6 y 28.8 kHz a 600, 900 y 1200 rpm, respectivamente), este limita la frecuencia de análisis a 500 Hz. Por debajo de esa frecuencia no se observó ninguna componente oscilatoria adicional.

Las curvas de presión obtenidas se graficaron en la Figura 11. Para los casos con mariposa totalmente abierta (WOT) se observa que la presión en el múltiple primero desciende monótonicamente y luego comienza a recuperarse antes del cierre de la válvula de admisión (a 175°). Esto indica que el flujo de aire que ingresa al múltiple a través del conjunto mariposa-filtro es mayor al que circula hacia el interior del cilindro. Las presiones que se obtienen en todos los casos, disminuyen con el aumento de la velocidad, lo que significa que aumenta el caudal aspirado del motor, como fue indicado en la Ecuación 2. Conforme se cierra la mariposa, la presión en el múltiple comienza a disminuir producto de la caída de presión que genera el estrangulamiento. Ocurre un cambio cualitativo en la primera parte de la aspiración, el descenso deja de ser monótono al tener un pico previo al punto de mínima presión. El pico se retrasa conforme aumenta la velocidad del motor. Luego del pico, la presión sigue descendiendo hasta llegar a un valor aproximadamente constante, lo que implica que los flujos de entrada y salida del múltiple están balanceados. Con el cierre de la válvula de admisión la presión comienza a subir.

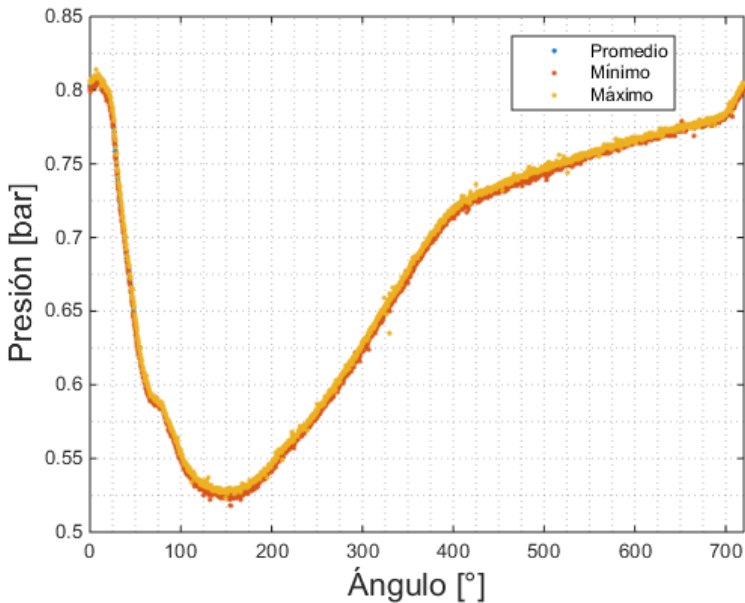


Figura 9. Curvas de presión media, máxima y mínima en el múltiple de admisión.

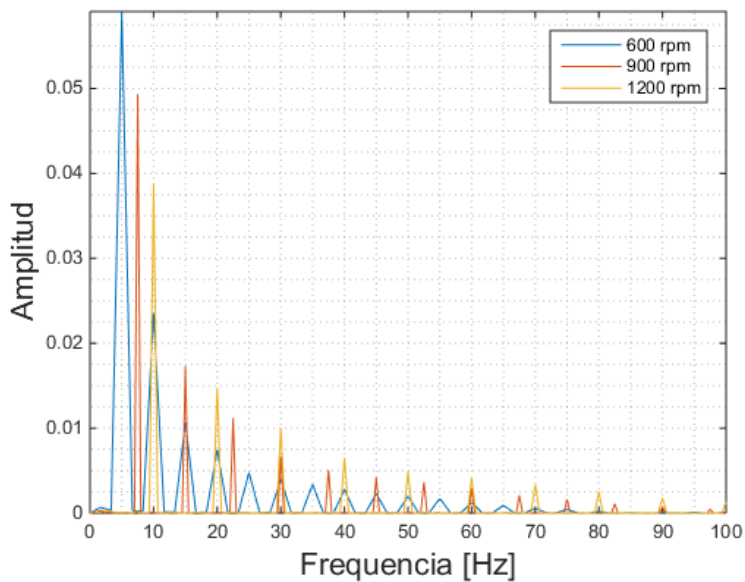


Figura 10. Análisis frecuencial de la señal de presión en el múltiple de admisión.

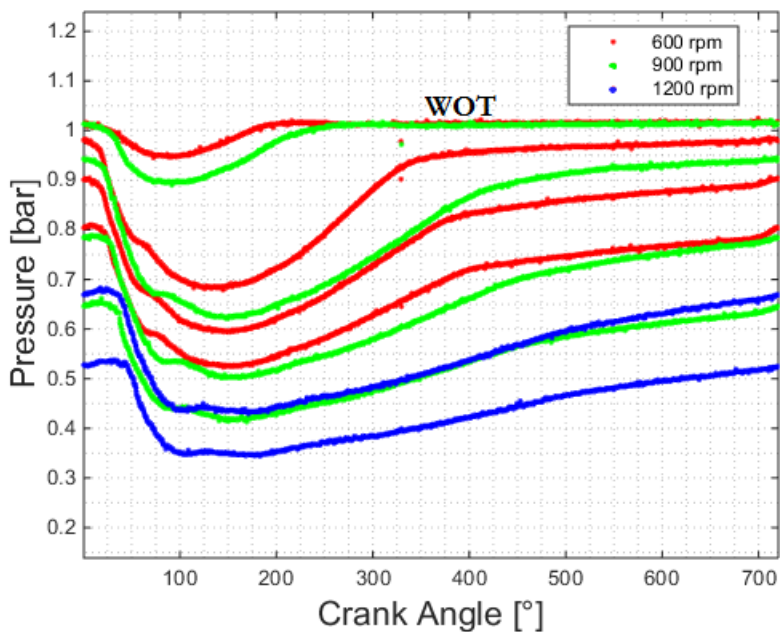


Figura 11. Presión en el múltiple en distintos regímenes.

3.2. Cámara de combustión

Para calibrar el sistema de adquisición de curvas de presión en el interior de la cámara de combustión se operó el motor con gasolina, fijando una presión media en el múltiplo de 60 kPa, una velocidad de giro de 900 rpm y ajustando el tiempo de inyección para operar con $\lambda \approx 1$. En esas condiciones, se modificó en tiempo real el ángulo de avance de encendido. Dado que la duración del ensayo fue corta, los datos mostrados no están termalizados. La Figura 12 muestra un ensamble de los diagramas p-V instantáneos para los distintos avances. El ciclo que da el trabajo mínimo se obtuvo con un avance de 20° y el de trabajo máximo con un avance de 10° , no habiendo diferencias apreciables en la fase de admisión y escape. Esto ocurre porque la combustión y el consecuente ascenso de la presión no son procesos instantáneos y están asociados no solo a las propiedades de la mezcla sino también a las condiciones de operación del motor. Entonces si la combustión se retrasa respecto al PMS, se reduce la presión máxima en el cilindro y el trabajo cedido por los gases al pistón en la etapa de expansión disminuye. En cambio, si la combustión es prematura aumenta el trabajo realizado por el pistón a los gases. En los ensayos, según se observa en la Figura 12, el avance de encendido en exceso tuvo el efecto de reducir la presión máxima en la cámara, al liberarse la mayor parte de la energía de combustión en un volumen de cámara mayor al del PMS.

4. Trabajos futuros

Lo detallado durante este ensayo corresponde a un trabajo de modelado y validación más amplio que apunta a entender en profundidad los mecanismos de transferencia de calor y las estructura del flujo turbulento pertinentes a todo el ciclo de potencia de un motor 4 tiempos alimentado con hidrógeno. La instalación experimental detallada en las secciones previas contempla las herramientas necesarias para determinar los diferentes aspectos y parámetros relacionados con el comportamiento de los gases dentro del motor. Estos incluyen entre otros, el coeficiente de convección entre los gases de escape y las paredes de la cámara de combustión, inferir la escala de los vórtices y eddies del flujo turbulento al igual que su intensidad, la velocidad de propagación de llama, etc. Se buscará mediante la realización de ensayos paramétricos determinar el comportamiento de estos últimos a modo de poder usar los datos obtenidos para posteriormente corroborar el modelo de CFD desarrollado y así generar herramientas que permitan facilitar el desarrollo de nuevas geometrías de cámara que estén optimizadas para el combustible en cuestión.

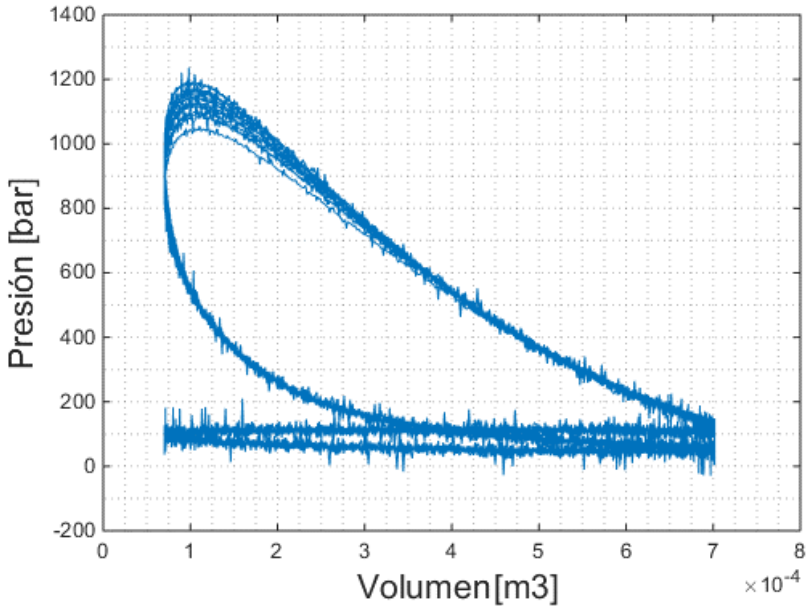


Figura 12. Presión en la cámara para distintos ángulos de avance.

5. Referencias

- [1] "Statistical review of world energy", BP, Technical report, British Petroleum, 2011.
- [2] "CO₂ emissions from fuel combustion", IEA, Technical report, International Energy Agency, 2009.
- [3] Heywood, J. "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.
- [4] Rassweiler, G.M. & Withrow, L., "Motion pictures of engine flames correlated with pressure cards", SAE Transactions, 1938.
- [5] Brunt, M.F.J., & Ematage, A.L., "Evaluation of burn rate routines and analysis errors", SAE paper, 1997.
- [6] Morvay, Z. & Gvozdenac, D., "Applied industrial energy and environmental management", Wiley-IEEE Press, 2008]
- [7] White, F. "Mecánica de fluidos", McGraw-Hill, 2004.
- [8] Demuyck, J., Raes, N., Zuliani, M., De Paepe, M., Sierens, R. & Verhlest, S., "Local heat flux measurements in a hydrogen and methane spark ignition engine with a thermopile sensor".
- [9] Verhelst, S., Maesschalck, P., Rombaut, N. & Sierens, R., "Increasing the power output of hydrogen internal combustion engines by means of supercharging and exhaust gas recirculation", International Journal of Hydrogen Energy, 2009.

MÉTODOS AMIGABLES DE PRODUCCIÓN DE HIDRÓGENO COMO FUENTE DE ENERGÍA LIMPIA

**Diego Venegas¹, Manuel Meléndrez²,
Santiago Celi³, César Ayabaca⁴**

1-Departamento de Ingeniería de Materiales Universidad de Concepción,
Calle Edmundo Larenas 270, Concepción Chile.
diegofvenegas@udec.cl

2-Departamento de Ingeniería de Materiales Universidad de Concepción,
Calle Edmundo Larenas 270, Concepción Chile.
mmelendrez@udec.cl

3-Departamento de Ingeniería Mecánica Universidad Internacional SEK,
Quinta Transversal y Alberto Einstein, Quito Ecuador.
santiago.celi@uisek.edu.ec

4-Departamento de Ingeniería Mecánica Escuela Politécnica Nacional,
Ladrón de Guevara E 11-253, Quito Ecuador.
cesar.ayabaca@epn.edu.ec

Palabras clave: Reducción de contaminantes, producción de hidrógeno, energías renovables.

Resumen

Los últimos años han sido testigos de fenómenos climáticos extremos, la comunidad científica concuerda que uno de los factores que más influencia en este cambio es el uso de energías no renovables por parte del ser humano. Cuando se quema gasolina, se producen entre otros: nitrógeno, vapor y dióxido de carbono, los cuales producen el efecto invernadero, que atrapa la radiación solar en la atmósfera, calentándola [1] [2]. Se hace cada vez mayor la necesidad de apuntar al desarrollo de energías limpias, y que sean benignas en términos de impacto sobre el medio ambiente y el ser humano [3].

El hidrógeno es el más ligero, simple y abundante de los elementos químicos en el universo, y está siendo utilizado como una fuente de energía limpia en términos de emisiones. En la actualidad, el hidrógeno es producido por diferentes fuentes: 48% a partir de gas natural, 30% de aceite, 18% a partir de carbón, y la electrólisis del agua sólo el 4%.

Se produce sólo en combinación con otros elementos, principalmente con oxígeno en agua y con carbono, nitrógeno y oxígeno en materiales vivos y combustibles fósiles. La producción de hidrógeno a partir de gas, petróleo y carbón provoca graves problemas de contaminación por emisiones de carbono, plomo y otros contaminantes [2].

En las celdas de combustible, se combina con el oxígeno sin generar CO₂, el único subproducto es agua. Algunas de las ventajas de la producción de hidrógeno son:

- (i) la seguridad energética mediante la reducción de las importaciones de petróleo,
- (ii) sostenibilidad mediante el aprovechamiento de fuentes de energía renovable,
- (iii) menos contaminación y mejor calidad del aire urbano por la producción de casi cero de carbono, hidrocarburos, gases de efecto invernadero y emisiones NO_x.

- (iv) viabilidad económica en la formación de los futuros mercados energéticos mundiales.
- (v) tiene un alto contenido de energía por unidad de masa en comparación con el petróleo.
- (vi) la hidroelectricidad a partir de hidrógeno se puede utilizar para producir energía a zonas remotas o aisladas [4] [5] [6]

1. Introducción

El presente trabajo pretende mostrar algunos de los métodos de producción de hidrógeno como un elemento portador de una energía limpia y amigable con el medio ambiente, además se presentarán las ventajas y desventajas de cada uno de estos métodos.

Introducción

Los últimos años han sido testigos de fenómenos climáticos extremos, de lo cual la comunidad científica concuerda que uno de los que más influencia en este incremento es el uso de energías no renovables. Cuando se quema gasolina, se producen entre otros: nitrógeno, vapor y dióxido de carbono, los cuales producen el efecto invernadero, que atrapa la radiación solar en la atmósfera, calentándola [1] [2].

Los gobiernos del mundo se están cada vez más preocupando por disminuir el impacto ambiental que se está produciendo por la producción de energía necesaria para satisfacer las necesidades humanas, y por ello se están dictaminando políticas en pro de generar energía con cero o bajo impacto ambiental.

Se hace cada vez mayor la necesidad de apuntar al desarrollo de energías que no degraden el planeta, y que sean benignas en términos de impacto sobre el medio ambiente y el ser humano.

Como el elemento más abundante sobre el universo, al hidrógeno se lo puede encontrar en diferentes sustancias en la naturaleza, siendo el hidrógeno un portador de energía "verde" [7].

a. Breve historia del hidrógeno

Se tienen registros que el hidrógeno ha sido utilizado para usos militares, industriales y comerciales desde el siglo XIX [8]. El hidrógeno se ha utilizado y producido para fines industriales desde 1920 para síntesis de amoníaco, como el amoníaco reemplazada salitre como el material básico para la fabricación de explosivos y fertilizantes. Hasta 1960, se utilizó hidrógeno en muchos países de la forma de gas ciudad (una mezcla de hasta un 50% de hidrógeno, con monóxido de carbono y metano) para el alumbrado público, así como para el suministro de energía en el hogar (cocina, calefacción iluminación).

En la actualidad el hidrógeno se utiliza mayormente para la síntesis de amoníaco y otros fertilizantes nitrogenados, refinación y desulfuración, hidrogenación de los desechos peligrosos, plantas químicas, preparación de alimentos, síntesis de metanol, etanol, síntesis alternativa de combustibles, combustible para cohetes, combustible para motores de combustión interna, hornos industriales de alta temperatura, entre otras aplicaciones. En menor medida, se lo está utilizando en el refinado de metales como níquel, tungsteno, molibdeno, cobre, zinc, uranio y plomo.

En el futuro, es probable que se utilicen como combustible en casi todas las aplicaciones en las que los combustibles fósiles se utilizan hoy en día. Para transportación en particular, el hidrógeno podría ofrecer beneficios inmediatos en términos de reducción de la contaminación y el medio ambiente más limpio [9].

Hoy en día, el hidrógeno es una materia prima importante en la química y la industria del petróleo y es producido por diferentes fuentes, según lo expresado en la Tabla 1.

Tabla 1. Contenido energético de diferentes combustibles [10].

Fuente	Billones de m ³ /año	Porcentaje
Gas natural	240	48
Petróleo	150	30
Carbón	90	18
Electrólisis de agua	20	4
Total	500	100

b. Ventajas de producir hidrógeno

La producción de hidrógeno tiene algunas ventajas entre las que se pueden mencionar:

- i. Es el más ligero, simple y abundante de los elementos químicos en el universo.
- ii. Se produce sólo en combinación con otros elementos, principalmente con oxígeno en agua y con carbono, nitrógeno y oxígeno en materiales vivos y combustibles fósiles.
- iii. Es muy limpio en términos de emisiones lo que conlleva mejor calidad del aire urbano. En las celdas de combustible, se combina con el oxígeno sin generar CO₂, hidrocarburos, gases de efecto invernadero y emisiones NO_x. El único subproducto es agua.
- iv. Seguridad energética mediante la reducción de las importaciones de petróleo,
- v. Sostenibilidad mediante el aprovechamiento de fuentes de energía renovable,
- vi. Viabilidad económica en la formación de los futuros mercados energéticos mundiales.
- vii. La hidroelectricidad a partir de hidrógeno se puede utilizar para producir energía a zonas remotas o aisladas.
- viii. Alto contenido de energía por unidad de masa en comparación con el petróleo. La Tabla 2 muestra la comparación entre los diferentes valores de aporte de energía que tienen diferentes combustibles [4] [5] [6].

Tabla 2. Contenido energético de diferentes combustibles [6].

Combustible	Contenido energético (MJ / kg)	Combustible	Contenido energético (MJ / kg)
Hidrógeno	120	Etanol	29,6
Gas natural licuado	54,4	Metanol	19,7
Propano	49,6	Coke	27
Gasolina automotriz	46,4	Madera (seco)	16,2
Diésel automotriz	45,6	Bagazo	9,6

c. Desventajas de producir hidrógeno

La seguridad energética y aspectos ambientales de varios métodos de producción de hidrógeno han sido el problema más crítico que debe ser resuelto antes de establecer una técnica de producción de hidrógeno que sea económicamente viables[2].

El almacenamiento de hidrógeno también es uno de los principales problemas que afectan el futuro economía del hidrógeno. Las instalaciones para almacenamiento de hidrógeno, tanto para régimen estacionario y para aplicaciones móviles, son complicadas debido a su muy bajo punto de ebullición (20,2 K) y muy baja densidad, tanto en forma de gas (0,09 kg / Nm³ (kilogramo por metro cúbico normal)) y un líquido (70,9 kg / Nm³). Se pueden almacenar físicamente cambiando sus condiciones de estado (temperatura, presión, fase), y la química o físico-químicamente en diversos compuestos sólidos y líquidos (hidruros metálicos, nanoestructuras de carbono, borohidruros, metano, metanol, hidrocarburos ligeros).

El hidrógeno es actualmente almacenada en los vehículos como un gas en cilindros de alta presión (de hasta 700 bar) o como un líquido a 20 K en los embalses criogénicos [11].

Dado que el hidrógeno tiene la más pequeña molécula que tiene una mayor tendencia escapar a través de pequeñas aberturas que otros combustibles líquidos o gaseosos. Basado en las propiedades de hidrógeno tales como la densidad, la viscosidad, y coeficiente de difusión en el aire, la propensión de hidrógeno a la fuga a través de agujeros o juntas en líneas de combustible de presión puede ser sólo 1,26 a 2,8 veces más rápido que una fuga de gas natural a través del mismo agujero.

Algunos aceros de alta resistencia son propensos a la fragilización por hidrógeno. La exposición prolongada al hidrógeno, en particular en altas temperaturas y presiones, pueden hacer que el acero pierda fuerza, que finalmente lo lleve a romperse.

Otro peligro potencial es una violenta explosión de un punto de ebullición vapor de expansión de líquido en caso de un fallo de la válvula de alivio de presión [12].

2. Métodos de producción de hidrógeno

Al ser el elemento más abundante de la naturaleza, el hidrógeno está presente en muchas de las cosas que nos rodean, por tanto existen varias fuentes primarias para su obtención, las cuales se las puede ver en la Figura 1.

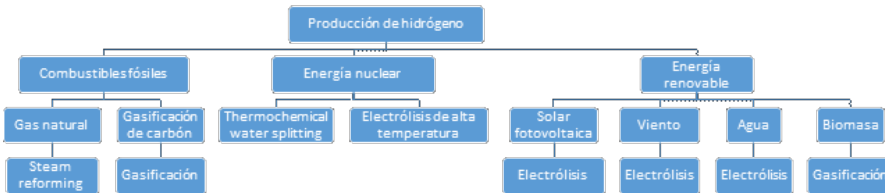


Figura 1. Métodos de producción de hidrógeno [7].

a. Combustible fósil reformado

Es un método de producción de hidrógeno a partir de combustibles fósiles. Siendo el procedimiento menos costoso y más común para generar hidrógeno a partir de combustibles fósiles [7].

Se emiten hidrógeno (H_2), monóxido de carbono (CO) y dióxido de carbono (CO_2). En este procedimiento, el gas natural (CH_4) debe ser limpiado de impurezas, se lo mezcla con carbón y se lo hace circular por un reactor (fuente de calor externa). [13].

b. Gasificación de carbono

Las grandes reservas mundiales de carbono hacen que este sea un procedimiento comercialmente viable a escala industrial. Durante este procedimiento se oxida parcialmente al carbono con vapor y oxígeno en un reactor de alta presión y temperatura [7].

En la gasificación, el carbón es parcialmente oxidado con vapor y los productos son principalmente H_2 , CO, mezclado con vapor y CO_2 (gas de síntesis). Este gas de síntesis va a través de una reacción de desplazamiento con el fin de aumentar el paso de hidrógeno.

El producto de gas puede ser procesado y limpiado en los casos donde hay una necesidad de recuperar el azufre elemental o ácido sulfúrico. A pesar de algunas ventajas de la gasificación de carbón, debido al alto contenido de carbono del carbón, este método provoca mayores emisiones de CO_2 en comparación con otras tecnologías de producción de hidrógeno disponibles.

En la actualidad, el coste de este proceso es ligeramente superior al del gas natural reformado con vapor, sin embargo los costos de la materia prima son más bajos, por lo que se lo hace viable a gran escala [13].

c. Thermochemical water splitting

La producción de hidrógeno es posible a través de diversos esquemas basados en energía nuclear. Estos incluyen la conversión térmica nuclear de agua utilizando diferentes procesos químicos, tales como el ciclo de sodio-yodo, electrólisis del agua utilizando energía nuclear [9].

Es un ciclo termoquímico que divide el agua y no requiere catálisis para conducir el producto químico. Excepto el agua, que es la fuente de material de la producción de hidrógeno, todos los productos químicos utilizados en la termoquímica pueden ser reciclados. Entre las ventajas de este proceso se pueden mencionar las siguientes:

- No hay necesidad de membranas de separación entre el O_2 y el H_2
- Temperatura razonable entre 600 - 1200 K
- Bajo requerimiento de energía eléctrica [14].

d. Electrólisis a alta temperatura

Es un método de electrólisis donde el vapor se disocia a H_2 y O_2 a temperaturas entre 700 y 1000 °C. Se lo considera como más eficiente comparado con la electrólisis a temperatura convencional.

Aquí el agua se convierte en vapor utilizando energía térmica. Los componentes del sistema son calentados: directamente por el suministro de vapor o indirectamente por el calor a transferir. Por lo tanto la necesidad de energía eléctrica en este tipo de electrólisis es menor que en la electrólisis convencional. Otra ventaja de este método es la posibilidad de lograr emisiones de gases de efecto invernadero cero cuando se tiene una fuente de calor limpia (solar, geotérmica, y/o nucleares).

Los retos que tiene este proceso hacia el futuro son:

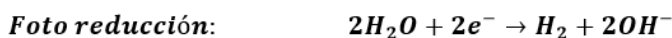
- Desarrollo electrolito químicamente estable con alta conductividad iónica y baja conductividad electrónica,
- Lograr que sea químicamente estable el electrodo en la reducción en ambientes altamente oxidantes
- Lograr ambientes químicamente estables a altas temperaturas [13].

e. Electrólisis PV

Electrólisis PV es uno de los métodos de producción de hidrógeno más caros; aproximadamente 25 veces mayor que la de las alternativas de combustibles fósiles, por lo que económicamente no es un procedimiento viable para producción de hidrógeno. Sin embargo se espera que con el desarrollo de la tecnología este procedimiento pueda reducirse a 6 la razón entre este método y la producción de hidrógeno por combustibles fósiles.

La fotocatalisis convierte la energía fotónica (viene de la irradiación solar) en energía química (hidrógeno). La energía transportada por el fotón es proporcional a la frecuencia de la radiación dada por hn donde h es la constante de Planck y n es la frecuencia. Cuando un fotón golpea el fotocatalizador, un par electrón-hueco se genera y se obtiene carga eléctrica que se utiliza para disociar agua.

Para que un fotocatalizador pueda dividir el agua y generar hidrógeno, debería tener una brecha de banda adecuada y correctamente ubicadas las bandas de conducción para reacciones de oxidación/reducción, cuyas ecuaciones se pueden escribir como:



Las celdas fotoelectroquímicas (PEC) convierten la energía solar en un portador de energía a través de la luz que es la que estimula los procesos electroquímicos, combinando ambos procesos en una sola unidad. Esta es una clara ventaja de PEC, ya que no requieren un generador de energía separado tal como una célula PV y por lo tanto son más compactos [13].

En un futuro la energía solar puede convertirse en la mejor opción del futuro por varias razones:

- Es la más abundante fuente de energía renovable.
- Fuente de energía en forma de calor y luz.
- Es de libre disposición en casi todos los lugares del planeta.
- Actualmente es un mercado todavía por explotar, en su mayoría está siendo desperdiciada [15].

El principal problema que tiene generar energía a partir de PV es la baja eficiencia en la captura de la energía, debido a la fluctuación del flujo solar, sobre todo en países de cuatro estaciones, en época de otoño e invierno. Para disminuir este inconveniente, se está desarrollando un concepto de seguimiento para aumentar la captación de energía solar disponible.

f. Energía eólica

La energía eólica utiliza la potencia disponible en el viento para hacer girar una turbina y producir electricidad. La mayoría de las turbinas modernas utilizan un diseño de la turbina de eje horizontal. Las turbinas eólicas son típicamente montadas en grandes grupos para formar grandes parques eólicos.

El viento es una forma indirecta de energía solar en el que aproximadamente el 2% de toda la radiación solar en la superficie de la tierra se convierte en la energía cinética del aire que se mueve con aproximadamente 30% de esta energía. El potencial eólico estimado en Estados Unidos se estima en 10.777 TW h/año, que es dos veces y media más energía que la de la producción de energía eléctrica en 2007 [16].

g. Electrólisis de agua

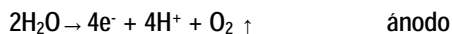
Este procedimiento no requiere ninguna pieza móvil y aplica una corriente eléctrica directa (DC), lo que lo hace que la producción de hidrógeno por este método sea muy sencilla. La descomposición electroquímica del agua es confiable y limpia. La eficiencia de obtención de hidrógeno es muy alta (99,999 %) [4] [17].

Dependiendo del pH que tiene el medio acuoso, la electrólisis de agua puede clasificarse como AWE (medio alcalino) o PEWE (medio ácido) [13].

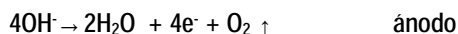
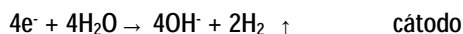
La electrólisis del agua alcalina ha sido ampliamente utilizado en la aplicación industrial y para un gran número de unidades construidas ya en servicio, mientras que la electrólisis del agua PEWE todavía tienen una aplicación limitada en términos de capacidad de producción debido a la vida útil que es muy limitada y la corrosión de las celdas.

El principio de la electrólisis es que se producen reacciones de oxidación y reducción, conocidas como reacciones anódica y catódica, las cuales se pueden describir mediante las siguientes ecuaciones [3] [8]:

PEWE:



AWE:



La eficiencia y la densidad de corriente son los parámetros más importantes. Se utilizan catalizadores con el fin de aumentar la densidad de corriente y velocidad de las reacciones de electrólisis, siendo muy común la utilización del platino como catalizador [13] [8].

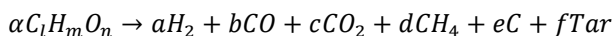
h. Conversión termoquímica de biomasa, gasificación, y reformado de biocombustible

La biomasa puede ser considerada como la mejor opción y tiene la mayor potencial, que cumple con los requisitos de energía y podría asegurar de suministro de combustible en el futuro. Los recursos energéticos de la biomasa comprenden 220 millones de toneladas de secado en horno de la producción primaria anual. El futuro potencial de la biomasa podría alcanzar hasta 25% de mundial de energía primaria para el año 2050 con el uso de los bosques y residuos urbanos, además de cultivos energéticos perennes [11].

Tecnologías de conversión de biomasa se dividen en dos categorías: procesos bioquímicos y procesos termoquímicos. Los procesos termoquímicos tienden a ser menos caros porque pueden ser operados a temperaturas más altas y por lo tanto logran una mayor velocidad de reacción. Se puede tener procesos de gasificación o pirólisis (calentamiento de biomasa en ausencia de oxígeno) para producir un rico hidrógeno en una corriente de gas conocida como "syngas" (una mezcla de hidrógeno y de monóxido de carbono).

El hidrógeno también puede producirse a partir de material de alimentación biorenovable a través de procesos de conversión termoquímicos como la pirólisis, gasificación de vapor, reformado con vapor de bioaceites y gasificación supercrítica de la biomasa del agua [9].

Cuando se utiliza la biomasa para extraer hidrógeno, el contenido de humedad debe mantenerse por debajo de un cierto nivel mediante secado. La reacción para conversión de biomasa es:



Dónde:

$C_l H_m O_n$	Simbolo químico general de la biomasa.
Tar	Producto no deseado de la reacción.

Se utilizan catalizadores con el fin de controlar, minimizar y prevenir la formación de alquitrán en esta reacción.

Algunos de los ejemplos de biomasa sólida son el aserrín de madera y caña de azúcar y biomasa líquida son el etanol y el metanol [13].

3. Conclusiones

Se ve la necesidad de realizar mayores investigaciones con el fin de desarrollar métodos de producción de energías más limpias, que puedan suplir con la demanda de energía que tiene el ser humano.

El hidrógeno es considerado el elemento del presente y futuro como un productor de energía limpia y amigable con el planeta, sin embargo, está el reto por hacer de este elemento una fuente económicamente más rentable.

Existen varias formas de producción de hidrógeno como fuente de energía renovable, dependerá de la disponibilidad de equipos y laboratorios para poder realizar mayores estudios a profundidad con el fin de incrementar la eficiencia en los procesos.

Todavía están pendientes mejorar la eficiencia y la seguridad en los métodos de producción y distribución de hidrógeno.

4. Referencias

- [1] Copa Airlines, "Panorama de las Américas," *Energías verdes*, p. 234, 2015.
- [2] M. Shahid, "Production and Enhancement of Hydrogen From Water : A Review," vol. 134, no. September, pp. 1–4, 2012.
- [3] E. Fabbri, "Catalysis Science & Technology Developments and perspectives of oxide-based," *Catal. Sci. Technol.*, vol. 4, pp. 3800–3821, 2014.
- [4] C. F. Pérez-brokate, É. Mahé, D. Féron, and J. De Lamare, "Cyclic voltammetry simulations with cellular automata," vol. 11, pp. 269–278, 2015.
- [5] M. Becherif, H. S. Ramadan, K. Cabaret, F. Picard, N. Simoncini, and O. Bethoux, "Hydrogen Energy Storage : New Techno-Economic Emergence Solution Analysis," *Energy Procedia*, vol. 74, no. 0, pp. 371–380, 2015.
- [6] J. A. Turner, "Sustainable Hydrogen Production," no. September 2004, 2016.
- [7] C. Acar and I. Dincer, "ScienceDirect Comparative assessment of hydrogen production methods from renewable and non-renewable sources," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 39, no. 1, pp. 1–12, 2013.
- [8] K. Mazloomi, N. Sulaiman, and H. Moayedi, "Electrical Efficiency of Electrolytic Hydrogen Production," vol. 7, pp. 3314–3326, 2012.
- [9] S. Sharma and S. Krishna, "Hydrogen the future transportation fuel : From production to applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 43, pp. 1151–1158, 2015.
- [10] M. Balat, "Potential importance of hydrogen as a future solution to environmental and transportation problems," vol. 33, pp. 4013–4029, 2008.
- [11] H. Balat and E. Kırtay, "Hydrogen from biomass e Present scenario and future prospects," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 14, pp. 7416–7426, 2010.
- [12] P. Beach, "Towards a Hydrogen Economy," no. 5, 2005.
- [13] I. Dincer and C. Acar, "ScienceDirect Review and evaluation of hydrogen production methods for better sustainability," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 40, no. 34, pp. 11094–11111, 2015.
- [14] I. Dincer, "Green methods for hydrogen production," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 2, pp. 1954–1971, 2011.
- [15] N. Kannan and D. Vakeesan, "Solar energy for future world : - A review," vol. 62, pp. 1092–1105, 2016.
- [16] J. R. Bartels, M. B. Pate, and N. K. Olson, "An economic survey of hydrogen production from conventional and alternative energy sources," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 35, no. 16, pp. 8371–8384, 2010.
- [17] J. Turner, G. Sverdrup, M. K. Mann, P. Maness, B. Kroposki, M. Ghirardi, R. J. Evans, and D. Blake, "Renewable hydrogen production," no. February 2007, pp. 379–407, 2008.

OBTENCIÓN Y CARACTERIZACIÓN DE UNA EMULSIÓN AGUA-BIODIESEL

Luis Eduardo Llano¹, Vladimir Prada Jiménez²,
Natalia Rueda Jiménez³

1-Facultad de Ingeniería, Programa de Ingeniería en Mecatrónica,
Universidad Militar Nueva Granada, Carrera 11 # 101 - 80, Bogotá D.C., Colombia.
luis.llano@unimilitar.edu.co

2-Facultad de Ingeniería, Programa de Ingeniería en Mecatrónica,
Universidad Militar Nueva Granada, Carrera 11 # 101 - 80, Bogotá D.C., Colombia.
vladmont@gmail.com

3-Facultad de Ingeniería, Programa de Ingeniería en Mecatrónica,
Universidad Militar Nueva Granada, Carrera 11 # 101 - 80, Bogotá D.C., Colombia.
u1800670@unimilitar.edu.co

Palabras clave: Biodiesel, biocombustible, densidad, emulsión, emulsionante.

Resumen

Este documento describe los resultados del proceso de obtención de la emulsión biodiesel-agua en el que se busca lograr un combustible no fósil cuyas características cumplan con su posible uso en motores diesel garantizando una menor cantidad de emisiones tóxicas al medio ambiente, para ello se realizan pruebas con diferentes proporciones, habiendo escogido con anterioridad el emulsionante correcto para esta aplicación.

1. Introducción

Las emulsiones tienen diversas aplicaciones en diferentes áreas de la ciencia y tecnología, ejemplos de ello son la mantequilla y la margarina, la leche y crema, el expreso, la mayonesa, el lado foto sensitivo de la película fotográfica, el magma y el aceite de corte usado en metalurgia. El uso de las emulsiones data desde el año 9000 A.C. cuando se descubrió la margarina en la antigua Mesopotamia.

Mundialmente el desarrollo de energías limpias y renovables, ha venido aumentando como consecuencia de los efectos que tienen las antiguas maneras de obtener energía, más precisamente, las que tienen relación con los combustibles fósiles, como el carbón, el petróleo y el gas natural. El uso a gran escala de estas fuentes energéticas causa daños devastadores en diversos factores que afectan algunas condiciones del medio ambiente que logran la vida en el planeta, por esta razón el proyecto busca la obtención de un combustible no fósil que genere pocas emisiones tóxicas al medio ambiente contribuyendo así a la preservación de la naturaleza y evitando la aceleración del calentamiento global.

2. Emulsiones

Una emulsión es una mezcla de dos líquidos inmiscibles de manera más o menos homogénea. Un líquido (la fase dispersa) es dispersado en otro (la fase continua o fase dispersante). El proceso en el que se preparan las emulsiones se llama emulsificación. Las emulsiones son parte de una clase más genérica de sistemas de dos fases de materia

llamada coloides. Aunque que el término coloide y emulsión son usados a veces de manera intercambiable, las emulsiones tienden a implicar que tanto la fase dispersa como la continua son líquidos [2].

Existen tres tipos de emulsiones inestables:

- *Floculación*: Las partículas forman masa
- *Cremación*: Las partículas se concentran en la superficie (o en el fondo, dependiendo de la densidad relativa de las dos fases) de la mezcla mientras permanecen separados
- *Coalescencia*: Las partículas se funden y forman una capa de líquido.

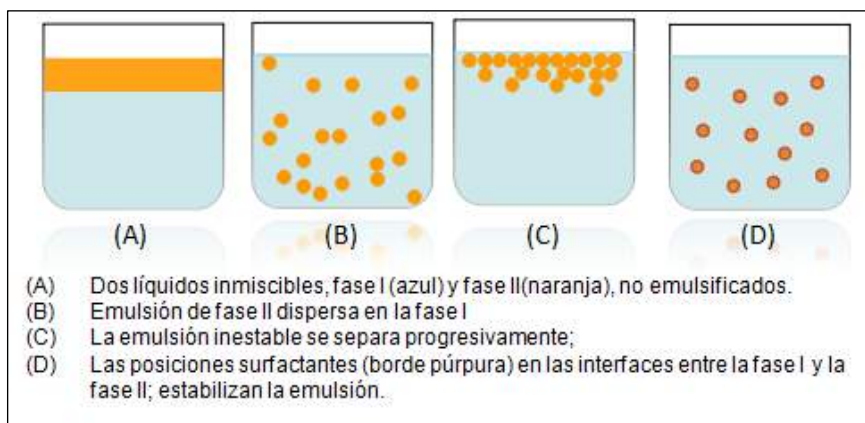


Figura 1. Emulsificación.

Cuando una emulsión se torna en una emulsión de agua en aceite o en una emulsión de aceite en agua depende de la fracción del volumen de ambas fases y del tipo de emulsificador.

El color básico de las emulsiones es el blanco. Si la emulsión es diluida, el efecto Tyndall esparce la luz y distorsiona el color a azul; si es concentrado, el color se distorsiona hacia el amarillo. Este fenómeno se puede ver fácilmente al comparar la leche desnatada (sin o con poca grasa) con la crema (con altas concentraciones de grasa láctea).

3. Biodiesel-Agua

Las emulsiones biodiesel-agua han sido el fruto de años de investigaciones realizadas principalmente con el fin de encontrar un sustituto no contaminante para los combustibles diésel. Estas emulsiones son definidas como sistemas termodinámicamente inestables y son constituidas por una suspensión de partículas líquidas de agua dentro del combustible líquido diésel, los cuales no son miscibles y están compuestos típicamente entre 10 a 20 % asa/masa agua mezclada con diversos aditivos específicos y un emulsionante para estabilizar la emulsión. Las moléculas de esta sustancia son parte de una molécula soluble en agua y otra en aceite lo que forma una película interfacial alrededor de las gotas.

Cuando se introduce en la cámara de combustión del motor el agua contenida en la emulsión es sometida a un cambio rápido de temperatura lo que provoca un cambio rápido de fase desde líquido comprimido hasta vapor de agua recalentado, similar a una expansión brusca, el combustible que rodea las micro gotas de agua en la emulsión es dispersado y pulverizado a través de la cámara de combustión del motor, consiguiendo de esta manera que la superficie efectiva de reacción de combustión aire-combustible aumente significativamente así como la turbulencia, permitiendo así una combustión más completa y menor cantidad de material particulado contaminante.

Otra característica benéfica es que el agua dentro de la cámara de combustión disminuye la temperatura máxima del ciclo, lo que reduce la producción de óxidos de nitrógeno e incrementa la eficiencia térmica del ciclo diésel [1].

4. Proceso de obtención

Después de obtener el biodiesel a partir de aceite de cocina se le realiza un lavado mediante un embudo de precipitado hasta obtener agua de lavado lo más clara posible u obtener pH neutro, después se le realiza centrifugado con el fin de quitarle residuos de glicerina. (Ver Figura 2, 3 y 4).

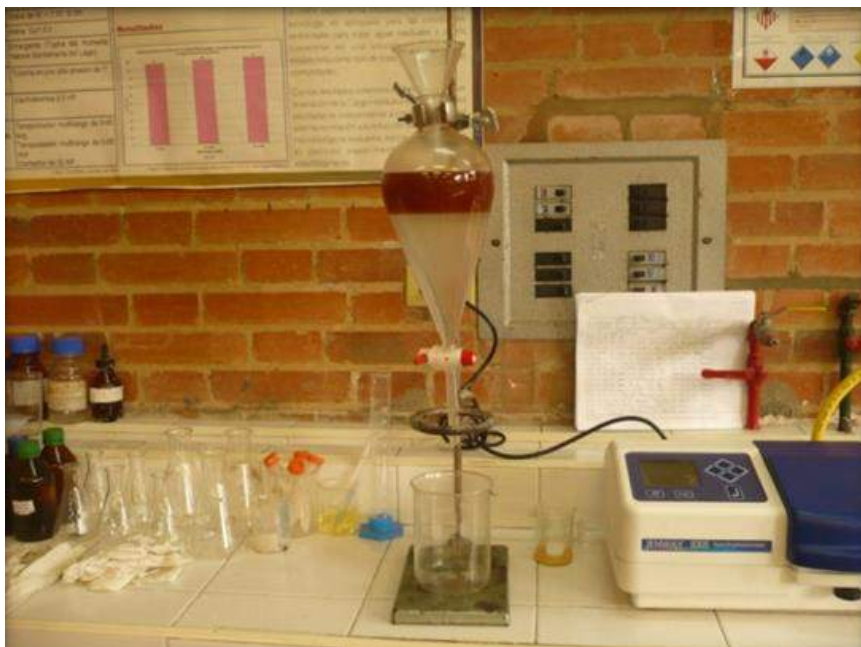


Figura 2. Lavado de Biodiesel.



Figura 3. Instrumento para medición del pH.



Figura 4. Biodiesel Lavado y centrifugado.

Con el biodiesel procesado (lavado y centrifugado) se procedió a hacer pruebas con el nonil fenol etoxilado trabajando como emulsionante y agua. Se comenzó determinando que tipo de emulsión se podía obtener entre biodiesel-agua o agua-biodiesel en las siguientes proporciones:

- Prueba 1: 25% Biodiesel – 75% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 2: 50% Biodiesel – 50% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 3: 75% Biodiesel – 25% Agua – 1% Emulsionante

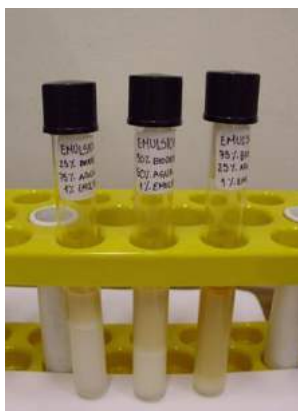


Figura 5. Resultados de las pruebas 1, 2 y 3.

Se obtuvo un mejor resultado en la Prueba 3 determinando que la mejor emulsión es agua en biodiesel. De acuerdo a este resultado se decide realizar una prueba para determinar el comportamiento del emulsionante entre biodiesel y diesel con esta misma proporción, obteniendo el siguiente resultado:

- Prueba 4: 75% Biodiesel – 25% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 5: 75% Diésel – 25% Agua – 1% Emulsionante

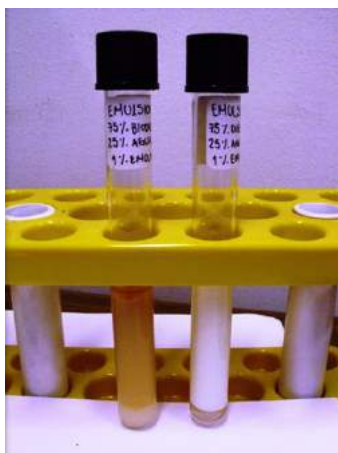


Figura 6. Resultados de las pruebas 4 y 5.

De las Pruebas 4 y 5 se determina que el emulsionante funciona tanto en biodiesel como en diesel de manera adecuada, es decir, sin producir grumos y con una baja viscosidad. Partiendo que la emulsión es agua en biodiesel se procedió a determinar una proporción

más específica en la cual se obtenga una mejor emulsión, variando el porcentaje entre los dos elementos de la siguiente manera:

- Prueba 6: 80% Biodiesel – 20% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 7: 85% Biodiesel – 15% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 8: 90% Biodiesel – 10% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 9: 95% Biodiesel – 5% Agua – 1% Emulsionante



Figura 7. Resultado de las pruebas 6, 7,8 y 9.

De estas pruebas la mejor emulsión fue de la prueba 6. Con esta prueba se pudo determinar que en la reacción quedaba agua sin emulsionar, por lo cual se procedió a variar la proporción entre agua y biodiesel en un rango entre 80% y 85% de biodiesel y la proporción de emulsionante entre 0.5% y 1%.

- Prueba 10: 80% Biodiesel – 20% Agua – 0.8% Emulsionante
- Prueba 11: 80% Biodiesel – 20% Agua – 0.5% Emulsionante
- Prueba 12: 82% Biodiesel – 18% Agua – 1% Emulsionante
- Prueba 13: 82% Biodiesel – 18% Agua – 0.8% Emulsionante
- Prueba 14: 82% Biodiesel – 18% Agua – 0.5% Emulsionante

Después de 72 horas de realizada las emulsiones como se puede apreciar en la figura 8 la prueba 14 con unas proporciones de 82% Biodiesel – 18% Agua – 0.5% Emulsionante presento el mejor resultado debido a que la emulsión se mantuvo sin separación de agua y biodiesel.

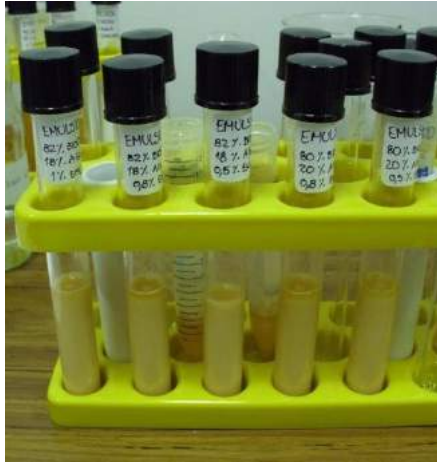


Figura 8. Resultado de las pruebas 10, 11, 12,13 y 14.

5. Resultados

El combustible obtenido fue puesto a prueba en un motor diésel mono cilíndrico con un desplazamiento de 300 centímetros cúbicos que genera 6 caballos de potencia. No se presentaron funcionamientos erróneos ni fallas en los sistemas del motor, se destacó la facilidad de arranque en frío del motor y la notable disminución de opacidad en los gases de escape.



Figura 9. Motor diésel del laboratorio de térmicas en el que se realizó la prueba.

Adicionalmente se solicitó la caracterización de dos diferentes sustancias Biodiesel y emulsión Biodiesel-agua lo cual arrojó los siguientes resultados.

Tabla 3. Caracterización Biodiesel.

Prueba Técnica	Norma ASTM	Resultado
Densidad (Kg/m ³ @15.56°C)	D-287	904.0
Grados API	D-287	25
Punto de Inflamación (°C @101.325KPa)	D-92	153
Punto de Combustión (°C @ 101.325KPa)	D-92	188
Viscosidad (cSt @ 40°C)	D-445	9.23
Curva de destilación	D-86	

Durante el proceso de medición de la curva de destilación, se expande de forma violenta generando transferencia de muestra líquida al destilado. Por tanto al no medir el punto medio de ebullición no puede calcularse el índice del cetano.

Tabla 4. Caracterización Biodiesel-Agua.

Prueba Técnica	Norma ASTM	Resultado
Densidad (Kg/m ³ @15.56°C)	D-287	895.0
Grados API	D-287	26
Punto de Inflamación (°C @101.325KPa)	D-92	
Punto de Combustión (°C @ 101.325KPa)	D-92	
Viscosidad (cSt @ 40°C)	D-445	198.5
Curva de destilación	D-86	

Con lo cual se logró observar que para determinar el punto de inflamación y combustión, se produjo ebullición y expulsión de la muestra de la copa, impidiendo su determinación. En la ejecución de la prueba de viscosidad, se obtuvo una reproducibilidad superior a la máxima establecida por la norma, ya que la muestra se adhiere a las paredes del capilar, lo cual modifica la homogeneidad, incidiendo sobre su reproducibilidad. Finalmente en la curva de destilación, la muestra se expandió de forma violenta, generando transferencia de muestra líquida al destilado, impidiendo medir el índice del cetano al no conseguir los datos del punto medio de ebullición.

6. Conclusiones

El biodiesel es un biocombustible alternativo que permite su utilización en la enorme cantidad de motores diésel que circulan a diario por las carreteras, sin necesidad de realizar cambios o conversiones a la configuración mecánica.

Sus grandes ventajas ambientales, mencionado con el ciclo del carbono, que permite su utilización sin alterar las condiciones ambientales. Las ventajas sociales se relacionan a su vez con las económicas, ya que, para la producción del biocombustible se hace necesaria la participación del sector agrícola y su vinculación directa con el sector del transporte el cual genera muchísimos dividendos en la economía de todos los países. Haciendo claridad en las consecuencias que puede causar en el suministro de alimentos y daños en los suelos cultivables de las regiones.

7. Referencias

- [1] Revista Asuntos Diésel, abril 2009, pag 6-141
- [2] <http://dictionary.reference.com/browse/Emulsion>
- [3] Allen M. and Prateepchaikul G., The modelling of the biodiesel reaction. Página consultada el 3 de febrero de 2008. En: http://journeytoforever.org/biofuel_library/modelling.pdf
- [4] ECO2SITE, 2004. Biodiesel en el Mundo. Página consultada el 23 de febrero de 2007. En: <http://www.eco2site.com/informes/biodiesel-m.asp>

UTILIZACIÓN DEL COMBUSTIBLE HÍBRIDO (GNC+H₂) EN MOTORES DE USO VEHICULAR

Ing. Horacio Trigubó, Ing. Nicolás Galante,
Ing. Roberto Franzí, Ing. Sergio Macchello

Departamento de Ingeniería Mecánica – Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Buenos Aires – Av. Medrano 951, CABA.
htrigubo@cedi.frba.utn.edu.ar

Palabras clave: combustibles alternativos, combustible híbrido (GNC + H₂), mezcla pobre, emisiones contaminantes, motor original.

Resumen

La creciente motorización global vehicular, la disminución mundial de las reservas de petróleo y la imperiosa necesidad de restringir la emisión de gases contaminantes, han impulsado el desarrollo de combustibles alternativos en reemplazo de los tradicionales.

Por lo mencionado, el grupo de investigación "Combustibles Alternativos" ** del Dpto Ing. Mecánica de la FRBA/UTN y promocionado por CNEA-IEDS*, trabajó en el proyecto de utilizar en motores ciclo OTTO un nuevo combustible gaseoso constituido al mezclar GNC con porcentajes variables de H₂ (5 al 20%) por las siguientes razones:

El Gas Natural está incrementando mundialmente su utilización en reemplazo del combustible nafta por su menor precio de venta, como también los motores OTTO pueden funcionar con modificaciones de bajo costo produciendo menor emisión de HC y CO. Sin embargo, la mayor temperatura de combustión de las mezclas GNC/Aire origina una considerable emisión de óxidos de nitrógeno (NO_x).

El Hidrógeno es considerado el combustible del futuro por la posibilidad de obtenerlo a partir de recursos renovables (Ej. agua) utilizando métodos no contaminantes (Ej. energía eólica). Además por sus propiedades posibilita que los motores funcionen con mezclas pobres disminuyendo el consumo y las emisiones contaminantes:

- alta velocidad de propagación de la llama
- mínimo valor de energía para su ignición
- amplio rango de inflamación
- su combustión no origina emisiones contaminantes

En consecuencia, se pueden apreciar los argumentos técnicos que impulsan la utilización del nuevo combustible híbrido [GNC +H₂] con la ventaja fundamental de que los motores utilizarán la misma tecnología que para el GNC.

El programa de investigación consistió en el ensayo comparativo en dinamómetro de un motor actual normal de producción al funcionar con combustibles líquido (nafta) y gaseosos [GNC, (GNC+H₂)], verificándose su performance, consumo y emisiones contaminantes, con la condición de que para optimizar los resultados con el híbrido, se modificó: el sistema de alimentación de combustible; el sistema de encendido y la riqueza de mezcla.

La experiencia obtenida se trasladó al funcionamiento de un vehículo Peugeot “408” con el combustible [GNC +H₂ (20%)] con los condicionamientos mencionados. Sus primeros ensayos resultaron totalmente satisfactorios.

Por los resultados positivos logrados en disminuir las emisiones y el consumo de combustible, el proyecto se considera como parte de una transición progresiva hacia el uso del hidrógeno en vehículo, permitiendo a la comunidad su capacitación y adquirir confianza en el nuevo combustible.

* Instituto de Energía y Desarrollo Sustentable, de la Comisión Energía Atómica (CNEA-IEDS).

** Formaron parte de este proyecto los alumnos Ignacio Corro, Javier González, Damián Salinas.

Colaboraron los ingenieros Carlos Baglioni, Francisco Hubana, Martín Rodríguez, Oscar Varela.

1. Introducción

Combustibles alternativos

El panorama mundial de los combustibles tradicionales utilizados en los motores de combustión interna (CI) está en permanente cambio por la disminución de las reservas de yacimientos fósiles, el incremento de su consumo generado principalmente por una mayor utilización de automóviles, y la exigente normativa internacional que, para reducir las emisiones contaminantes de los motores de combustión interna (CI), ha potenciado la utilización de los denominados “combustibles alternativos”.

Tabla 1. Combustibles alternativos.

MOTORES	COMBUSTIBLES		
	TRADICIONALES	ALTERNATIVOS	
	Líquidos	Líquidos	Gaseosos
OTTO	Nafta	Alcohol *	GNC
			GLP
			H ₂ *
DIESEL	Gasoil	Biodiesel *	-----

* Renovables

GNC: Gas Natural Comprimido /GLP: Gas Licuado de Petróleo

Se considera el H₂ como el combustible del futuro por su posibilidad de obtenerlo de recursos renovables y por sus excelentes propiedades físico-químicas (ver Tabla 2). Sin embargo, para lograr su uso masivo en los motores vehiculares, se deberán superar:

- El mayor costo de producción
- Las dificultades que permitan facilitar su distribución y almacenamiento.

En la actualidad, debido a la magnitud de las reservas de Gas Natural, como también a su menor precio de venta, está en pleno auge la utilización mundial del GNC. En nuestro país, con alrededor de 2 millones de vehículos que lo utilizan, ha generado el desarrollo de una industria de primer nivel en la fabricación de equipos.

Por las posibilidades y ventajas de la mezcla de GNC con H_2 , para constituir el nuevo combustible híbrido (GNC + H_2), describiremos las características fundamentales de ambos:

1.1. Gas Natural

Sus ventajas son:

- Menor precio de venta que los combustibles líquidos.
- El bajo costo de la conversión de los motores ciclo Otto para funcionar con GNC.
- Por su elevado número de octano los motores pueden trabajar con mayor relación de compresión (13:1), que la actual generalmente utilizada (10:1).
- El CH_4 por tener 1C resulta menos contaminante en CO y HC, que el Isooctano de la nafta con 8C.

Sus desventajas son:

- La menor velocidad de propagación de la llama respecto a la nafta, requiere que el encendido de la mezcla se produzca con bastante anticipación del PMS (punto muerto superior).
- Al ser la temperatura de combustión más elevada que al utilizar nafta, se origina mayor emisión de NO_x .
- Por su menor densidad, el gas ocupa más volumen en el cilindro del motor que la nafta, ocasionando por la menor carga de aire una pérdida de potencia de alrededor de un 15%.

1.2. Hidrógeno

- Es considerado como el combustible más promisorio por:
- Su obtención a partir de recursos renovables.
- Elevado poder calorífico (120 MJ/kg).
- Velocidad de llama cinco veces mayor que la nafta; aproxima al proceso teórico de combustión a volumen constante mejorando la eficiencia térmica.
- Mínimo valor de energía para su ignición.
- Amplio rango de inflamación, permite que los motores de CI funcionen con mezcla pobre, disminuyendo el consumo de combustible y las emisiones contaminantes.
- Durante su combustión se genera vapor de agua.
- Debido al menor poder calorífico inferior volumétrico, genera menos potencia que los combustibles nafta y GNC.

La posibilidad de que el H_2 pueda ser utilizado masivamente en los vehículos dependerá que su fabricación, distribución y uso en el vehículo se pueda efectuar con un costo aceptable y en el que habrá que incluir la ponderación económica de la "mejora ambiental".

Tabla 2. Propiedades de Hidrógeno, Metano y Nafta*.

Propiedades	Unidad	Hidrógeno	Metano	Nafta
Densidad (líquido)	kg/dm ³	0,07	0,423	0,73 - 0,74
Densidad (gas 25°C; 1 atm)	kg/ m ³	0,083	0,651	---
Densidad (gas 25°C; 200 bar)	kg/ m ³	15	130	---
Aire/Comb. Estequiométrico (vol.)	v/v	2,37	4,75	49,2
Aire/Comb. Estequiométrico (masa)	m/m	34,3	17,4	14,7
Poder Calorífico Inferior	MJ/kg	120	50	43,5
Límites de inflamabilidad	% vol	4 - 75	5,3 - 15	1 - 7,6
Energía mínima de encendido	mJ	0,02	0,29	0,24
Velocidad de llama laminar (NPT)	cm/seg	170	20	37 - 43
Número Octano Research	RON	60	120	97

* BOSCH, Manual de la Técnica del Automóvil

1.3. Mezclas Gas Natural (Metano) + Hidrógeno

El uso de estas mezclas híbridas gaseosas, comercialmente denominadas “Hythane” (Hydrogen, Me-thane), facilita su utilización en los motores actuales y tiene como objetivo aprovechar las ventajas complementarias de ambos combustibles. Éstas son:

- Se utiliza el mismo equipamiento del GNC instalado en el vehículo.
- Para obtener buenos resultados en cuanto a emisiones y potencia, se agregan cantidades reducidas de hidrógeno (la experiencia internacional indica del 20 al 30%).
- Como consecuencia, no incrementa el costo del combustible en forma apreciable.
- Al aumentar el H₂, la velocidad de llama del combustible híbrido reduce las emisiones de HC, de CO y CO₂.
- Por el gran rango de inflamabilidad del H₂, el motor puede funcionar con mezclas pobres, emitiendo menor NO_x y disminuyendo el consumo de combustible (Ver “2. Emisiones contaminantes”).
- De la Tabla 2, se observa que, por el menor PCI volumétrico del H₂ respecto del Metano, al incrementar el porcentaje de H₂, reduce la potencia del motor. Por lo tanto, el contenido de H₂ deberá adecuarse al uso del motor.
- Puede considerarse como una transición hacia el uso masivo del hidrógeno en vehículos de transporte.

2. Emisiones contaminantes

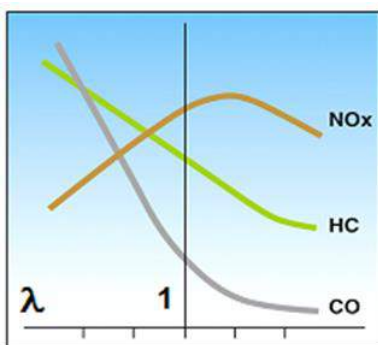
Por ser los motores de CI una de las causas fundamentales de contaminación ambiental (CO, HC, NO_x, CO₂), se ha generado una normativa cada vez más restrictiva sobre las emisiones (ej.: Euro 2, 3, 4, 5, 6).

Una variable muy importante para determinar la emisión en los motores Otto es el valor denominado "Lambda", que es la relación entre la cantidad real instantánea de aire-combustible y la cantidad estequiométrica.

Tabla 3. Relación Lambda.

Lambda	= 1	> 1	< 1
Mezcla	Estequiométrica	Pobre (exceso de aire)	Rica (exceso de combustible)

En la práctica, por variación de la cantidad de combustible, los motores Otto trabajan entre Lambda 0,9 y 1,10, pudiendo alcanzar otros valores según la exigencia del funcionamiento, lo que produce diversas emisiones contaminantes (HC, CO, NO_x) (ver Figura 1).



HC	Hidrocarburos de Carbono
CO	Monóxido de Carbono
NO _x	Óxidos de Nitrógeno

Figura 1. Variación del CO, HC y NO_x en función de Lambda.

En la figura 1, se observa la importancia que tiene lograr que el motor trabaje con mezclas pobres para disminuir las emisiones.

3. Programa de investigación

El Grupo de Investigación de la FRBA planificó el ensayo en dinámometro de un motor actual de producción, Volkswagen modelo Gol, con todos los combustibles existentes en nuestro ámbito, con el que se efectuaron pruebas comparativas para obtener potencia, par motor, consumo específico y emisiones contaminantes.

Tabla 4. Especificaciones del motor ensayado.

Datos Generales	MOTOR
Marca / Modelo	Volkswagen / Audi-Gol
Tiempos / Cant. cilindros	4 / 4
Cilindrada total (cm ³)	1600
Relación Compresión	10:01
Sistema de refrigeración	agua
Sistema de combustible	Nafta => Inyección "Marelli"
	GNC-GLP => Aspiración
	GNC-GLP – GNC + H ₂ => Inyección "PVR" (5ª generación)
Sistema de encendido / APMS	"Bosch" / 9°
Sistema de escape	Silenciador y catalizador original
Sistema de gestión optimizado	GNC + H ₂ => "PVR" + "MoteC"

3.1. Consideraciones y programas de ensayo

- Los ensayos en dinamómetro (plena carga) se efectuaron según la Norma CETIA 3-1 (Comisión Estudios Técnicos Industria Automotriz Argentina).
- Las mediciones de las emisiones contaminantes y temperatura de los gases de escape se realizó antes del catalizador para obtener una lectura real.
- Los ensayos del combustible nafta fueron efectuados con la calibración de fábrica original del motor.
- Para los combustibles gaseosos, se utilizaron los sistemas por aspiración e inyección.
- En las mezclas gaseosas con hidrógeno, el proveedor "Air Liquide" utilizó metano (CH₄). Las mezclas ensayadas:



En el GNC varían según el yacimiento del que proviene, los porcentajes de sus componentes (mezclas de Metano ~90%, Etano, Propano, Butano). Por ello y dado que en la mezcla del combustible híbrido se utilizaba CH₄, se ensayó el motor con este combustible, para utilizarlo como referencia respecto a las determinaciones con GNC y [CH₄ + H₂].

4. Ensayos en dinamómetro

A continuación, se presentan los resultados energéticos de algunos de los combustibles ensayados:

4.1. Comparación Curvas de Potencia de Nafta, GLP y GNC (Sistema por Depresión $\lambda = 1$)

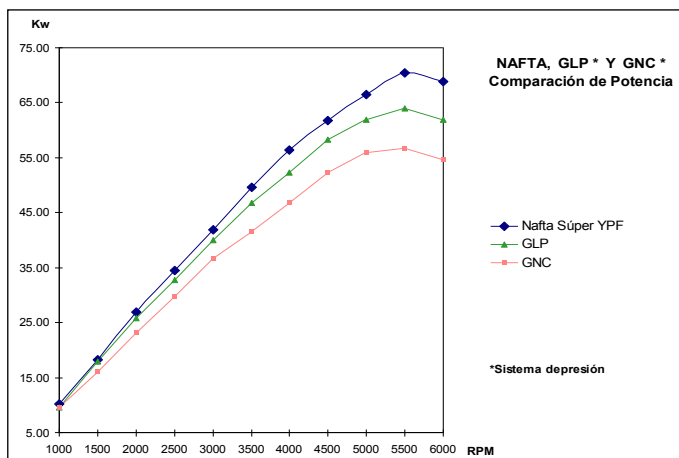


Figura 2. Comparación curvas de potencia - Nafta "Súper", GLP y GNC.

Los combustibles gaseosos GNC y GLP fueron ensayados con el sistema por depresión (o aspiración) por lazo cerrado, para el cual se mantiene (λ) = 1, y con su APMS optimizado.

4.2. Sistema de inyección de combustibles gaseosos

Es el sistema más moderno utilizado en la actualidad, por el cual la cantidad de combustible está determinada por una central electrónica, independiente de la ECU original del motor. Así, y mediante un inyector de combustible gaseoso por cilindro, se logra un mejor llenado de los mismos y un control continuo de la mezcla aire-gas para disminuir las emisiones.

Con este sistema de inyección, se ensayaron los combustibles:

Gas Natural Comprimido (GNC) - Metano (CH_4) - [Metano + Hidrógeno (5%) (V/v)];
[Metano + Hidrógeno (20%) (V/v)].

Para cada uno de estos combustibles, se determinó la mejor curva de potencia a través de la modificación del APMS, de las curvas de avance del encendido y los tiempos de inyección.

4.2.1. Curvas características GNC – CH₄ - [CH₄ + H₂ (5%)]

Calibración original del motor: Inyección y Encendido ($\lambda = 0,85$)

- En el GNC varían los porcentajes de sus componentes según el yacimiento del que proviene (mezclas de Metano ~90%, Etano, Propano, Butano). Por ello, y dado que en la mezcla del combustible híbrido se utilizaba Gas Metano, se ensayó el motor con este combustible, para utilizarlo como referencia respecto de los ensayos con mezclas [CH₄ + H₂], y el GNC.
- Con el fin de adquirir confianza en el manejo de un gas de alta reactividad, como el H₂, se ensayaron mezclas al 5% en volumen, por lo cual las propiedades de la mezcla son, principalmente, las del CH₄.

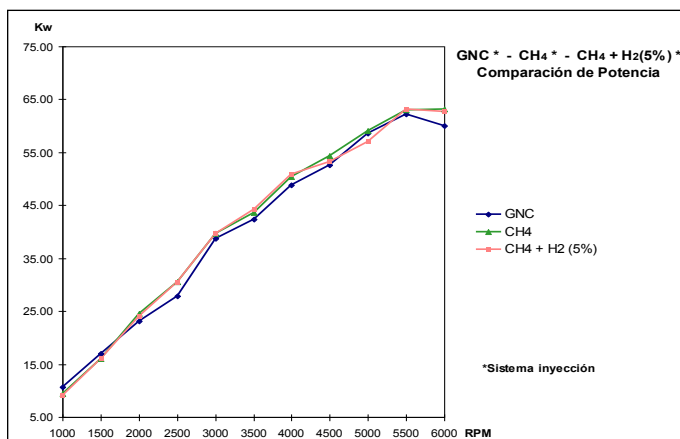


Figura 3. Comparación potencias GNC – CH₄ – [CH₄ + H₂ (5%)].

Se observa que no existen diferencias apreciables entre el CH₄ y el combustible híbrido, ya que el 5% de H₂ no influye. Con el GNC, se verifica menor valor en la potencia y en el Ce.

5. Investigación para utilizar el combustible híbrido GNC + H₂ (20%) optimizando el funcionamiento del motor

La información internacional indica que las mezclas de GNC con H₂ entre 20 al 30% v/v permiten lograr resultados convenientes en cuanto a emisiones y consumo.

Para poder verificarlo en nuestro motor VW y a efectos de aprovechar las propiedades del H₂, se le instaló el siguiente equipamiento:

- Sistema para control del motor "MOTEC", que permite programar las variables encendido y alimentación de combustible mediante una ECU (Engine Control Unit), independiente de la original del motor.
- Sistema de control electrónico de inyección de combustibles gaseosos "PVR", (de 5^o generación) que posibilita dosificar la cantidad en función del estado de carga del motor.

- Medidor de riqueza de mezcla (señal Lambda), constituido por un instrumento y una sonda Lambda lineal "BERTA INNOVATE".

Para lograr que este instrumental pudiera ser utilizado en los trabajos de investigación, fue necesario obtener los programas de calibración (originales para Nafta) de encendido y alimentación de combustible incorporados en la ECU "Marelli" standard del motor. Al ser un "sistema cerrado", no permite acceder a la información de la fábrica (VW). Por ello, debimos efectuar numerosas pruebas de funcionamiento con el motor para determinar los parámetros originales e incorporarlas al equipo MOTEC. Esto permitió investigar los nuevos parámetros de avance al encendido y tiempos de inyección para diferentes Lambda con que se ensayó el combustible híbrido.

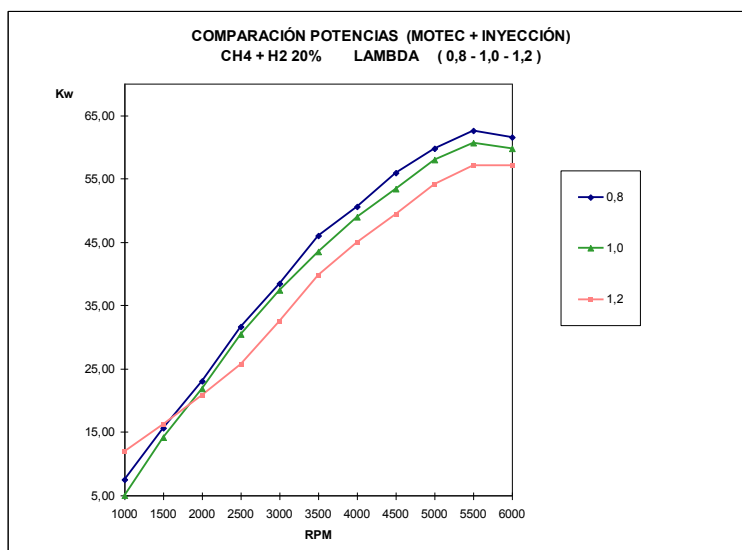


Figura 4. Comparación potencias MOTEC y [CH₄ + H₂ (20%)] para $\lambda = 0,8 - 1 - 1,2$.

Tabla 5. NAFTA y [CH₄ + H₂ (20%)] Valores comparativos para diferentes Lambda.

Combustible	λ	RPM	Potencia (kw)	Temp. Escape (°C)	Ce (gr/kwh)	CO (%vol)	HC (ppm)	NOx (%vol)	CO ₂ (%vol)
Nafta super	0,8	3000	45,5	662	258,5	2,32	104	1580	13,6
CH ₄ +H ₂ (20%)	1,2	3000	34,1	536	168,1	0,17	50	1517	8,6

En la tabla 5 se observa:

- Al aumentar Lambda (mezcla pobre), disminuye la temperatura de escape, con la consecuente disminución de NOx.
- Se observa para $\lambda = 1,2$ y encendido optimizado, disminución de potencia, mejora del Ce y se reducen las emisiones.

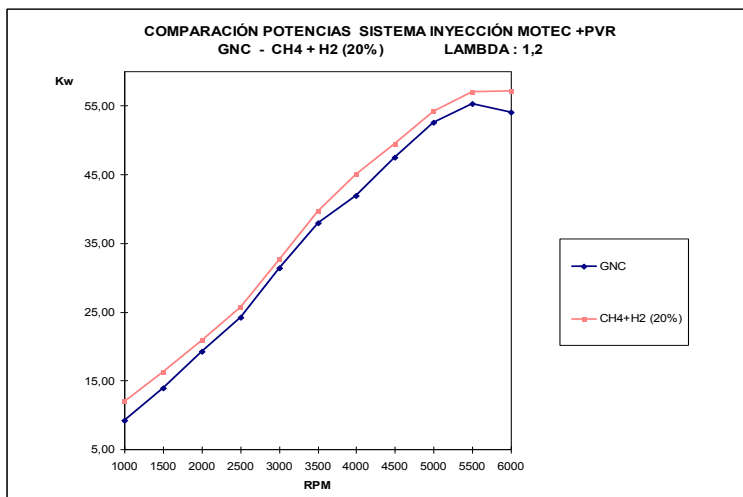


Figura 5. Comparación potencias MOTEC con GNC y [CH₄ + H₂ (20%)] para $\lambda = 1,2$.

En la figura se observa como resultado de una mejor combustión, con el combustible híbrido se logra mayor potencia que con el GNC para igual Lambda.

6. Utilización del combustible híbrido [CH₄ + H₂ (20%)] en vehículos actuales equipados con sistemas de inyección de 5^a generación

Dada la perspectiva de que este combustible híbrido se utilice en estos vehículos, el Grupo de Investigación efectuó ensayos de acuerdo a las siguientes condiciones:

6.1. En Dinamómetro

- Motor VW con su ECU original ("Marelli")
- Sistema de inyección de combustibles gaseosos ("PVR" – 5^a generación)
- Curva de avance de encendido a determinar (MoteC)
- Lambda pobre (objetivo: 1,2)

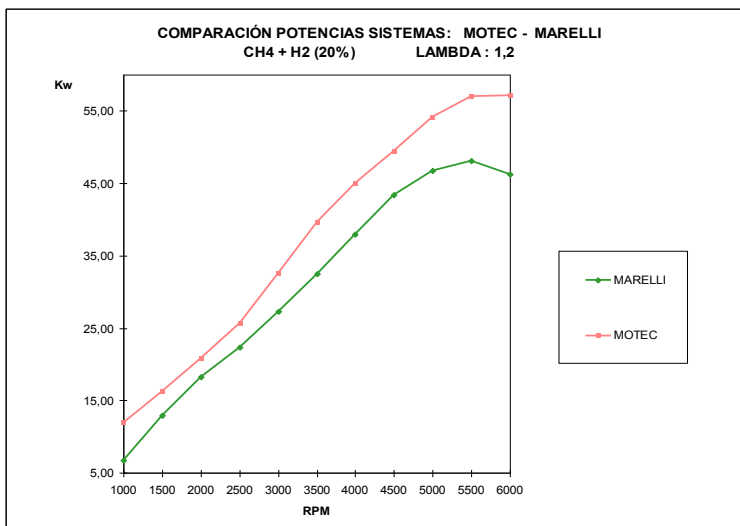


Figura 6. Comparación potencias sistemas MOTEC y MARELLI con [CH₄ + H₂ (20%)] para $\lambda = 1,2$.

Al comparar las curvas de potencia del mismo combustible híbrido, trabajando con $\lambda = 1,2$ para los sistemas optimizado (MOTEC) y standard (MARELLI), se aprecia la magnitud del trabajo a efectuar para lograr un mejor rendimiento del combustible con el equipamiento standard del motor y el sistema de inyección de gases de 5^a generación.

Por los mejores resultados obtenidos en las curvas de performance con el combustible híbrido (alternativas 5% y 20%) respecto al GNC, se comprueba la importancia que presenta, para nuestro país, lograr su correcta implementación. También habrá que investigar cuál es el Lambda más conveniente de acuerdo con el porcentaje de hidrógeno a utilizar en su mezcla con GNC y su adecuación a los diferentes motores.

6.2. Ensayos en vehículo

El grupo de investigación adaptó el motor de un vehículo Peugeot "408" para que funcione con los combustibles: líquido, nafta (original) y gaseosos, GNC y [GNC + H₂ (20% v/v)].

Para ello (ver fotos adjuntas) se equipó e instrumentó de manera similar a lo efectuado con el motor en dinamómetro.

Se comprobó al ensayarlo en la pista de pruebas de la empresa Peugeot que el vehículo funciona correctamente sin presentar anomalías durante las pruebas de manejo y aceleración.

7. Conclusiones

Por los mejores resultados obtenidos en las curvas de performance con el combustible híbrido (alternativas 5% y 20%) respecto al GNC, se comprueba la importancia que presenta, para nuestro país, lograr su correcta implementación. También habrá que

investigar cuál es el Lambda más conveniente de acuerdo con el porcentaje de hidrógeno a utilizar en su mezcla con GNC y su adecuación a los diferentes motores.



Figura 7. Vista del motor con el equipamiento de inyección de gas.



Figura 8. Vista de la instalación de los tubos con mezcla CH_4+H_2 (20%).



Figura 9. Ensayo del vehículo "Peugeot 408" en pista.

8. Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer al Dr. Daniel Pasquevich y a la Dra. Cristina Fernández de Giorgi, de la CNEA, a los docentes del Laboratorio de Máquinas Térmicas (Ing. Carlos Baglioni, Ing. Francisco Hubana, Ing. Martín Rodríguez, Ing. Oscar Varela, Sr. Néstor Frangi. Alumnos: Ignacio Corro, Javier González, Damián Salinas), a los integrantes de los departamentos de Mecánica y Ciencia y Técnica de la FRBA/UTN, a las empresas Air Liquide, PSA Peugeot-Citroën que han participado con nosotros en la realización del trabajo de investigación.

9. Referencias

- [1] Estévez, Esteban, y Otros. *Effects of hydrogen supplementation in the combustion of natural gas fuelled engines*. Hydrogen Research Institute, Université du Québec, Canadá. 2003.
- [2] Kindelan, Jesús. *El hidrógeno, combustible en motores*. Politécnica de Valencia, España. 2009.
- [3] Sierens, Roger. *Hydrogen fuelled internal combustion engines*. Universiteit Gent, Holanda. 2007.
- [4] Manivannan, A.; Porai, P.; Chandrasekaran, S.; Ramprabhu, R. *Lean Burn Natural Gas Spark Ignition Engines*, SAE, EE.UU, 2003.
- [5] Karim, G. *Hydrogen an additive to methane for spark ignition engine applications*. Pergamon, EE.UU, 1999.

EFICIENCIA ENERGÉTICA

DISEÑO CONSTRUCTAL DE ÁLABES DE TURBINA DE GAS REFRIGERADOS MEDIANTE CONDUCTOS ELIPTICOS

Cristian Bosc¹, L.A.O Rocha²

1-UIDET-IAME, Facultad de Ingeniería de UNLP, Calle 1 y 47, La Plata, Argentina.

cristian.bosc@ing.unlp.edu.ar

2-Universidad Federal de Rio Grande do Sul, Escuela de Ingeniería, Av. Itália km 8, Cx. P. 474, Rio Grande, RS 96.201-900, Brasil.

Palabras clave: Refrigeración de álabes, Diseño Constructal, Optimización de la difusión de calor.

Resumen

La eficiencia térmica y la potencia generada de una turbina de gas, se incrementan a medida que aumenta la temperatura de entrada al rotor (RIT, por sus siglas en inglés, "rotor inlet temperatures"). La RIT es la variable crítica que limita la eficiencia, debido a la máxima temperatura que pueden soportar los materiales de los álabes. Los gases provenientes de la cámara de combustión a muy alta temperatura y velocidad, generan tensiones térmicas y mecánicas provocando desgaste, fluencia lenta (creep) y fatiga, como los principales causantes de fallas, influyendo en la vida útil de los mismos. El creciente interés por hacer un aprovechamiento más eficiente de los recursos disponibles, ha enfocado esfuerzos en el mejoramiento de 3 grandes cuestiones: 1- Mejora de la efectividad de refrigeración, 2- nuevos materiales con recubrimientos cerámicos de alta temperatura, 3- Mejora de la eficiencia del guiado del flujo, reduciendo las fugas.

El presente trabajo, busca mejorar la eficiencia de refrigeración interna de los álabes, mediante un diseño óptimo del perfil de álabes con canales elípticos internos, que permita maximizar la conducción de calor, minimizando la máxima temperatura sobre la superficie externa del álabes, sometido a un flujo de calor externo proveniente de los gases calientes. El modelo analizado es un álabes elemental, con canales elípticos, con la posibilidad de variar 7 grados de libertad geométricos, cuya resolución numérica mediante el método de volúmenes finitos es realizada con Matlab. Los resultados obtenidos, indican que existe, tal como la teoría Constructal predice, un diseño óptimo que mejora la accesibilidad de los flujos, reduciendo la resistencia térmica y por ende, minimizando la máxima temperatura sobre la superficie del álabes.

1. Introducción

La eficiencia térmica de las turbinas de gas, está fuertemente ligada a la máxima temperatura que pueden soportar los materiales de sus componentes sometidos a fatiga, desgaste y "creep". La RIT es la variable crítica que limita la eficiencia. En la actualidad la RIT está por encima de la temperatura de ablandamiento del material, gracias a técnicas de recubrimientos cerámicos y a refrigeración de los álabes. La refrigeración interna debe evacuar el flujo de calor proveniente desde la superficie externa del álabes, mojada por los gases a alta temperatura, por medio de canales internos, por los cuales circula un fluido refrigerante, el cual generalmente es aire proveniente de una extracción del compresor [1].

Debido a que el aire comprimido extraído del compresor, no es utilizado para generar potencia, es necesario optimizar las técnicas de refrigeración con el fin de utilizar la menor cantidad de extracción de aire y no incurrir en una baja en la eficiencia. Las técnicas de refrigeración incluyen refrigeración interna y externa. Las nuevas técnicas de refrigeración interna utilizan refrigeración por choque de chorro (jet impingement) en el borde de ataque donde el punto de estancamiento posee la máxima temperatura, y refrigeración por pines de aletas en el borde de fuga del álabe.

La optimización del diseño de canales de refrigeración en turbinas de gas, usando teoría Constructral, fue estudiado por Bejan y Lorente [2, 3], usando un modelo rectangular del álabe llevando a cabo la optimización por medio de métodos analíticos de minimización de la distancia recorrida por el flujo de calor.

Procurando optimizar la transferencia de calor Huijun Feng et al. [4] han utilizado el diseño Constructral para generar un perfil de álabe de turbina de gas con canales circulares de refrigeración que optimiza la transferencia de calor por difusión mediante la solución por métodos numéricos de la difusión de calor. La configuración de múltiples escalas con 2 tamaños de canales diferentes, arroja una sensible mejora en la eficiencia de refrigeración con respecto a un sólo tamaño de canal, reduciendo la resistencia térmica en 50% con la consecuente reducción en la temperatura máxima, cuando el diseño es optimizado.

El presente trabajo, tiene como objetivo mejorar el nivel de refrigeración alcanzada por Huijun Feng et al. mediante un análisis de múltiples escalas pero con canales elípticos en vez de circulares. Esta mejora en el diseño significa 2 grados de libertad adicionales a la hora de analizar las posibles configuraciones. Se analiza un modelo rectangular de álabe con canales internos elípticos de refrigeración. El objetivo es diseñar el perfil mediante la optimización de 5 grados de libertad geométricos de forma de minimizar la máxima temperatura sobre el sólido, la cual ocurrirá sobre la superficie externa del álabe. La resolución de la ecuación de difusión es llevada a cabo por el método de elementos finitos.

2. Nomenclatura

H	altura del álabe elemental
L	ancho del álabe elemental
H_1	semieje vertical de la elipse 1
L_1	semieje horizontal de la elipse 1
H_0	semieje vertical de la elipse 0
L_0	semieje horizontal de la elipse 0
H_2	espesor de pared de elipse 1
k	coeficiente de conductividad
T	temperatura
\dot{q}	flujo de calor por unidad de área
x	coordenada de abscisas
y	coordenada de ordenadas
A	área del dominio
\emptyset	relación material cavidad/sólido del dominio
\emptyset_0	área adimensional de $\frac{1}{4}$ de elipse 0
\emptyset_1	área adimensional de $\frac{1}{2}$ elipse 1
R	resistencia térmica
W	dimensión transversal al plano

<i>Sub-índices:</i>	
0	elipse 0
1	elipse 1
max	máximo
min	mínimo
.	.

<i>Supra-índices:</i>	
~	adimensional

3. Modelo

Este trabajo se enfoca en la optimización del diseño, que minimiza la máxima temperatura sobre el sólido de un álabe elemental con condiciones de flujo de calor impuesto sobre las superficies externas. Se suponen idénticas condiciones sobre todo el largo del álabe, y se desprecia la transferencia de calor por conducción en sentido longitudinal del mismo, lo cual permite analizar únicamente una única sección transversal, convirtiendo al modelo de estudio en bidimensional. El análisis se realiza en régimen estacionario, con propiedades termo-físicas constantes. La superficie externa del álabe es completamente mojada por la corriente de gases calientes, mientras que el álabe es refrigerado internamente mediante el paso de un fluido por los conductos elípticos internos que recorren toda la longitud del álabe. El fluido refrigerante usualmente es aire, que proviene de una extracción intermedia desde el compresor, transfiriendo calor desde el sólido hacia el aire principalmente por mecanismos de convección.

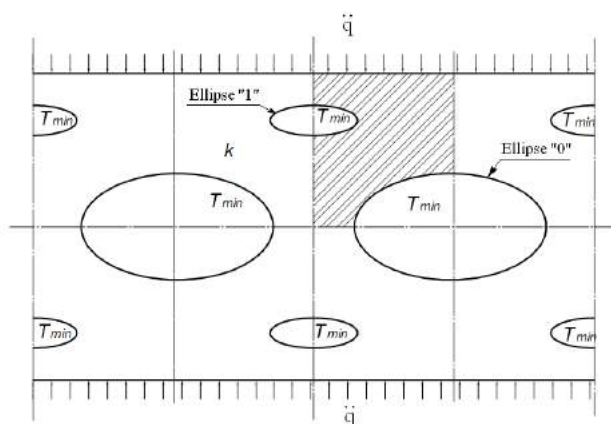


Figura 1. Sección transversal de álabe elemental rectangular con canales elípticos.

El diseño de las superficies exteriores del álabe responde a una especialidad, siendo definida principalmente por consideraciones de dinámica de fluidos, y no relacionadas a la transferencia de calor. Procurando simplicidad en el análisis de transferencia de calor que se pretende realizar, se considera un álabe elemental rectangular con canales internos elípticos que siguen el patrón descrito en la figura 1. En la sección transversal, se observan dos tipos de conductos elípticos, unos fijados en el centro del álabe, cuya área transversal define la elipse "0" y otros conductos de menor área transversal cuyo emplazamiento definitivo será optimizado, elipse "1". Debido a la existencia de simetría vertical y horizontal sobre el patrón de los canales, se estudia un octavo de la sección transversal de la figura 1 de altura H y base L . El dominio de estudio se muestra en la figura 2 con sus variables dimensionales y condiciones de borde correspondientes. Las variables geométricas a optimizar son: tamaño del dominio (H, L); relación de aspecto del dominio (H/L), tamaño de la elipse menor de semiejes (H_1, L_1), Relación de aspecto de la elipse menor (H_1/L_1), Tamaño de la elipse mayor de semiejes (H_0, L_0), Relación de aspecto de la elipse mayor (H_0/L_0) y Espesor de pared entre la elipse "1" y la superficie externa (H_2).

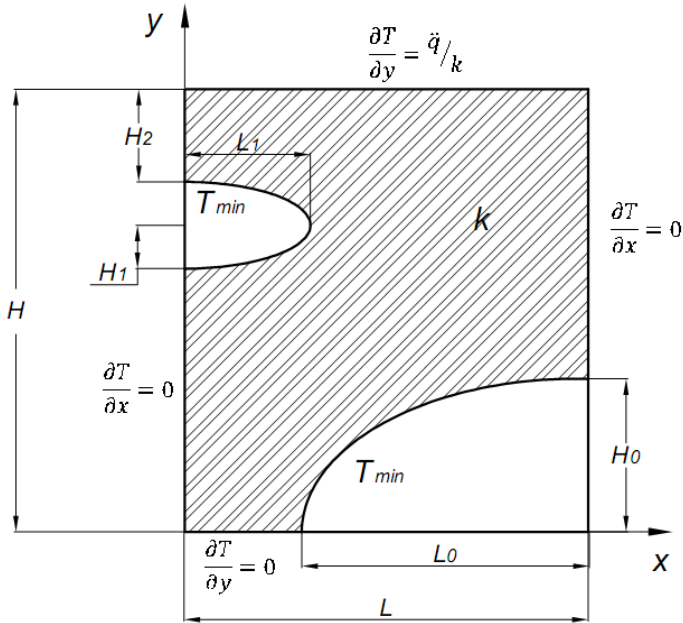


Figura 2. Dominio: "Cuarto de álabe elemental con dimensiones y condiciones de borde"

La transferencia de calor sobre el sólido ocurre por conducción térmica. El material es considerado isotrópico y con conductividad térmica constante k . Es asumido que la superficie exterior es uniformemente calentada con un flujo de calor por unidad de área \dot{q} constante. Las superficies internas de los conductos son isotérmicas con temperatura T_{min} . Los bordes derecho e izquierdo del dominio son considerados adiabáticos. En el dominio de estudio, se encuentra $\frac{1}{4}$ de elipse "0" cuya posición se encuentra fija, siendo el centro de la misma el correspondiente al vértice inferior derecho del dominio, de semiejes H_0 y L_0 y la mitad de elipse "1" de semiejes H_1 y L_1 cuyo centro se encuentra emplazado sobre el borde izquierdo del dominio pudiendo variar su posición en la dirección "y". La distancia del borde la elipse "1" a la superficie externa del álabe, se denomina H_2 , representando el espesor de pared hasta el conducto, la cuál será una variable a optimizar.

La conducción de calor sobre el dominio bajo las condiciones descritas, es enteramente por difusión, siendo la ecuación gobernante:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (1)$$

4. Condiciones de borde

Las condiciones de borde del dominio son:

$$\text{"Adiabático"} \quad \left\{ \begin{array}{lll} \frac{\partial T}{\partial y} = 0 & \text{para } x = 0; & 0 \leq y \leq H - 2H_1 - H_2 \quad \vee \quad H - H_2 \leq y \leq H \\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0 & \text{para } y = 0; & 0 \leq x \leq L - L_0 \\ \frac{\partial T}{\partial y} = 0 & \text{para } x = L; & H_0 \leq y \leq H \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\text{"Flujo de calor por unidad de área, constante"} \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\dot{q}}{k}; \quad \left\{ \begin{array}{ll} \text{para } y = H; & 0 \leq x \leq L \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\text{"Superficies isotérmicas"} \quad T = T_{min}; \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{perímetro de los canales elípticos} \end{array} \right. \quad (4)$$

5. Adimensionalización

Las variables son adimensionalizadas como sigue:

$$\tilde{T} = \frac{T - T_{min}}{\frac{\dot{q}}{k} WL} \quad (5)$$

Tomando unitaria la distancia perpendicular al plano,

$$W = 1 \quad (6)$$

Las longitudes son adimensionalizadas con las raíz del área del dominio $A=H.L$

$$(\tilde{x}, \tilde{y}, \tilde{H}, \tilde{L}, \tilde{H}_0, \tilde{L}_0, \tilde{H}_1, \tilde{L}_1, \tilde{H}_2) = \frac{(x, y, H, L, H_0, L_0, H_1, L_1, H_2)}{\sqrt{A}} \quad (7)$$

A partir de las ecs. (5) y (7), la ecuación de difusión de calor (ec. 1) es adimensionalizada:

$$\frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{x}^2} + \frac{\partial^2 \tilde{T}}{\partial \tilde{y}^2} = 0 \quad (8)$$

Las correspondientes condiciones de borde adimensionales son:

$$\text{"Adiabático"} \quad \left\{ \begin{array}{lll} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} = 0 & \text{para } \tilde{x} = 0; & 0 \leq \tilde{y} \leq \tilde{H} - \tilde{H}_1 - \tilde{H}_2 \quad \text{And } \tilde{H} - \tilde{H}_2 \leq \tilde{y} \leq \tilde{H} \\ \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{x}} = 0 & \text{para } \tilde{y} = 0; & 0 \leq \tilde{x} \leq \tilde{L} - \tilde{L}_0 \\ \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} = 0 & \text{para } \tilde{x} = \tilde{L}; & \tilde{H}_0 \leq \tilde{y} \leq \tilde{H} \end{array} \right. \quad (9)$$

$$\text{"Flujo de calor por área constante"} \quad \frac{\partial \tilde{T}}{\partial \tilde{y}} = -\frac{1}{\tilde{L}'} \quad \left\{ \begin{array}{ll} \text{for } \tilde{y} = \tilde{H}; & 0 \leq \tilde{x} \leq \tilde{L} \end{array} \right. \quad (10)$$

$$\text{"Superficies isotérmicas"} \quad \tilde{T} = 0; \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{perímetro de conductos elípticos} \end{array} \right. \quad (11)$$

6. Restricciones

El dominio rectangular dimensional se vuelve unitario:

$$1 = \tilde{H} \cdot \tilde{L} \quad (12)$$

El área adimensional de $\frac{1}{4}$ de la elipse "0" es:

$$\phi_0 = \frac{\pi}{4} \tilde{L}_0 \tilde{H}_0 \quad (13)$$

El área adimensional de $\frac{1}{2}$ de la elipse "1" es:

$$\phi_1 = \frac{\pi}{2} \tilde{L}_1 \tilde{H}_1 \quad (14)$$

Se define la relación de material (ϕ) al cociente entre el área total de los canales elípticos y el área de dominio." Esta relación representa el porcentaje de cavidad que existe en el dominio sólido rectangular. Es esperable, que en etapas de diseño, la cantidad mínima de material sólido en el álabe, sea definida por requerimientos de resistencia estructural. Sin embargo, es de interés también, analizar la variación de (ϕ) y su incidencia en el comportamiento térmico.

$$\phi = \phi_0 + \phi_1 \quad (15)$$

Siendo el tamaño y relación de aspecto de ambas elipses variables a optimizar, se estudian los valores de ϕ_0 que corresponden a un área de elipse "0" mayor o igual al área de elipse "1". Para ello, siendo las áreas totales de los canales elípticos:

$$A_0 = 4 \phi_0 \quad \text{y} \quad A_1 = 2 \phi_1 \quad (16)$$

Se de cumplir:

$$\begin{aligned} A_0 &\geq A_1 \\ \phi_0 &\geq \frac{1}{3} \phi \end{aligned} \quad (17)$$

La relación de las áreas de los canales elípticos en el dominio, ec.(18) representa el tamaño relativo entre ambos canales de refrigeración.

$$\frac{A_0}{A_1} = \frac{4 \phi_0}{2 \phi_1} \quad (18)$$

7. Grados de libertad

Por conveniencia para la manipulación de las variables a optimizar, se toman grupos de cocientes de variables adimensionales, que representan los 5 grados de libertad a optimizar $\langle \phi_0, \frac{\tilde{H}}{\tilde{L}}; \frac{\tilde{H}_0}{\tilde{L}_0}; \frac{\tilde{H}_1}{\tilde{L}_1}; \frac{\tilde{H}_2}{H} \rangle$ para diferentes valores de relación material (restricción ϕ).

$$\{[\tilde{T}_{\text{máx}}]_{\text{min}}, \phi\} = f \langle \phi_0, \frac{\tilde{H}}{\tilde{L}}; \frac{\tilde{H}_0}{\tilde{L}_0}; \frac{\tilde{H}_1}{\tilde{L}_1}; \frac{\tilde{H}_2}{H} \rangle \quad (19)$$

8. Metodología

La función objetivo es obtener la mínima máxima temperatura alcanzada sobre el sólido del álabe, lo cual sucederá, cuando la resistencia térmica adimensional del dominio sea mínima.

$$[\tilde{R}_t]_{min} = \left[\frac{\tilde{T}_{max}}{4} \right]_{min} \tag{20}$$

El campo de temperaturas adimensionales sobre el sólido es obtenido mediante la resolución de la ecuación (8) con las condiciones de borde determinadas por las ecs. (9) a (11), mediante el método de elementos finitos.

La malla es generada con elementos triangulares y es refinada gradualmente hasta asegurar independencia de la solución, con respecto al tamaño de los triángulos (o análogamente a la cantidad de los mismos), vea tabla 1.

Se define la independencia de malla cuando, la diferencia entre dos soluciones con sucesivos incrementos en la cantidad de elementos (triángulos) es menor al 0,5%, es decir:

$$\left| \frac{(\tilde{T}_{max}^i - \tilde{T}_{max}^{i-1})}{\tilde{T}_{max}^{i-1}} \right| * 100 < 0,5 \tag{21}$$

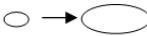
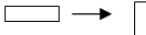
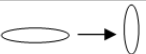


Tabla 1. Tabla de independencia de malla.

<i>Nº refinación</i>	<i>Nº triángulos</i>	\tilde{T}_{max}^i	$(\tilde{T}_{max}^i - \tilde{T}_{max}^{i-1})/\tilde{T}_{max}^{i-1}$
<i>Inicio</i>	<i>142</i>	<i>0,3645</i>	-
<i>1º</i>	<i>568</i>	<i>0,3666</i>	<i>0,58</i>
<i>2º</i>	<i>2272</i>	<i>0,3668</i>	<i>0,05</i>
<i>3º</i>	<i>9088</i>	<i>0,3669</i>	<i>0,03</i>

En el caso expuesto en la tabla 1 la independencia de malla es alcanzada con el segundo refinamiento.

La optimización es llevada a cabo, por medio de la obtención del valor mínimo de la máxima temperatura sobre el dominio variando los 5 grados de libertad definidos en la ec. 18 para diferentes valores de la restricción \emptyset , analizando todas las posibles combinaciones en los rangos establecidos en la tabla 2. Los rangos de variación del análisis fueron establecidos, atendiendo a limitaciones físicas y estructurales básicas que debe cumplir el diseño del perfil de álabe (limitar concentración de tensiones en bordes agudos de elipses, espesores mínimos de pared, etc.)

Tabla 2. Rangos de variación de grados de libertad y restricción.

<i>Rangos</i>	<i>Indicaciones</i>
$\phi = [0,1 - 0,35]$	relación material (cavidad/sólido)
$\phi_0 = [\frac{\phi}{3} - 0,9\phi]$	tamaño de la elipse "0" 
$\frac{\tilde{H}}{\tilde{L}} = [0,3 - 2]$	relación de aspecto del dominio 
$\frac{\tilde{H}_0}{\tilde{L}_0} = [0,4 - 2]$	relación de aspecto de la elipse "0" 
$\frac{\tilde{H}_1}{\tilde{L}_1} = [0,4 - 2]$	relación de aspecto de la elipse "1" 
$\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}} = [0,1 - \frac{(H - 2H_1)}{H}]$	espesor de pared entre elipse "1" y superficie externa 

El diseño Constructral corresponde con aquella geometría óptima que genera el valor mínimo de máxima temperatura sobre la superficie del álabe, sobre todas las combinaciones geométricas posibles. Para encontrar tal geometría, es obtenido el campo de temperaturas sobre el sólido para más de 5000 combinaciones de diferentes geometrías en los rangos establecidos en la tabla 2.

Debido al gran número de variables a analizar, la optimización se llevó a cabo siguiendo la secuencia que se detalla a continuación:

- Se mantiene una relación de material fija ϕ .
- Primer paso: Se analiza respecto de $\tilde{T}_{m\acute{a}x}$ el comportamiento de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$ con relación a los otros 4 grados de libertad restantes.
- Segundo paso: Se analiza respecto de $\tilde{T}_{m\acute{a}x}$ el comportamiento de $\frac{\tilde{H}_0}{\tilde{L}_0}$, $\frac{\tilde{H}_1}{\tilde{L}_1}$, y ϕ_0 manteniendo constante el resto de las variables.
- Tercer paso: Se analiza respecto de $\tilde{T}_{m\acute{a}x}$ el comportamiento de $\frac{\tilde{H}}{\tilde{L}}$ y ϕ_0 manteniendo constantes los valores óptimos hallados en los pasos previos.
- Cuarto paso: Se analiza respecto de $\tilde{T}_{m\acute{a}x}$ el comportamiento de la relación material ϕ y el resto de las variables, mediante la repetición de los pasos 1, 2 y 3 para diferentes valores de ϕ .

9. Resultados

Los resultados del primer paso, arrojan que la $\tilde{T}_{m\acute{a}x}$ crece monótonamente a medida que $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$ es incrementado, para diferentes valores de $\frac{\tilde{H}}{L}$; $\frac{\tilde{H}_0}{L_0}$; $\frac{\tilde{H}_1}{L_1}$. Al analizar la variación de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$ con respecto a ϕ_0 , para valores constantes del resto de las variables, se observan dos cuestiones las cuales se evidencian en la figura 3. La curva de $\phi_0 = 0,074$ es la que genera menor máxima temperatura sobre el sólido para todos los valores de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$, lo que evidencia la existencia de un ϕ_0 óptimo que no corresponde al extremo del rango de variación. Además, se observa un decrecimiento en la máxima temperatura monótonamente con la reducción de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$ para todos los valores de ϕ_0 , salvo para $\phi_0 = 0,084$ curva para la cual aparece un mínimo. Al analizar más detalladamente ese comportamiento, se observa que para todos los valores superiores a $\phi_0 = 0,080$ existe un valor óptimo de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$, superior al mínimo del rango de variación, que minimiza la máxima temperatura. Este comportamiento se explica ya que, para esa configuración geométrica, valores de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}} < 0,2$ generan isothermas menos planas (esbeltas), generando gradientes de temperatura cada vez más pronunciados a medida que $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$ se reduce. Debido a que las curvas con valores de $\phi_0 > 0,084$ no representan mínimos relativos de máxima temperatura, no resulta de interés para este trabajo profundizar el análisis del comportamiento particular en dicho rango de configuración geométrica.

Después de analizar el comportamiento de $\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}$ con el resto de las variables, se concluye que el valor óptimo absoluto corresponde a $\left[\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}\right]_{opt} = 0,1$ para valores de ϕ_0 menores a 0,08.

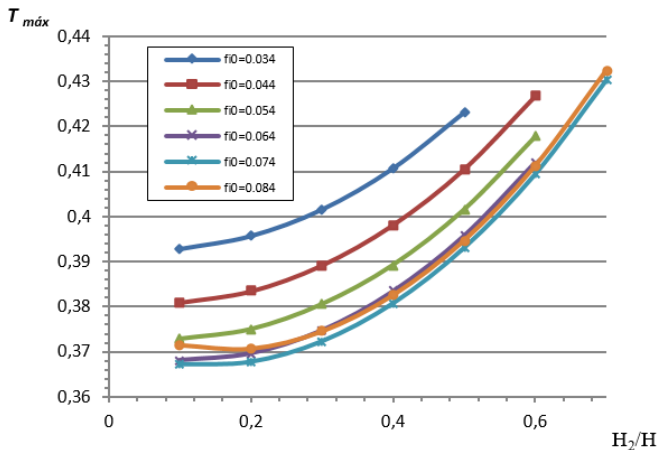


Figura 3. Temperatura máxima vs. \tilde{H}_2/H para diferentes ϕ_0 constantes, con $\phi = 0,1$ $H_1/L_1 = 0,4$; $H_0/L_0 = 0,4$ y $H/L = 0,4$.

Los resultados del segundo paso, manteniendo constante el valor óptimo $\left[\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}\right]_{6pt} = 0,1$ hallado en el paso 1, arrojan la existencia, de un valor óptimo de ϕ_0 para cada \tilde{H}_0/\tilde{L}_0 como se muestra en la figura 4 (a) para valores constantes de ϕ ; \tilde{H}_1/\tilde{L}_1 y \tilde{H}_1/\tilde{L}_1 . El valor mínimo de la máxima temperatura se logra con la mínima relación de aspecto de la elipse "0", $\left[\frac{H_0}{L_0}\right]_{opt} = 0,4$ cuyo mínimo absoluto, puede adelantarse se alcanzará para el valor $\phi_0 = 0,07$.

Siendo que se ha mantenido constante $\phi=0,1$ de la ec. (15) se obtiene $\phi_1 = 0,03$, resultando el área total de la elipse "0" 4,6 veces mayor al área de la elipse "1" sobre el perfil del álabo.

De la figura 4 (b), es inferido que para todas las curvas de ϕ_0 constante decrece la máxima temperatura a medida que \tilde{H}_1/\tilde{L}_1 es reducido. Nuevamente valores de $\phi_0 \geq 0,080$ no representan curvas de mínima máxima temperatura, por lo cual no su análisis no es realizado. Se concluye que el valor óptimo de relación de aspecto de la elipse "1" corresponde al extremo inferior del rango de variación $\left[\frac{H_1}{L_1}\right]_{opt} = 0,4$.

La figura 9.3, muestra una grafica de T_{max} vs. \tilde{H}_0/\tilde{L}_0 para diferentes valores de \tilde{H}_1/\tilde{L}_1 donde se evidencia que la mínima temperatura se alcanza en los extremos del rango de variación, siendo el mínimo absoluto, cuando ambas elipses poseen la mínima relación de aspecto posible, es decir $\left[\frac{H_0}{L_0}\right]_{opt} = 0,4$ y $\left[\frac{H_1}{L_1}\right]_{opt} = 0,4$.

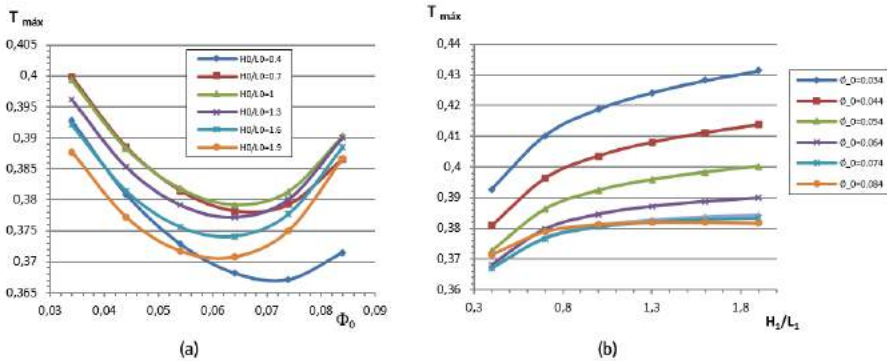


Figura 4. (a) Temperatura máxima vs. ϕ_0 para diferentes \tilde{H}_0/\tilde{L}_0 con $\phi=0,1$; $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0,4$; $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0,4$; y $\tilde{H}_2/\tilde{H}=0,1$.

(b) Temperatura máxima vs. \tilde{H}_1/\tilde{L}_1 para diferentes ϕ_0 con $\phi=0,1$; $\tilde{H}_0/\tilde{L}_0=0,4$; $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0,4$; y $\tilde{H}_2/\tilde{H}=0,1$.

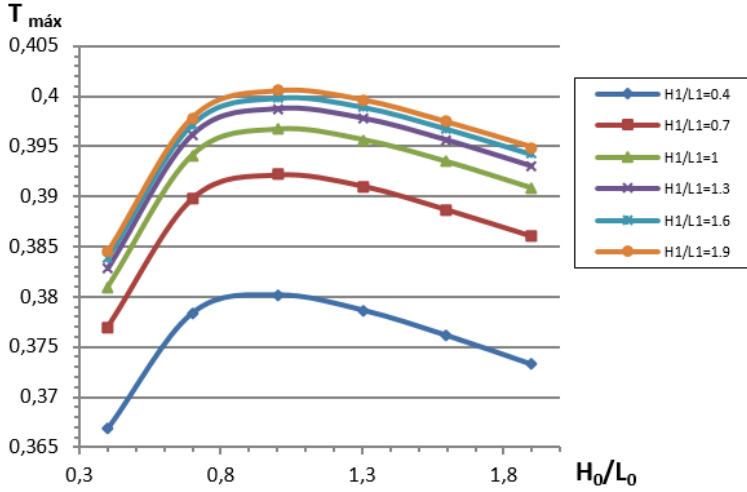


Figura 5. Temperatura máxima vs. \tilde{H}_0/\tilde{L}_0 para diferentes \tilde{H}_1/\tilde{L}_1 con $\phi=0,1$; $\phi_0=0,7$; $\tilde{H}\tilde{L}=0,4$; y $\tilde{H}_2/\tilde{H}=0,1$.

Para el tercer paso de análisis se mantienen constante los valores óptimos $\left[\frac{\tilde{H}_0}{\tilde{L}_0}\right]_{opt} = 0,4$; $\left[\frac{\tilde{H}_1}{\tilde{L}_1}\right]_{opt} = 0,4$; $\left[\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}\right]_{opt} = 0,1$. Al analizar el comportamiento de T_{max} respecto a la relación de aspecto del dominio \tilde{H}/\tilde{L} y al tamaño relativo de las elipses, para una relación de material fija $\phi=0,1$, tal como se representa en la figura 6 (a), las curvas de ϕ_0 constante evidencian gran sensibilidad respecto de $\tilde{H}\tilde{L}$, especialmente en el rango de 0,4 a 1 donde el comportamiento es prácticamente lineal con una elevada pendiente. Con una adecuada selección de $\tilde{H}\tilde{L}$ y ϕ_0 sería posible, a priori, reducir a la mitad la máxima temperatura. En la figura 6 (b) se ha realizado una ampliación del gráfico de la figura 6 (a) en el rango de $\tilde{H}\tilde{L}$ de 0,25 a 0,55 donde se logran menores temperaturas. A simple vista, se evidencia la existencia de un único valor óptimo de relación de aspecto para cada curva de ϕ_0 , cuyo valor de $\tilde{H}\tilde{L}$ ocurre entorno de 0,3 a 0,4. A su vez se remarca, que para cada valor de $\tilde{H}\tilde{L}$ existirá, un único valor óptimo de ϕ_0 , siendo que el mínimo absoluto de máxima temperatura se obtiene para $[\phi_0]_{opt} = 0,07$ y $\left[\frac{\tilde{H}}{\tilde{L}}\right]_{opt} = 0,36$.

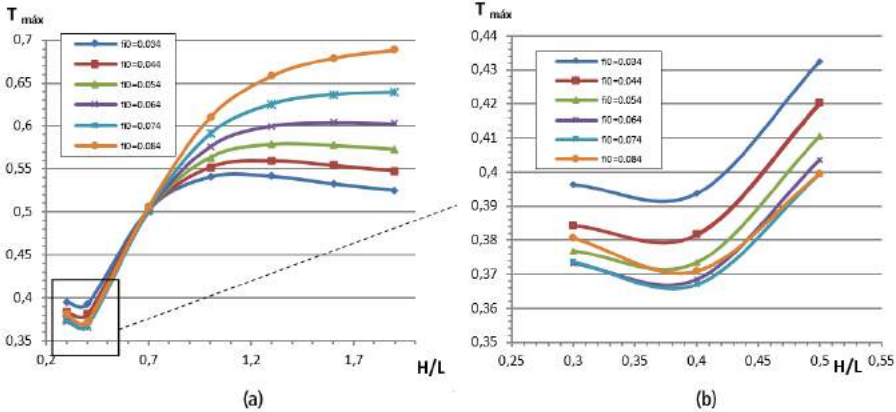


Figura 6. (a) Temperatura máxima vs. \tilde{H}/\tilde{L} para diferentes ϕ_0 , con $\phi=0,1$; $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0,4$; $\tilde{H}_0/\tilde{L}_0=0,4$; $\tilde{H}/\tilde{L}=0,4$ y $\tilde{H}_2/\tilde{H}=0,1$.
 (b) Ampliación de figura 6 (a). Temperatura máxima vs. \tilde{H}/\tilde{L} para diferentes ϕ_0 , con $\phi=0,1$; $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0,4$; $\tilde{H}_0/\tilde{L}_0=0,4$; $\tilde{H}/\tilde{L}=0,4$ y $\tilde{H}_2/\tilde{H}=0,1$.

Cuarto paso: hasta aquí se ha encontrado el diseño óptimo para una relación de material fija $\phi = 0,1$. Repitiendo los 3 pasos de análisis sistemáticamente para diferentes valores de ϕ , es posible encontrar el diseño Constructural para diferentes relaciones de material. Los resultados establecen que los valores óptimos de relación de aspecto de ambas elipses y espesor de pared continúan siendo óptimos para los valores inferiores de escala, es decir $\left[\frac{\tilde{H}_0}{\tilde{L}_0}\right]_{opt} = 0,4$; $\left[\frac{\tilde{H}_1}{\tilde{L}_1}\right]_{opt} = 0,4$; y $\left[\frac{\tilde{H}_2}{\tilde{H}}\right]_{opt} = 0,1$, para diferentes valores de ϕ . Sin embargo, el tamaño relativo de las elipses ϕ_0 y la relación de aspecto del dominio \tilde{H}/\tilde{L} , continúan mostrando que existe un valor óptimo para cada curva de ϕ constante, que minimiza la máxima temperatura, tal como se observa en las figuras 7 (a) y 7 (b). La tabla 3 resume los resultados del diseño Constructural para diferentes valores de ϕ , donde además indica la correspondiente relación entre área total del conducto elíptico "0" y área total del conducto elíptico "1". En la figura 8 se muestran las isotermas sobre los perfiles de la tabla 3.

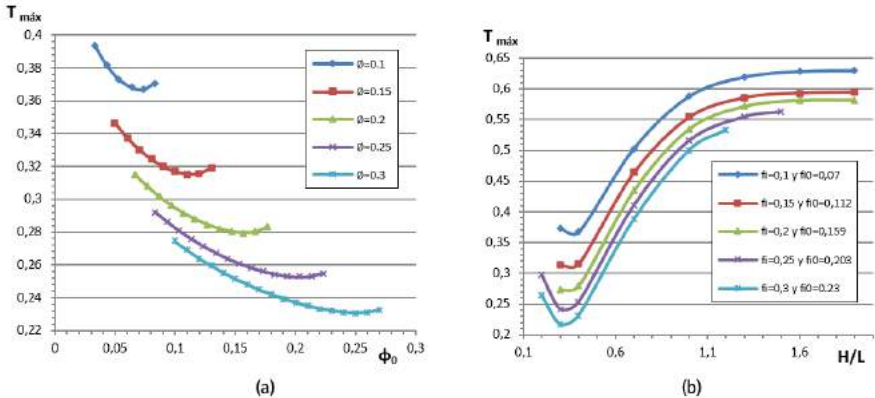


Figura 7. (a) Temperatura máxima vs. ϕ_0 para diferentes ϕ , con $\tilde{H}_0/\tilde{L}_0=0.4$; $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0.4$ y $\tilde{H}_2/H=0.1$.
 (b) Temperatura máxima vs. \tilde{H}_0/\tilde{L}_0 para diferentes ϕ y su valor óptimo de ϕ_0 , con $\tilde{H}_1/\tilde{L}_1=0.4$ y $\tilde{H}_2/H=0.1$.

Tabla 3. Diseño Constructual para diferentes relaciones de material ϕ .

DISEÑO CONSTRUCTUAL										
ϕ	$[\phi_0]_{opt}$	$[\phi_1]_{opt}$	$[\tilde{H}/\tilde{L}]_{opt}$	$[\tilde{H}_0/\tilde{L}_0]_{opt}$	$[\tilde{H}_1/\tilde{L}_1]_{opt}$	$[\tilde{H}_2/\tilde{H}]_{opt}$	\tilde{T}_{max}	\tilde{R}_{min}	$[A_0/A_1]_{opt}$	Figura 8
0,1	0,069	0,031	0,36	0,4	0,4	0,1	0,363	0,091	4,5	(a)
0,15	0,109	0,041	0,34	0,4	0,4	0,1	0,308	0,077	5,3	(b)
0,2	0,149	0,051	0,33	0,4	0,4	0,1	0,270	0,067	5,8	(c)
0,25	0,19	0,06	0,32	0,4	0,4	0,1	0,240	0,060	6,3	(d)
0,3	0,23	0,07	0,31	0,4	0,4	0,1	0,215	0,054	6,6	(e)
0,35	0,27	0,08	0,3	0,4	0,4	0,1	0,195	0,049	6,8	(f)

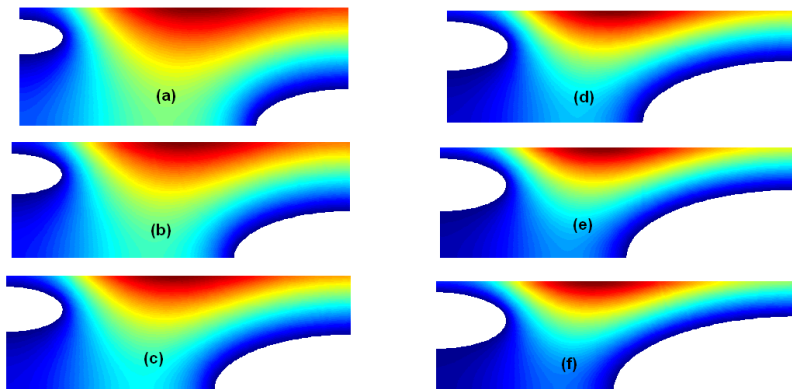


Figura 8. Perfil de temperaturas para diferentes \tilde{H}_0/\tilde{L}_0 con geometrias óptimas referidas a la tabla 9.6

10. Conclusiones

Después de analizar la influencia de los 5 grados de libertad y de la restricción (relación de material), se concluye que es posible diseñar el perfil de álabe elemental de forma óptima que minimice la resistencia térmica a la transferencia de calor y por ende, desarrolle el menor valor de temperatura máxima sobre la superficie del mismo. El comportamiento de $\frac{\bar{H}_2}{\bar{H}}$, $\frac{\bar{H}_0}{L_0}$ y $\frac{\bar{H}_1}{L_1}$ respecto de la $T_{m\acute{a}x}$, resultó tal como podría esperarse, tomando valores óptimos en los extremos inferiores de los rangos de variación, resultando en la menor distancia a recorrer por el flujo de calor. Sin embargo, se concluye que existe para cada relación de material (ϕ), una única relación óptima de áreas de conductos elípticos (A_0/A_1), y una única relación de aspecto del dominio (H^*L^*) que minimizan la resistencia térmica. Esto se explica ya que el diseño Constructral es aquel que facilita el acceso del flujo de calor, generando isotermas más planas (esbeltas) sobre el perfil. Mediante el diseño Constructral es posible reducir a la mitad la temperatura máxima con un adecuado H^*L^* como así lo indican los valores de la tabla 3. A su vez en la figura 7 a, establece que para diferentes relaciones de material se puede reducir hasta un 15% en el mejor de los casos la $T_{m\acute{a}x}$ con la adecuada selección de la relación de áreas de los canales elípticos ϕ_0 .

La tabla 3 resume los diseños óptimos para diferentes relaciones de material, donde se puede concluir la significativa influencia de la relación de material en la temperatura máxima, pudiendo reducirse el valor de $T_{m\acute{a}x}$, un 46% al pasar de una relación de 10% ($\phi = 0,1$) a 35% ($\phi = 0,35$). En la misma tabla, se observa además un incremento sostenido de las relaciones de áreas óptimas de los canales (A_0/A_1) a medida que (ϕ) es aumentado, pasando de 4,5 a 6,8, significando un aumento de 33%.

Tomando de referencia el trabajo realizado por Huijun Feng et al. [1], donde se ha encontrado el diseño Constructral para canales circulares, fue posible mediante la transformación de canales circulares a canales elípticos y una adecuada selección de los 5 grados de libertad, una reducción de la temperatura máxima adimensional de 9,3% al pasar de $\bar{T}_{m\acute{a}x} = 0,4$ a $\bar{T}_{m\acute{a}x} = 0,363$, para $\phi = 0,1$. Mientras que para $\phi = 0,3$ se ha logrado pasar de $\bar{T}_{m\acute{a}x} = 0,27$ a $\bar{T}_{m\acute{a}x} = 0,215$, significando una reducción de 20% en la máxima temperatura alcanzada sobre la superficie del perfil.

11. Referencias

- [1] J. Han, S. Dutta, S. Ekkad, "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology". 2 editions (November 27, 2012) ISBN-13:978-1439855683, Taylor & Francis, New York.
- [2] Bejan- Lorente, "Design with Constructral Theory", Jhon Wiley and sons, 2008.
- [3] Rocha- Bejan- Lorente, "Constructral Law and the Unifying Principle of design". Springer, 2013.
- [4] Huijun Feng, Lingen Chen, Zhihui Xie, Fengrui Sun, "Constructral design for gas-turbine blade based on minimization of maximum thermal resistance", Applied Thermal Engineering 90 (2015) 792e797.
- [5] M. H. Alhajeri, H. Alhamad Alhajeri, Jasem Alrajhi, Mohsen Alardhi, Sulaiman Alshaye, "Numerical Analysis of Fluid Flow in Turbine Blade Cooling Passage", International Journal of Science and Advanced Technology (ISSN 2221-8386) Vol. 1 N° 8 Oct. 2011.

- [6] Je-Chin Han, "Recent Studies in Turbine Blade Cooling", *International Journal of Rotating Machinery*, 10(6): 443–457, 2004, Taylor & Francis Inc.
- [7] Je-Chin Han, Lesley M. Wright, "Enhanced Internal Cooling of Turbine Blades and Vanes", *Turbine Heat Transfer Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University College Station, Texas 77843-3123, USA.*
- [8] Ron S. Bunker, "Cooling Design Analysis", GE Global Research One Research Circle, K-1 ES-104 Niskayuna, NY 12309
- [9] Jenny Sundberg, "Heat Transfer Correlations for Gas Turbine Cooling", <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:21321/FULLTEXT01.pdf>// pagina consultada el 06/06/16.
- [10] A. Ahmed J. Al-Luhaibi, M. Tariq "Thermal analysis of cooling effect on gas turbine blade". *IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology*, 3-3: 603-610, 2014.
- [11] H. Iacovides, Mehrdad Raisee, "Flow and heat transfer in straight cooling passages with inclined ribs on opposite walls: An experimental and computational study", *Experimental Thermal and Fluid Science* 27 (2003) 283–294.
- [12] Majid Rezazadeh Reyhani, Mohammad Alizadeh, AlirezaFathi, Hiwa Khaledi, "Turbine blade temperature calculation and life estimation - a sensitivity analysis", *Propulsion andPowerResearch2013;2(2):148–161.*
- [13] T. Ravi Teja, S. Krishna Chaitanya, "Case study on Turbine Blade Internal Cooling", *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, Vol. 2 Issue 3, March – 2013, ISSN: 2278-0181.
- [14] Hasan Nasir, "Turbine blade tip cooling and heat transfer", Doctoral thesis, B.S., Bangladesh University of Engineering and Technology, December 2004.
- [15] Je-Chin Han, Srinath Ekkad, "Recent Development in Turbine Blade Film Cooling" *International Journal of Rotating Machinery* 2001, Vol. 7, No. 1, pp. 21-40.
- [16] Rui Xu, Jinliang Hou, Li Wang, Yanfei Yu, Jiaying Wei, Changfeng Li, "Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics in a 180-deg Round Turned Channel with a Perforated Divider", *Journal of Applied Mathematics and Physics*, 2014, 2, 411-417.
- [17] Masanori Yuri, Junichiro Masada, Keizo Tsukagoshi, Eisaku Ito, Satoshi Hada, "Development of 1600°C-Class High-efficiency Gas Turbine for Power Generation Applying J-Type Technology", *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* Vol. 50 No. 3 (September 2013).
- [18] Jaeyong Ahn, M.T. Schobeiri, Je-Chin Han, Hee-Koo Moon, "Effect of rotation on leading edge region film cooling of a gas turbine blade with three rows of film cooling holes". *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50 (2007) 15–25.
- [19] Waseem Siddique, Doctoral Thesis "Design of Internal Cooling Passages: Investigation of Thermal Performance of Serpentine Passages". Division of Heat and Power Technology, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden 2011, ISBN 978-91-7501-147-9.
- [20] Michele Ferlauto, "An Inverse Method of Designing the Cooling Passages of Turbine Blades Based on the Heat Adjoint Equation", *Institution of Mechanical Engineers, PartA: Journal of Power and Energy*, pp. 328-339. ISSN 0957-6509.
- [21] C. Zhou, H. Hodson, G. Lock, "A numerical analysis of heat transfer and effectiveness on film cooled turbine blade tip model". NASA technical documents, 1999.

ESTIMACIÓN DE LA CURVA DE PRESIÓN EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE MCI MONOCILÍNDRICOS A PARTIR DEL ANÁLISIS DE VIBRACIONES

**Daniela Torres M.¹, José A. Hernández-Muriel²,
Andrés M. Álvarez M.³, Héctor F. Quintero⁴, Álvaro A. Orozco⁵**

1-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira,
Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia.
dantorres@utp.edu.co

2-Facultad de Ingeniería, Universidad Tecnológica de Pereira,
Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia.
j.hernandezm12@utp.edu.co

3-Facultad de Ingeniería, Universidad Tecnológica de Pereira,
Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia.
andres.alvarez1@utp.edu.co

4-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira,
Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia.
hquinte@utp.edu.co

5-Facultad de Ingenierías, Universidad Tecnológica de Pereira,
Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia.
aaog@utp.edu.co

Palabras clave: Motores de combustión interna, análisis de vibraciones, representación tiempo-frecuencia, curva de presión en motores.

Resumen

En este artículo se diseña e implementa un sistema para la estimación de la curva de presión en la cámara de combustión en un MCI mediante el análisis de las vibraciones mecánicas provenientes del bloque del motor. Para la generación de la base de datos, se capturaron tres tipos de señales: Vibración en el bloque, velocidad de rotación del cigüeñal y presión en la cámara de combustión (como referencia). Se evaluó el motor trabajando con gasolina a diferentes regímenes de velocidad (1100, 1500, 2000 y 2500 rpm) en condiciones normales. Las señales de vibración fueron caracterizadas mediante el uso de transformadas rápidas de Fourier (FFT) y transformadas en tiempo corto de Fourier (STFT). Para estimar la curva de presión, se hizo uso de regresión rígida con Kernel utilizando una función gaussiana. Se valida la estimación de la curva de presión comparándola con la curva obtenida por medio del sensor de presión. Se utilizó una validación cruzada para medir la precisión del sistema. Los resultados demostraron que la estimación de la curva de presión en la cámara de combustión es apropiada, cuando el MCI trabaja a diferentes velocidades en condiciones normales de operación.

1. Introducción

En la actualidad, los motores de combustión interna (MCI) juegan un papel muy importante en el mundo, ya que su uso se ha llevado a muchos campos de acción, ejemplos claros de ello son la industria y el transporte de pasajeros. Los sistemas para el diagnóstico de fallos

en este tipo de mecanismos permiten identificar deficiencias en etapas iniciales, que de no ser tratadas a tiempo, pueden disminuir notablemente la potencia del motor, provocando como contraprestación, desde el aumento en el consumo de combustible hasta daño irreparable del mismo [1, 2]. Además, la complejidad intrínseca de los MCI, junto con la enorme cantidad de equipos conectados a ellos, hace que su mantenimiento sea difícil [1]. Es por ello que ha surgido la necesidad de desarrollar métodos de diagnóstico eficaces, con la capacidad de advertir al operador en cuanto los primeros signos de mal funcionamiento comienzan a aparecer, de modo que puedan tomarse medidas correctivas [3]. Por lo tanto, el monitoreo de condición de los equipos industriales en general, y de los motores en particular, es muy importante para garantizar la productividad, la seguridad y la reducción de costos de mantenimiento en las instalaciones industriales y sistemas de transporte.

Desde los inicios de los motores térmicos, el estudio de la presión en la cámara de combustión ha sido una herramienta importante para el monitoreo de su condición, la cual se considera una fuente valiosa de información durante las etapas de desarrollo y calibración del motor [4], sirve para analizar su rendimiento [5] y es uno de los parámetros más importantes para la evaluación de la calidad de la combustión [6 – 8], por lo cual ha sido objeto de estudio desde la invención del MCI, siendo una de las herramientas principales de diagnóstico para los investigadores [9]. La caracterización de esta curva se puede dar mediante dos técnicas diferentes: intrusivas y no intrusivas. Las intrusivas consisten en la implementación de sensores de presión que deben ser ubicados en la cámara de combustión, lo que representa una serie de limitaciones [10], tanto por las características que debe poseer el sensor para soportar el medio agresivo en el cual va a ser instalado, como por el acondicionamiento que debe hacerse para la ubicación del mismo, lo que incurre en altos costos y difícil instalación [7]. Las técnicas no intrusivas consisten en estimar la curva de presión mediante el análisis de señales que puedan adquirirse con mayor facilidad, por ejemplo, vibración en el bloque del motor, sonidos emitidos, variaciones en la velocidad del cigüeñal, entre otros.

En las últimas dos décadas, se han propuesto un gran número de nuevos métodos para la detección y el diagnóstico de fallas basados en técnicas no intrusivas, y se han obtenido resultados interesantes de investigación [10 – 12], que promueven en gran medida el desarrollo de la tecnología de diagnóstico de fallas de máquinas [14]. Uno de los métodos más comunes y prometedores es el análisis de vibración que se utiliza de manera efectiva en el diagnóstico de fallas de MCI [10, 13 – 15], ya que las señales de vibración ofrecen información dinámica sobre el estado mecánico del sistema [12]. Considerando que la curva de presión en la cámara de combustión de motores se puede reconstruir a partir de estas señales, resulta conveniente y oportuna la implementación de metodologías que contribuyan al diagnóstico de fallas y al mantenimiento basado en la condición, utilizando técnicas no intrusivas, para la caracterización y análisis de la curva de presión en la cámara de combustión, con el fin de reducir costos de mantenimiento en motores, involucrando mejoras en su eficiencia y control del consumo de combustible.

En el presente artículo se diseña e implementa un sistema para la estimación automática de la curva de presión en la cámara de combustión en un MCI mediante el análisis de las vibraciones mecánicas provenientes del bloque del motor. En la sección 2 se describen los métodos utilizados para el análisis y caracterización de las señales de vibración capturadas por el acelerómetro ubicado en el bloque del motor en estudio y las técnicas

implementadas para la reconstrucción de la presión a partir de las señales de vibración. En la sección 3 se especifica la instrumentación utilizada para la generación de las bases de datos y el procedimiento tenido en cuenta en los experimentos. En la sección 4 se detallan los resultados obtenidos en la investigación y su respectiva discusión. Finalmente, en la sección 5 se describen las conclusiones obtenidas a partir del estudio realizado.

2. Materiales y métodos

Para la realización de las pruebas inmersas al interior de este artículo, fue necesario conjugar un conocimiento interdisciplinario que abarca tres áreas específicas: motores, procesamiento de señales y modelado estadístico. A continuación se mencionan los conceptos utilizados:

2.1. Caracterización de la presión en la cámara de combustión

La cámara de combustión se encuentra en la parte superior del cilindro y es fundamental para el funcionamiento de MCI, ya que es el lugar en donde se da la ignición, además, debe concentrar completamente la fuerza explosiva de la gasolina que se quema en la cabeza del pistón, en el caso de motores de encendido por chispa. Dado esto, la caracterización de la presión en la cámara es un parámetro importante para conocer el comportamiento de la combustión del motor [8]. Es decir, el estudio de la curva característica de presión puede indicar la existencia de fallas en el funcionamiento del motor [17], es por ello que representa gran importancia en el momento de hacer un análisis del rendimiento y la eficiencia en la combustión de motores térmicos [5 – 7], lo cual la hace una herramienta clave para la investigación y el diagnóstico de los mismos [9].

Como ya se había mencionado, se pueden aplicar dos técnicas diferentes para conocer la variación de la presión en la cámara: intrusivas y no intrusivas. Las intrusivas consisten en la implementación de sensores de presión que deben ser ubicados en la cámara de combustión y las técnicas no intrusivas consisten en estimar la curva de presión mediante el análisis de señales que puedan adquirirse con mayor facilidad, por ejemplo, vibración en el bloque del motor, sonidos emitidos, variaciones en la velocidad del cigüeñal, entre otros. Las no invasivas ofrecen ventajas sobre las intrusivas: los sensores se colocan en el exterior del motor, por lo que no se requieren modificaciones estructurales en el mismo. Por otra parte, no se necesitan sensores que resistan altas presiones y temperaturas; por lo que las técnicas no intrusivas representan menores costos de implementación.

Una estrategia no intrusiva para conocer el comportamiento de la presión en la cámara de combustión consiste en medir las vibraciones mecánicas provenientes del bloque del motor, ya que las vibraciones en el bloque son producto del funcionamiento del motor y de la combustión que se da dentro de la cámara. Investigaciones anteriores han demostrado que un procesamiento adecuado de las señales de vibración puede ser efectivo para reconstruir la curva de presión en la cámara de combustión de motores de manera parcial o total [17]. La Figura 1 muestra la relación existente entre las vibraciones y la presión en la cámara, caracterizadas por las líneas azul y roja, respectivamente. En la figura, el punto 1 indica el cierre de válvulas de escape, el 2 el cierre de válvulas de admisión de combustible, el 3 la combustión y el 4 el escape de los gases.

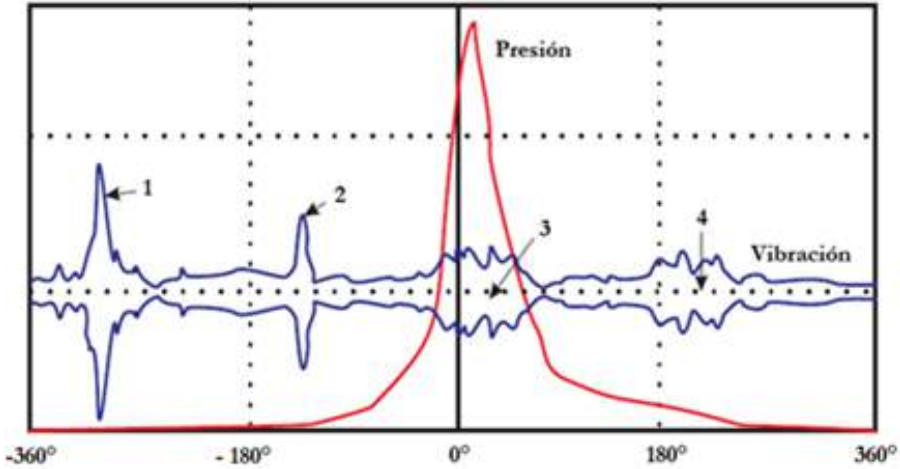


Figura 1. Relación entre las vibraciones y la curva de presión.

2.2. Curva de presión en la cámara de combustión vs ángulo del cigüeñal ($p - \varphi$)

El diagrama $p - \varphi$ caracteriza la variación de la presión en la cámara de combustión (eje de ordenadas) en relación a la posición de giro del cigüeñal (eje de la abscisa) durante el desarrollo de un ciclo completo, como se observa en la Figura 2. Permite identificar el punto máximo de presión, es decir, el ángulo del cigüeñal para el cual se da la presión máxima al interior de la cámara, y las etapas del ciclo.

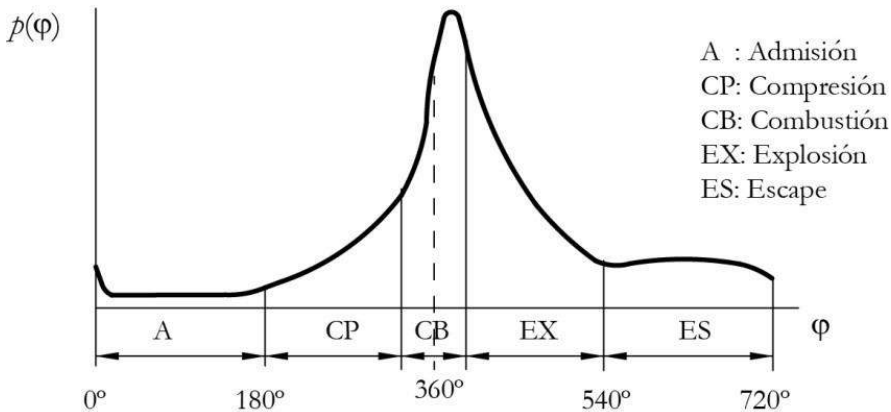


Figura 2. Diagrama $p - \varphi$ de un MCI de 4 tiempos. Fuente: Adaptada de [18].

2.3. Técnicas para la caracterización de las señales de vibración

2.3.1. Transformada de Fourier (FT)

La Transformada de Fourier, es una técnica muy utilizada en el análisis de señales. Permite transformar señales entre el dominio del tiempo y el dominio de la frecuencia, su base matemática consiste en la descomposición de una señal en un conjunto de componentes de frecuencia única.

La FT tiene un inconveniente, una vez realizada una transformación del dominio temporal al dominio de la frecuencia, no es posible identificar los instantes de tiempo en el cual ocurren los diferentes cambios de la señal. Por esto, esta descomposición es útil para señales estacionarias (señales cuyo contenido espectral no cambian a lo largo del tiempo).

Para realizar un análisis de este tipo, se debe partir de la base de que toda señal genérica, se puede descomponer en una suma de funciones periódicas simples de diferente frecuencia. Así pues, la TF se define como:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j2\pi ft} dt \quad \text{Ec. 1}$$

En general, $x(t)$ es una señal continua en el tiempo y $X(f)$ es una función compleja que representa a la señal en el dominio de la frecuencia [19].

2.3.2. Transformada Discreta de Fourier (DFT)

La TF es una herramienta muy útil cuando se trabaja con modelos matemáticos, pero en la vida real, las señales a analizar son señales obtenidas de forma digital, lo cual implica que dichas señales pueden ser una serie de datos finitos y discretos. Para este tipo de análisis, es de vital importancia conocer la frecuencia máxima contenida al interior de la señal para la selección de la frecuencia de muestreo, la cual debe ser como mínimo dos veces dicha frecuencia (Según el teorema de Nyquist).

La DFT viene dada por:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x[n]e^{-\frac{j2\pi kn}{N}} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde N es el número total de muestras de la señal discreta $x[n]$, n toma valores discretos en el intervalo $[0, N - 1]$ y $X[k]$ es una aproximación al espectro de la señal analógica original [20].

2.3.3. Transformada Rápida de Fourier (FFT)

La FFT es una herramienta muy utilizada en el procesamiento digital de señales. Básicamente, esta técnica es un algoritmo que tiene como objetivo calcular la DFT. Su gran importancia, radica en el hecho que el algoritmo elimina una gran parte de los cálculos repetitivos que se pueden encontrar al momento de determinar una DFT, logrando una disminución considerable en el tiempo de cómputo [21].

2.3.4. Transformada de Fourier de Tiempo Corto (STFT)

La STFT toma la señal en el dominio del tiempo, la divide en pequeños segmentos y posteriormente, calcula la FT de cada segmento por separado; de esta forma, se logra una representación en tiempo-frecuencia de la señal, que permite conocer no sólo el valor de sus componentes en frecuencia, sino también su ubicación temporal. El inconveniente de esta técnica, se encuentra en que sólo puede obtenerse información de este tipo con una exactitud limitada por el ancho de la ventana temporal utilizada para el análisis.

La STFT se define como:

$$X_m(f) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x[n]w[n - mR]e^{-j2\pi f n} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde $w[n - mR]$ es una ventana temporal de tamaño m , R es el largo de los saltos entre DFTs sucesivas.

2.4. Regresión Rígida con Kernel

Los procesos de regresión son muy utilizados en múltiples áreas del conocimiento, básicamente son métodos para analizar la relación o dependencia que hay entre un conjunto de variables estudiadas, para posteriormente, estimar un conjunto de ellas a partir de un conjunto inicial dado. Para el caso de la regresión rígida, la tarea es encontrar una función lineal que modele la dependencia entre las covariancias $\{x_i\}$ y las variables a estimar $\{y_i\}$. El camino clásico para ello, es minimizar una función cuadrática de costo,

$$C(\mathbf{w}) = \frac{1}{2} \sum_i (y_i - \mathbf{w}^T x_i)^2 \quad \text{Ec. 4}$$

Sin embargo, el objetivo de este trabajo es realizar este análisis desde el espacio de características extraídas, en este caso, sólo basta con realizar un cambio en la ecuación ($x_i \rightarrow \Phi(x_i)$), el peligro de realizar este cambio, se encuentra en la posibilidad de sobreajustarse.

Para disminuir este riesgo, se adiciona un parámetro para regularizar la norma de \mathbf{w} , lo cual se conoce como decaimiento de peso.

$$C(\mathbf{w}) = \frac{1}{2} \sum_i (y_i - \mathbf{w}^T \Phi(x_i))^2 + \frac{1}{2} \lambda \|\mathbf{w}\|^2 \quad \text{Ec. 5}$$

Ahora, sólo queda por determinar cómo elegir el parámetro λ . El algoritmo más utilizado para realizar este proceso se llama correlación cruzada.

Si se reemplaza todos los posibles casos por su vector de características: $x_i \rightarrow \Phi_i = \Phi(x_i)$. El número de dimensiones a evaluar será muchísimo mayor. Existe un truco para mejorar el rendimiento al momento del cálculo, para tal fin, se realiza el siguiente procedimiento:

Se define $\Phi = \Phi_{ai}$ e $y = y_i$. La solución está dada entonces por:

$$w = (\lambda I_d + \Phi\Phi^T)^{-1}\Phi y = \Phi(\Phi^T\Phi + \lambda I_n)^{-1}y \quad \text{Ec. 6}$$

Esta ecuación puede ser reescrita como:

$$w = \sum_i \alpha_i \Phi(x_i) \quad \text{Ec. 7}$$

Donde $\alpha_i = (\Phi^T\Phi + \lambda I_n)^{-1}y$. La solución w siempre debe recaer en el rango de todos los posibles casos de los datos, incluso si la dimensionalidad del espacio de características es mucho mayor. Esto es intuitivamente claro, si se tiene en cuenta que el algoritmo es lineal en el espacio de características [22].

3. Experimentos

3.1. Base de datos

Para la obtención de los resultados acá condensados, fue necesaria la adquisición de una base de datos a partir de las señales generadas por un MCI monocilindrico Robin EY15, cuyas características se muestran en la Tabla 1, el cual está ubicado en un banco de pruebas al interior del laboratorio de Motores de la Universidad Tecnológica de Pereira. Dicha base de datos cuenta con una gran variedad de señales, de las cuales se utilizan las siguientes: vibración del bloque del motor, presión en la cámara de combustión y velocidad angular del cigüeñal. En la Figura 1 se presenta el banco de pruebas experimental utilizado para la realización de este estudio.

Tabla 1. Características del motor Robin EY15.

Robin EY 15	
Tipo	Motor de gasolina, monocilindrico, refrigerado por aire , 4 tiempos
Rango de velocidad	0 – 3600 rpm
Máxima potencia	2.0 kW
Diámetro x Carrera	63 x 46 mm
Cilindrada	143 cm ³
Relación de compresión	6.3



Figura 3. Montaje experimental.

Para la instrumentación del banco de pruebas, se utilizaron tres elementos importantes: un arreglo de sensores debidamente sincronizados para la adquisición de cada una de las señales anteriormente mencionadas y dos tarjetas de adquisición de datos (NI 9222) que funcionaron bajo una frecuencia de muestreo de 65 kHz, montadas sobre un chasis (NIcDAQ 9178). De manera específica, los sensores utilizados fueron: un acelerómetro (100 mV/g) ubicado en la parte superior del bloque del motor en dirección vertical, un sensor de presión (0,74 mV/psi) que a su vez funciona como bujía del motor y un sensor inductivo combinado con una rueda fónica de 60 dientes ubicado sobre el eje de rotación del cigüeñal.

Se realizaron 4 experimentos con 10 repeticiones cada uno, para la obtención final de más de 5000 ciclos de combustión. Cada una de las pruebas realizadas sobre el MCI monocilindrico Robin EY15 funcionando con combustión en estado normal y sometido a una carga constante tuvo una ventana temporal de captura de 5 segundos. Las velocidades a las cuales se capturaron las señales fueron de 1100, 1500, 2000 y 2500 rpm respectivamente para cada experimento.

3.2. Caracterización de las señales de vibración

Como se ha mencionado anteriormente, el objetivo es realizar una estimación de la curva de presión del motor, para tal fin, se utiliza regresión rígida con kernel gaussiano a partir del conjunto de características extraídas de la señal de vibración en el bloque para reconstruir la curva de presión en el motor.

Inicialmente, se utiliza la FFT para extraer el espectro en frecuencia de la señal en cuestión y a partir de allí observar su contenido espectral teniendo en cuenta que la frecuencia de muestreo para realizar el análisis es de 65 kHz. Posteriormente, se utiliza el método de caracterización de STFT. Como se mencionó anteriormente, esta técnica consiste en analizar la señal en ventanas de tiempo y seguidamente, extraer la FFT para cada una de las ventanas de análisis. Se implementó una ventana de Hamming con traslape al 50%. El tamaño elegido varía dependiendo del número de divisiones deseadas en la señal de vibración, teniendo en cuenta que para ventanas de tiempo con un tamaño menor a 20 muestras, el análisis deja de ser estacionario. Finalmente, se compara el resultado obtenido de cada una de las caracterizaciones teniendo en cuenta los objetivos establecidos.

3.3. Implementación del método de estimación

El método de estimación propuesto es la regresión rígida con kernel gaussiano, en donde la entrada es el conjunto de características de la señal de vibración, es decir, el conjunto de datos obtenidos después de aplicar la FFT y la STFT de cada señal.

Teniendo en cuenta la información que se obtiene en el tiempo para cada método de caracterización, es posible estimar ya sea el área bajo la curva $P - \varphi$ o el valor aproximado de eficiencia (Para el caso de la FFT) o una secuencia de puntos (uno por cada ventana de análisis en la STFT) con las cuales es posible reconstruir la curva de presión y a partir de allí, realizar todo el análisis mecánico anteriormente mencionado.

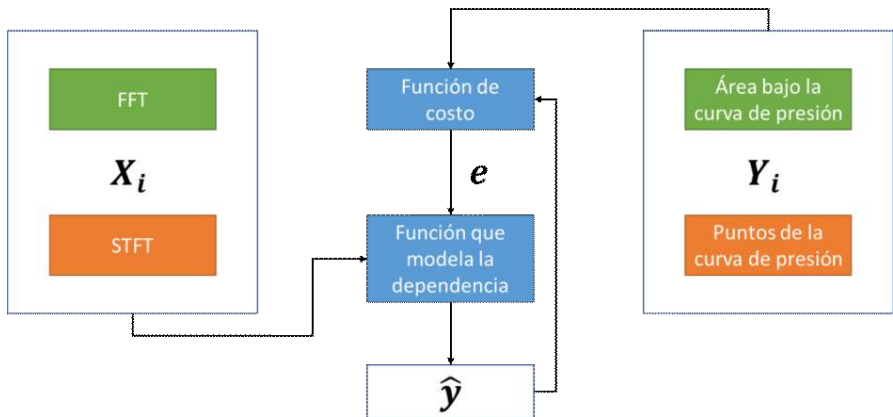


Figura 4. Metodología propuesta para la estimación de parámetros utilizando regresión rígida con kernel gaussiano.

La Figura 4 muestra las metodologías a implementar, la primera de ellas, consiste en estimar el valor del área bajo la curva $P - \varphi$ a partir de la FFT aplicada sobre la señal de vibración (recuadros de color verde) y la segunda, en estimar puntos de la curva de presión tomando como referencia la caracterización mediante STFT (recuadro de color naranja).

La base de datos cuenta con más de 5000 ciclos de combustión debidamente segmentados. Para entrenar el sistema, se utiliza validación cruzada con un 70% del total de las muestras. El 30% restante, es empleado para medir la precisión de la estimación calculada.

4. Resultados y discusión

4.1. Procesamiento de datos

Las señales utilizadas al interior de este artículo fueron: Señal de vibración en el bloque del motor, señal de presión al interior de la cámara de combustión (como referencia) y la señal de velocidad en el cigüeñal. La Figura 5 muestra las señales dentro de un pequeño intervalo de tiempo.

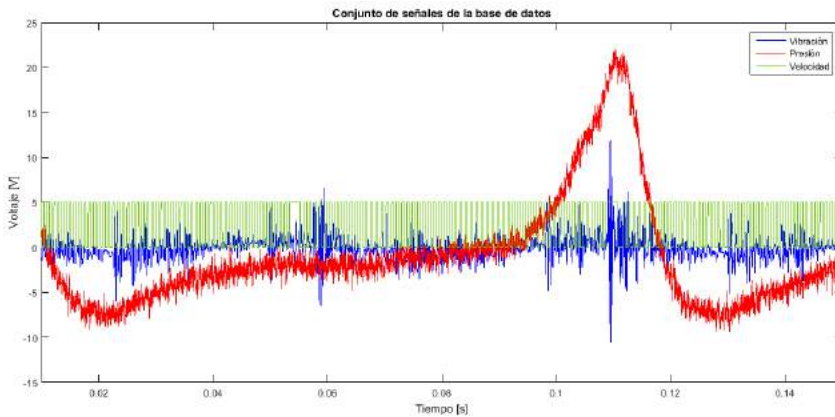


Figura 5. Conjunto de señales de conforman la base de datos capturada vista en un pequeño intervalo de tiempo.

En la Figura 5 se visualizan las tres señales utilizadas durante la realización de las pruebas. La señal de color azul, corresponde a la señal de vibración en el bloque del motor. La señal de color verde es la señal de velocidad capturada por el sensor inductivo en conjunto con la rueda fónica. La señal de color rojo representa la presión al interior de la cámara de combustión.

4.2. Caracterización de las señales de vibración

Inicialmente, se caracterizó la señal de vibración utilizando FFT, el resultado obtenido es el espectro en frecuencia de dicha señal. En la Figura 6 se puede observar una alta conglomeración de contenido espectral en la banda de frecuencias inferiores a 8000 Hz.

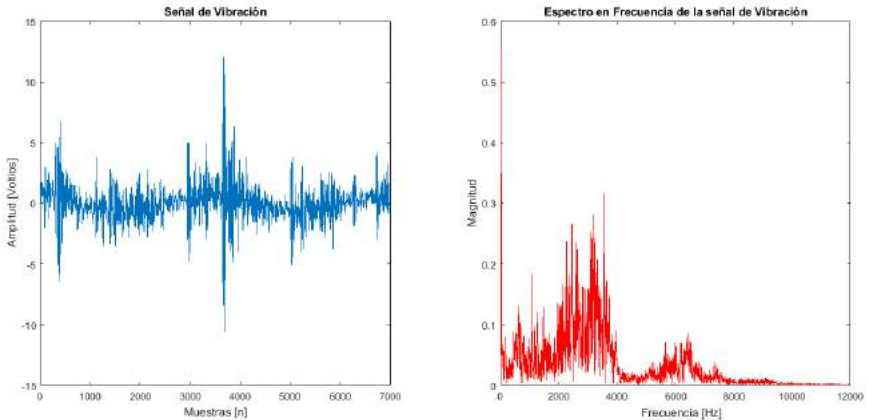


Figura 6. Caracterización de la señal de vibración utilizando FFT.
Señal en color azul: Señal de vibración para un ciclo de combustión.
Señal roja: Espectro en frecuencia para la señal de vibración de la izquierda.

El segundo método de caracterización fue la STFT, la Figura 7 muestra un resultado para la señal de vibración anterior dividida 10 veces, lo cual da como resultado un total de 19 ventanas de análisis (de acuerdo con el traslape del 50%). Las zonas más amarillas, representan las frecuencias para las cuales se encuentra la mayor concentración espectral para la ventana temporal analizada, dicho color se degrada hasta llegar al color azul oscuro. De igual manera, se observa un comportamiento muy similar al caso anterior, el mayor contenido espectral se encuentra para las frecuencias inferiores a 8 kHz.

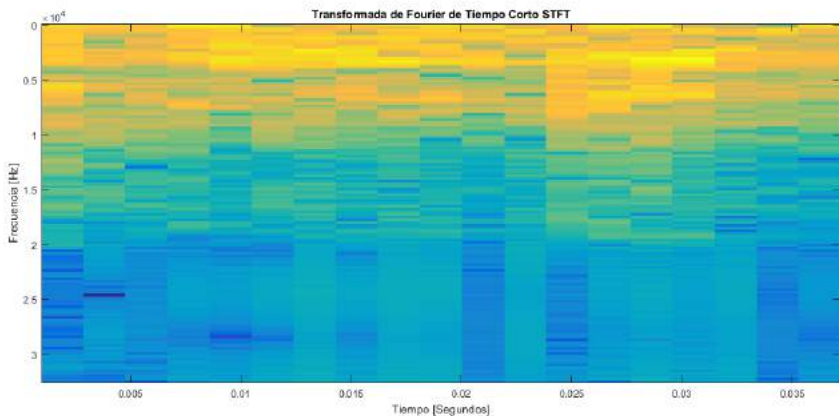


Figura 7. Caracterización de la señal de vibración utilizando STFT, la señal de vibración se dividió 10 veces, es decir, un total de 19 ventanas de análisis.

4.3. Implementación del método de estimación propuesto

La Figura 8 muestra el resultado obtenido al estimar un total de 59 puntos de la curva de presión, aplicando regresión rígida con kernel gaussiano, a partir de una STFT con 30 divisiones.

La señal coloreada de azul representa la curva obtenida con el sensor de presión y la coloreada de verde es la señal que se desea seguir. Los círculos de color rojo corresponden a los puntos estimados mediante la regresión.

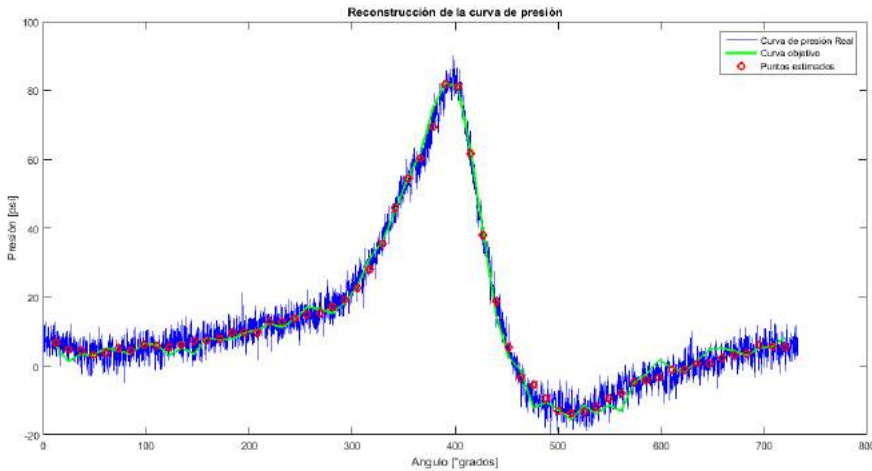


Figura 8. Resultado obtenido al estimar un total de 59 puntos de la curva de presión a partir de una STFT con 30 divisiones.
 Señal coloreada de azul: Señal de presión.
 Señal coloreada de verde: Señal que se desea seguir.
 Puntos de color Rojo: puntos estimados.

La regresión se implementó para señales de vibración capturadas a 1100, 1500, 2000 y 2500 rpm, estimando de 29 a 59 puntos pertenecientes a la curva de presión para cada una de las velocidades.

En la Tabla 6 se puede observar la precisión obtenida para cada caso. Los resultados muestran que la curva de presión puede ser reconstruida con buena exactitud.

Tabla 2. Precisión de la estimación de puntos de la curva utilizando Regresión rígida con kernel gaussiano para cada caso.

Velocidad	Número de puntos	Precisión
1100 rpm	29	98.01±0.05
	39	98.16±0.03
	49	98.49±0.02
	59	98.70±0.06
1500 rpm	29	98.98±0.04
	39	98.13±0.02
	49	98.48±0.02
	59	98.55±0.04
2000 rpm	29	97.94±0.05
	39	98.09±0.04
	49	98.40±0.04
	59	98.57±0.02
2500 rpm	29	97.85±0.03
	39	98.04±0.07
	49	98.39±0.03
	59	98.40±0.02

5. Conclusiones

La curva de presión en la cámara de combustión de MCI monocilíndricos se reconoce como un parámetro importante para analizar el estado de los motores, es decir, para controlar su funcionamiento con fines de diagnóstico. A pesar de su relevancia, su aplicación se ha inhibido por la dificultad de medir la presión en la cámara, por lo cual, las técnicas no intrusivas para la caracterización de esta variable toman cada vez más importancia.

Fue posible cumplir el objetivo principal del presente estudio: se desarrolló una metodología de estimación de la curva de presión en la cámara de combustión de un motor monocilíndrico trabajando con gasolina, a diferentes velocidades y en condiciones normales de operación, a partir de las vibraciones mecánicas provenientes del bloque. Se caracterizaron las señales de vibración utilizando FFT y STFT, a partir de lo cual se reconstruyó, con una buena precisión, la curva de presión en la cámara de combustión aplicando una regresión rígida con kernel utilizando una función gaussiana. El modelo propuesto puede ser utilizado como una herramienta de diagnóstico no invasiva para la evaluación de la presión en la cámara y la calidad de combustión del motor.

6. Trabajo futuro

Como trabajo futuro, se pretende incorporar otro tipo de caracterización de las señales de vibración, utilizando Wavelets y Máquinas de Soporte Vectorial (para realizar una clasificación entre los diferentes estados del motor). Así mismo, se considera de gran importancia explorar la estimación de la eficiencia de la combustión en MCI, a partir de la curva de presión en la cámara de combustión contra volumen específico, con el fin de desarrollar un sistema de diagnóstico aplicado a los sistemas de transporte público masivo.

7. Agradecimientos

Los autores agradecen a COLCIENCIAS por el apoyo al proyecto titulado: "Diseño y desarrollo de un sistema prototipo en línea para el diagnóstico de motores de combustión interna diésel en servicio con base en vibraciones mecánicas. Aplicación a los sistemas de transporte público masivo" con código 1110-669-46074, por medio del cual se desarrolló la investigación descrita en el presente artículo. Adicionalmente, se quiere agradecer a las Maestrías en Ingeniería Eléctrica e Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira por su apoyo a lo largo de la investigación. Adicionalmente, se agradece al Laboratorio de Motores del Programa de Ingeniería Mecánica por la ayuda y asesoramiento en relación con las máquinas de combustión interna y la construcción de la base de datos mencionada al interior de este artículo.

8. Referencias

- [1] J. Porteiro, J. Collazo, D. Patiño, y J. L. Miguez, «Diesel engine condition monitoring using a multi-net neural network system with nonintrusive sensors», *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, n.º 17-18, pp. 4097-4105, 2011.
- [2] J. A. Grajales Herrera, J. F. López López, y H. F. Quintero, «Diagnostic method based on the analysis of vibration and acoustic emissions for internal combustion engines faults», en *Image, Signal Processing and Artificial Vision (STSIVA), 2014 XIX Symposium on. IEEE*, 2014.
- [3] G. O. Chandroth, A. J. C. Sharkey, y N. E. Sharkey, «Cylinder pressures and vibration in internal combustion engine condition monitoring», *Proceedings of Comadem*, vol. 99, n.º V, pp. 294-297, 1999.
- [4] F. Payri, J. M. Luján, J. Martín, y A. Abbad, «Digital signal processing of in-cylinder pressure for combustion diagnosis of internal combustion engines», *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 24, n.º 6, pp. 1767-1784, 2010.
- [5] H. Hamedovic, F. Raichle, y J. F. Böhme, «In-cylinder pressure reconstruction for multicylinder SI-engine by combined processing of engine speed and one cylinder pressure», en *International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP 2005)*, 2005, vol. 0, n.º 4, pp. 677-680.
- [6] G. V. Zurita y J. C. Peña, «Vibration based reconstruction of the cylinder pressure in diesel engines by using neural networks», *Investigación y desarrollo*, vol. 60, n.º 5, pp. 53-60, 2005.
- [7] S. Saraswati y S. Chand, «Reconstruction of cylinder pressure for SI engine using recurrent neural network», *Neural Computing and Applications*, vol. 19, n.º 6, pp. 935-944, 2010.

- [8] F. Tagliatalata, M. Lavorgna, E. Mancaruso, y B. M. Vaglieco, «Determination of combustion parameters using engine crankshaft speed», *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 38, n.º 2, pp. 628-633, 2013.
- [9] Y. Zhang y R. B. Randall, «The In-cylinder Pressure Reconstruction and Indicated Torque Estimation Based on Instantaneous Engine Speed and One Measured In-cylinder Pressure», en *Proceedings of Comadem 2007 - The 20th International Congress on Condition Monitoring and Diagnostic Engineering Management*, 2007, pp. 657-666.
- [10] R. Johnsson, «Cylinder pressure reconstruction based on complex radial basis function networks from vibration and speed signals», *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 20, n.º 8, pp. 1923-1940, 2006.
- [11] A. Moosavian, G. Najafi, B. Ghobadian, M. Mirsalim, S. M. Jafari, y P. Sharghi, «Piston scuffing fault and its identification in an IC engine by vibration analysis», *Applied Acoustics*, vol. 102, pp. 40-48, 2016.
- [12] X. Wang, C. Liu, F. Bi, X. Bi, y K. Shao, «Fault diagnosis of diesel engine based on adaptive wavelet packets and EEMD-fractal dimension», *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 41, n.º 1-2, pp. 581-597, 2013.
- [13] J. Arroyo, M. Muñoz, F. Moreno, N. Bernal, y C. Monné, «Diagnostic method based on the analysis of the vibration and acoustic emission energy for emergency diesel generators in nuclear plants», *Applied Acoustics*, vol. 74, n.º 4, pp. 502-508, 2013.
- [14] L. Deng y R. Zhao, «A vibration analysis method based on hybrid techniques and its application to rotating machinery», *Measurement*, vol. 46, n.º 9, pp. 3671-3682, 2013.
- [15] A. P. Carlucci, F. F. Chiara, y D. Laforgia, «Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 295, n.º 1-2, pp. 141-164, 2006.
- [16] S. Vulli, J. F. Dunne, R. Potenza, D. Richardson, y P. King, «Time-frequency analysis of single-point engine-block vibration measurements for multiple excitation-event identification», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 321, n.º 3-5, pp. 1129-1143, 2009.
- [17] J. Antoni, J. Daniere, F. Guillet, y R. B. Randall, «Effective Vibration Analysis Of IC Engines Using Cyclostationarity. Part 2: New Results On The Reconstruction Of The Cylinder Pressures», *Journal of Sound and Vibration*, vol. 257, n.º 5, pp. 839-856, 2002.
- [18] D. Garcia de Frutos, *Encargado de obra civil. Maquinaria y medios auxiliares*, 1.ª ed. Madrid, España: Fundación Laboral de la Construcción, 2009.
- [19] J. Bernal, P. Gómez, y J. Bobadilla, «Una visión práctica en el uso de la Transformada de Fourier como herramienta para el análisis espectral de la voz», *Estudios de fonética experimental*, vol. 10, pp. 75-105, 1999.
- [20] J. Morón, *Señales y sistemas*. Fondo editorial biblioteca, 2011.
- [21] G. Castellanos Domínguez y Á. Á. Orozco Gutiérrez, *Representación de señales y sistemas*, vol. 1. Universidad Tecnológica de Pereira, 2007.
- [22] M. Welling, «Kernel ridge regression», *Empirical Inference: Festschrift in Honor of Vladimir N. Vapnik*, n.º 3, pp. 105-116, 2013.

ESTIMACIÓN DE LA EFICIENCIA DE ALETAS PLANAS CONTINUAS EN EQUIPOS DE INTERCAMBIO TÉRMICO

Felipe Suárez¹, Sergio D. Keegan², Osvaldo M. Martínez³,
Néstor J. Mariani⁴, Guillermo F. Barreto⁵

1-Departamento de Mecánica, Facultad de Ingeniería, UNLP, La Plata, Argentina.

srzfelipe@gmail.com

2-PROIRQ, Facultad de Ingeniería, UNLP – CINDECA, CCT La Plata, CONICET, La Plata, Argentina.

ommartin@ing.unlp.edu.ar

3-PROIRQ, Facultad de Ingeniería, UNLP – CINDECA, CCT La Plata, CONICET, La Plata, Argentina.

keegan@quimica.unlp.edu.ar

4- PROIRQ, Facultad de Ingeniería, UNLP – CINDECA, CCT La Plata, CONICET, La Plata, Argentina.

nmariani@quimica.unlp.edu.ar

5-PROIRQ, Facultad de Ingeniería, UNLP – CINDECA, CCT La Plata, CONICET, La Plata, Argentina.

barreto@quimica.unlp.edu.ar

Palabras clave: aletas continuas, eficiencia de aleta, intercambiadores de calor, aproximación unidimensional, superficies extendidas, transferencia de calor.

Resumen

En este trabajo se presenta un modelo unidimensional (1D) denominado de dos aletas radiales equivalentes para predecir la velocidad de transferencia de calor desde o hacia aletas planas continuas solidarias a tubos de intercambiadores de calor. En este modelo se propone asimilar la aleta plana continua a dos aletas de tipo radial, manteniendo el perímetro exterior del tubo y el área disponible para la transferencia de calor. El parámetro libre restante del modelo se obtiene estableciendo que el mismo replique exactamente el comportamiento térmico (eficiencia de aleta) de la aleta continua real (2D) cuando la velocidad de transferencia de calor por conducción a través de la aleta es relativamente alta frente a la velocidad de transferencia de calor por convección entre la aleta y el medio fluido, situación que, por otra parte, es la que normalmente se presenta en sistemas aletados. Se demuestra en el trabajo que este criterio de ajuste para el parámetro libre permite estimar la eficiencia de una aleta continua con un nivel de precisión apreciablemente superior a las alternativas comúnmente empleadas (*i.e.*, modelo 1D de una aleta radial y método de los sectores) en todo el rango condiciones analizadas (*i.e.*, valores de la relación entre velocidad de transferencia por conducción frente a la de convección entre 0 e infinito) para tubos de sección circular y aplastados con arreglos en línea y escalonado.

1. Introducción

Los intercambiadores de calor de tubos aletados son extensamente utilizados en el procesamiento de gas criogénico, en la industria aeroespacial, en sistemas de climatización, en la industria automotriz, entre algunas de las múltiples aplicaciones que presentan. Se destacan entre los equipos de transferencia de calor debido a su alta eficiencia y multifuncionalidad. Existe en la bibliografía abierta una considerable cantidad de información referida a diversos aspectos del diseño de intercambiadores de tubos y

placas aletadas [1, 2, 3, 4]. En particular, la estimación de la eficiencia, que resulta un aspecto crucial porque hace a la esencia de este tipo de equipos, ha sido un tópico tratado en numerosos estudios cuando se trata de superficies dotadas de aletas individuales. Así pueden identificarse una cantidad importante de trabajos relativamente recientes [5, 6, 7]. No obstante, al momento de abordar el caso de equipos con aletas de tipo continuas, la bibliografía dista de ser abundante y, si bien pueden encontrarse contribuciones referidas al tema, cabe la posibilidad de plantear alternativas que permitan alcanzar resultados superadores al momento de predecir la velocidad de transferencia de calor.

En términos generales, para analizar la conducción térmica en aletas en equipos de transferencia de calor debe considerarse que la misma tiene lugar en más de una dimensión espacial. Los problemas 3D (tridimensionales) no se presentan dado que normalmente no resulta necesario tener en cuenta las variaciones de temperatura en una de las direcciones, ya que por las características constructivas de las aletas (*i.e.*, espesores muy pequeños) dichas variaciones son despreciables. No obstante, las geometrias 2D (bidimensionales) son frecuentes en el caso de aletas continuas, como las utilizadas en el caso de intercambiadores de calor tubulares que procesan gases [8] y aletas individuales de forma poligonal simétrica [9] sustituyendo a las típicas aletas radiales. En estas circunstancias debe recurrirse a alguna herramienta numérica que permita resolver la ecuación diferencial representativa del balance de energía y obtener la velocidad de transferencia de calor (eficiencia de aleta) entre la aleta y el medio [10, 11, 12, 13]. Con las plataformas de cálculo actuales esta operación no debería representar una dificultad simulación de los mencionados intercambiadores puede ser necesario evaluar la velocidad de transferencia de calor desde las aletas una cantidad importante de veces (del orden del millar); más aún, en aplicaciones que requieren simulación recurrente, como las de optimización o diseño de una planta, los órdenes de magnitud pueden elevarse aún más, con lo cual los procedimientos de tipo numérico aplicados a más de una dirección espacial resultan una opción poco viable a los fines prácticos.

Una alternativa válida para abordar el problema es el empleo de modelos de tipo unidimensional, entre los cuales se destaca el denominado de la aleta radial equivalente [14, 15], que denominaremos modelo 1D-SERF. En este modelo se propone asimilar la aleta plana continua a una aleta de tipo radial, con el mismo perímetro del tubo y cuya área de transferencia resulte idéntica al área de transferencia de la aleta real. Este modelo permite predecir la eficiencia de aletas continuas solidarias a tubos de sección circular con una precisión del orden del 5% para arreglos en línea (ver Fig. 1a y región punteada en la Tabla 1) cuando $4 > P_1 = X_t/D$ (paso horizontal/diámetro) > 2 con $1.5 > P_t/P_1$ ($P_t = X_t/D$). Para el caso de arreglos escalonados (ver Fig. 1b) en los mismos rangos puede alcanzarse una precisión del 1%. No obstante, fuera de los rangos mencionados los errores pueden crecer significativamente. Por ejemplo, en el caso de un arreglo en línea para $P_1 = 3$ y $P_t/P_1 = 2.5$ los errores pueden alcanzar aproximadamente el 11%, pudiendo incrementarse hasta valores mayores al 20% si $P_t/P_1 = 4$.

Otro método propuesto en la bibliografía, de naturaleza esencialmente numérica, es el denominado método de los sectores (SECT) [9]. Para la aplicación del mismo se propone dividir la geometría de la aleta en un determinado número de sectores y asimilar cada sector a una aleta radial que posea el mismo ángulo, área y perímetro que el sector. De esta forma, el método logra una mejora en la predicción de la eficiencia respecto del método de la aleta equivalente para pasos longitudinales pequeños ($P_1 < 2$), pero no para

pasos mayores cuando la relación de pasos es baja. Por ejemplo, para arreglos en línea, en el rango de $4 > P_1 > 2$ con $1.5 > P_t/P_l$, ambos métodos presentan errores similares.

Por ende, para aletas solidarias a tubos de sección circular, tanto si se requiere una precisión superior al 5% en los rangos antes especificados para P_1 y P_t/P_l , como en el caso de valores fuera de estos rangos, resulta necesario disponer de un modelo alternativo. Asimismo, resulta de interés analizar el caso de aletas solidarias a tubos de intercambiadores de calor que presenten otro tipo de sección transversal, por ejemplo, los denominados tubos aplastados, los cuales conducen a menores pérdidas de carga y mayores coeficientes peliculares para el gas que circula por el exterior (entre las aletas), que los tubos de sección circular para la misma área de transferencia de calor.

Con esta finalidad en este trabajo se propone un modelo, también unidimensional, denominado de dos aletas radiales equivalentes (1D-TERF). El parámetro principal de este modelo se obtiene estableciendo que el mismo replique exactamente el comportamiento térmico (eficiencia de aleta) de una aleta continua real (2D) cuando la velocidad de transferencia de calor por conducción a través de la aleta es relativamente alta frente a la velocidad de transferencia de calor por convección entre la aleta y el fluido (situación deseada en este tipo de sistemas). Se demuestra que el criterio de ajuste propuesto permite estimar la eficiencia de una aleta continua con un nivel de precisión superior al modelo 1D-SERF y al método de los sectores en todo el rango condiciones analizadas (*i.e.*, valores de la relación entre velocidad de transferencia por conducción frente a convección entre 0 e infinito) para tubos de sección circular y aplastados con arreglos en línea y escalonado.

2. Planteo de la problemática

Las Figuras 1 (a-c) muestran esquemáticamente las distintas configuraciones de arreglos y tubos analizados para intercambiadores tubulares con aletas continuas solidarias a los tubos. Con X_t y X_l en la Fig. 1 se indican los pasos transversal y longitudinal respectivamente. Para el caso de tubos con sección circular (Figs. 1a y b) los correspondientes pasos adimensionales son $P_t = X_t/D$ y $P_l = X_l/D$ con D el diámetro de los mismos. En la Figura 1.c, que corresponde a tubos aplastados, D_l se refiere al largo del tubo en la dirección de X_l mientras que D_t es el ancho del tubo aplastado en la dirección de X_t . En este caso los pasos adimensionales se calculan como $P_t = X_t/D_t$ y $P_l = X_l/D_l$. Se asume que todas las aletas y los tubos que componen el haz se comportan, desde el punto de vista térmico, de manera idéntica; de forma tal que teniendo en cuenta la simetría resulta suficiente analizar las regiones rayadas en las Figs. 1a-c.

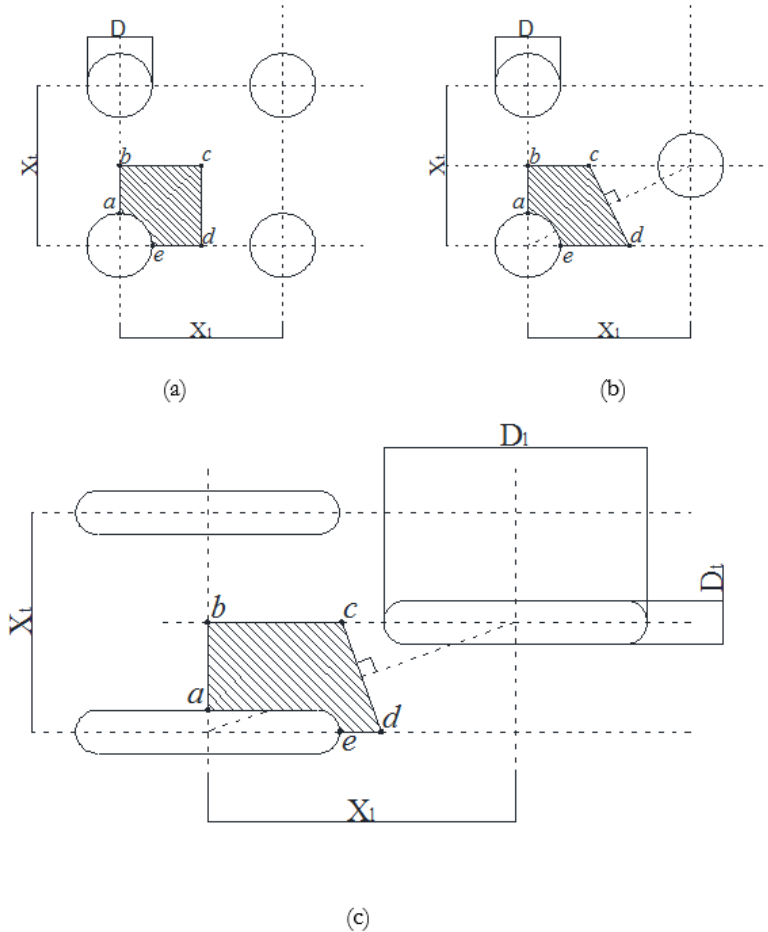


Figura 1. Configuración de tubos y arreglos analizados.

- (a) Tubos de sección circular con arreglo en línea
- (b) Tubos de sección circular con arreglo escalonado
- (c) Tubos aplastados con arreglo en línea

Se incluye el caso de aletas solidarias a tubos aplastados (valen los comentarios para aquellos cuya sección sea una elipse) si bien su uso no resulta extendido, en virtud de que esta geometría de tubo presenta algunas ventajas respecto a los tubos de sección circular, a la vez que ha sido menos estudiada en la literatura [16, 17]. En primer término para la misma sección transversal de tubo el perímetro resulta considerablemente mayor. Esta resulta una ventaja siempre y cuando la pérdida de carga del fluido que circula por el interior de los tubos, normalmente líquido, no resulte una limitante. Por otro lado, y ahora respecto al gas que circula por el exterior de los tubos, la forma de los tubos aplastados conduce a un menor coeficiente de fricción y a un mayor coeficiente de transferencia de

calor que para tubos de sección circular del mismo perímetro (*i.e.*, implica la misma área de transferencia de calor). Naturalmente, para el mismo peso de material los tubos aplastados resultan más costosos que los de sección circular. Asimismo, los tubos de sección circular permiten distribuir mejor la presión interna, al contrario de los tubos aplastados que tienden a concentrar las tensiones sobre los extremos del tubo. No obstante, este último aspecto no debiera representar una limitación seria en tanto este tipo de intercambiadores, en general, no se emplea en servicios a elevadas presiones.

La ecuación diferencial que representa el balance de energía para una aleta plana continua, como las mostradas en las Figuras 1 (a-c), de conductividad térmica uniforme (k) que intercambia calor con un medio a una temperatura T_∞ cuyo coeficiente convectivo (h) se considera uniforme, es:

$$k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] = h \frac{2}{\delta} (T - T_\infty) \quad (1)$$

En la Ec. (1) se ha asumido que no se produce ningún cambio de fase en el intercambio térmico entre la aleta y el medio fluido y que el espesor de la aleta es lo suficientemente pequeño como para poder despreciar cualquier variación de temperatura a lo largo del mismo (*i.e.*, en la dirección perpendicular al plano de las Figs. 1 a-c).

La Ec. (1) puede ser escrita en forma adimensional del siguiente modo:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^{*2}} - m^2 \ell^2 \theta = 0 \quad (2a)$$

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty} \quad (2b) \quad ; \quad m^2 = \frac{h \ 2}{k \ \delta} \quad (2c)$$

$$y^* = \frac{y}{\ell} \quad (2d) \quad ; \quad x^* = \frac{x}{\ell} \quad (2e)$$

donde $\ell = A_T/P$ se denomina longitud característica y se define como el cociente entre el área exterior de la aleta disponible para el intercambio térmico con el medio por convección, A_T (*i.e.*, regiones sombreadas en las Figs. 1 a-c) y el perímetro del tubo, P (arco \overline{ea} en las Figs. 1 a-c). T_b en la Ec. (2b) es la temperatura en la base de la aleta (sobre el perímetro del tubo) que se supone constante.

Las condiciones de contorno que acompañan a la Ec (2a) son:

$$\theta = 1 \quad \text{sobre } \overline{ea} \quad \text{para las Fig. 1 a-c,} \quad (2f)$$

$$\nabla_n \theta = 0 \quad \text{sobre } \overline{abcde} \quad \text{para las Fig. 1 a-c} \quad (2g)$$

La eficiencia de la aleta se define como la velocidad de transferencia real respecto a la velocidad de transferencia de calor máxima (*i.e.*, la que tendría lugar desde la aleta si la temperatura en todos los puntos de la misma fuese igual a la temperatura sobre el perímetro del tubo al que se encuentra unida solidariamente la aleta):

$$\eta = \frac{\iint_{A_T} \theta \, dx \, dy}{A_T} \quad (3)$$

2.1. Aproximación del comportamiento de la aleta para altas velocidades de transferencia de calor por conducción

La solución de la Ec. (2a) a bajos valores de $(m\ell)$ (*i.e.*, altas velocidades de transferencia por conducción térmica en la aleta) puede encontrarse en la literatura para el problema, completamente análogo, de difusión-reacción química en catalizadores sólidos [18]. En estas condiciones, por medio de un análisis de perturbación η puede expandirse en serie de potencias de $(m\ell)^2$:

$$\eta_{\text{Bajos}} = 1 - \gamma (m\ell)^2 \quad (4a)$$

donde γ se expresa como sigue:

$$\gamma = \frac{\iint_{A_T} G \, dx \, dy}{\ell^2 A_T} \quad (4b)$$

G , denominado campo auxiliar, es la solución de la siguiente ecuación diferencial:

$$\frac{\partial^2 G}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 G}{\partial y^2} = -1 \quad \text{sobre } A_T \quad (5a)$$

$$G=0 \quad \text{sobre } \overline{ea} \quad \text{para las Fig. 1 a-c,} \quad (5b)$$

$$\nabla G=0 \quad \text{sobre } \overline{abcde} \quad \text{para la Fig. 1 a-c} \quad (5c)$$

La Ec. (4a) corresponde a una serie truncada de dos términos con $O[(m\ell)^4]$. El parámetro sólo depende de la geometría de la aleta (*i.e.*, tipo de tubo, arreglo y relaciones de pasos). Por otra parte, la solución a las Ecs. (5) para el campo auxiliar G y por ende , debe llevarse a cabo una única vez; con esta finalidad se ha probado que la plataforma Comsol Multiphysics®, que emplea el método de los elementos finitos para resolver numéricamente ecuaciones diferenciales, resulta completamente apropiada.

En el apéndice se incluyen valores numéricos del parámetro para las distintas configuraciones consideradas en este trabajo (tubos de sección circular con arreglos en línea y escalonado y tubos aplastados escalonados para distintos valores de las relaciones de pasos). Las mismas cubren prácticamente la totalidad de los casos que pueden presentarse en la práctica.

3. Modelos unidimensionales de una y dos aletas radiales equivalentes y método de sectores

El balance de conservación de la energía (1D) para una aleta radial de espesor despreciable puede escribirse:

$$\frac{d^2\theta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\theta}{dr} - m^2 \theta = 0 \quad (6a)$$

donde θ y m se definen conforme a (2b) y (2c)

Las condiciones de contorno que acompañan a (6a) son:

$$\theta=1 \quad \text{en} \quad r=R_i \quad (6b) \quad ; \quad \frac{d\theta}{dr}=0 \quad \text{en} \quad r=R_E \quad (6c)$$

La solución de las Ecs. (6) puede encontrarse en los libros de texto [19] y conduce a la siguiente expresión para la eficiencia de aleta:

$$\eta_{1D} = \frac{2}{m_1 (R_r^2 - 1)} \left[\frac{I_1(m_1 R_r) K_1(m_1) - K_1(m_1 R_r) I_1(m_1)}{K_1(m_1 R_r) I_0(m_1) + I_1(m_1 R_r) K_0(m_1)} \right] \quad (7)$$

donde I_0 , I_1 , K_0 y K_1 son las funciones de Bessel modificadas de primera y segunda clase y orden entero 0 y 1, respectivamente. $R_r=R_E/R_i$ y $m_1=m R_i$ con R_i y R_E radios interno y externo de la aleta radial.

3.1. Modelo de una aleta radial equivalente (1D-SERF)

En este modelo se asume que la eficiencia térmica de la aleta plana continua real puede estimarse asimilándola a una aleta de tipo radial, con el mismo perímetro de tubo (P) que la aleta real y cuya área de transferencia resulte idéntica al área de transferencia de la aleta real (A_T)(ver Figs. 1a-c). Por lo tanto,

$$P_{1D-SERF} = P \quad (8a) \quad ; \quad A_{1D-SERF} = A_T \quad (8b)$$

De las Ecs. (8a y b) se obtienen el radio interno y externo de la aleta radial del modelo 1D-SERF. Para tubos de sección circular, el radio interno coincide con el radio real del tubo, mientras que para tubos aplastados es necesario calcular un radio interno equivalente que cumpla con la ecuación (8a).

A este modelo se lo denominará de una aleta radial equivalente (1D-SERF). Cabe destacar que Zabronski [14] desarrolló una solución para evaluar la eficiencia de una aleta plana con arreglo en línea y $P_i=P_t$ y mostró que dicha solución resulta similar a la de una aleta radial siempre que se cumplan (8a y b). Años más tarde, Kuan y col. (1984) [15] extendieron esta idea a otras geometrías de tubo.

Para estimar la eficiencia de aleta a través del modelo 1D-SERF debe emplearse la expresión (7).

3.2. Modelo de dos aletas radiales equivalentes (1D-TERF)

La Figura 2 muestra esquemáticamente el modelo de dos aletas radiales equivalentes (1D-TERF), el cual representa una extensión del modelo 1D-SERF. Para formular el modelo se supone que ambas aletas radiales (F1 y F2) presentan el mismo radio interno (R_i).

Se define:

$$\ell_j = \frac{A_j}{P_j} = \frac{\frac{\phi_j}{2} (R_{Ej}^2 - R_i^2)}{\phi_j R_i} = \frac{R_i}{2} \left(\frac{1 - y_j^2}{y_j^2} \right) \quad \text{con } j=F1, F2 \quad (9)$$

Donde $y_j=R_i/ R_{Ej}$, siendo A_j el área de cada aleta del modelo 2D-TERF y P_j su perímetro interno.

Para emplear el modelo 1D-TERF resulta necesario especificar cinco parámetros (*i.e.*, R_i , $R_{E,F1}$, $R_{E,F2}$, ϕ_{F1} y ϕ_{F2}). Con esta finalidad se plantean las siguientes relaciones:

$$P_{F1} + P_{F2} = P \quad (10a) \quad A_{F1} + A_{F2} = A_T \quad (10b)$$

$$\phi_{F1} + \phi_{F2} = \phi \quad (10c) \quad \phi_{F1} = \phi_{F2} \quad (10d)$$

$$\ell_{F1}^2 A_{F1} \gamma_{F1} + \ell_{F2}^2 A_{F2} \gamma_{F2} = \ell^2 A_T \gamma \quad (10e)$$

Cabe aclarar que las relaciones (10c y d) pueden perfectamente ser removidas, aunque aquí se las ha adoptado por simplicidad. Por otra parte, las Ecs. (10a-b) garantizan que la velocidad global de transferencia de calor sea la misma para el modelo que para la aleta real a muy altos y muy bajos valores del parámetro m .

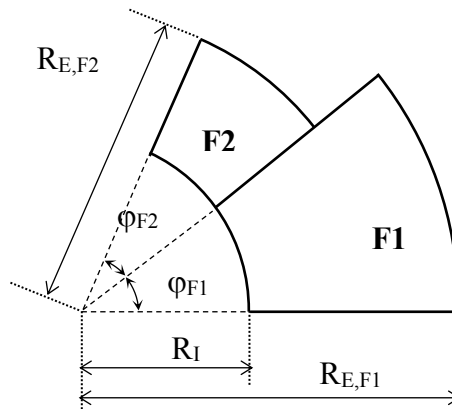


Figura 2. Esquema del modelo de dos aletas radiales equivalentes (1D-TERF).

Al igual que en el modelo 1D-SERF, para el cálculo de tubos aplastados, es necesario calcular un radio interno que satisfaga las ecuaciones (10a y c). Este radio será el mismo en ambas aletas.

Las expresiones de los parámetros γ_{F1} y γ_{F2} para las aletas radiales se encuentran en la bibliografía [18] y pueden calcularse empleando las siguientes expresiones:

$$\gamma_j = \frac{y_j}{2} \left[\frac{y_j^2 - 3}{q_j^2} - \frac{4 \ln y_j}{q_j^3} \right] \quad (11)$$

donde: $q_j = 1 - y_j^2$; $y_j = R_i / R_{Ej}$ con $j=F1, F2$.

La eficiencia de aleta para el modelo 1D-TERF resulta:

$$\eta_{1D-TERF} = \frac{A_{F1} \eta_{F1} + A_{F2} \eta_{F2}}{A_T} \quad (12)$$

Donde η_{F1} y η_{F2} se calculan empleando la expresión (7).

3.3 Método de sectores (SECT)

El método de los sectores consiste en subdividir la porción de aleta rayada en las Figuras 1 a-c, en una cantidad determinada sectores (n) como se muestra en la Figura 3, donde por simplicidad todos los ángulos φ_i se han tomado iguales.

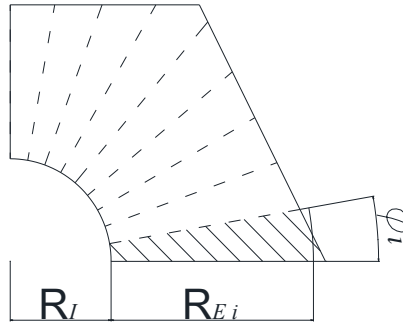


Figura 3. Esquema del método de los sectores (SECT).

Este método propone asimilar cada uno de estos sectores a uno de una aleta radial equivalente de igual perímetro y área (de manera similar al método 1D-SERF), y que ocupe el mismo ángulo, por lo que para cada sector será necesario definir los parámetros (φ_i, R_i, R_{Ei}) de manera tal que se cumplan las siguientes relaciones:

$$P_i = P_{SECT} \quad (13a) \quad A_i = A_{SECT} \quad (13b)$$

$$\varphi_i = \varphi_{SECT} \quad (13c) \quad \varphi_i = \frac{\varphi_T}{n} \quad (13d)$$

Así, la eficiencia de acuerdo al método SECT puede obtenerse como:

$$\eta_{SECT} = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i A_i}{A_T} \quad (14)$$

Donde η_i se calculan empleando la expresión (7)

Mientras que para el caso de tubos circulares el radio interno de cada sector será igual al del tubo, para el caso de tubos planos será necesario calcular un radio interno para que se cumplan las ecuaciones (13a 13c y 13d) simultáneamente.

En la bibliografía se ha demostrado [9] que para tubos de sección circular, en general, con 20 sectores resulta suficiente para alcanzar la precisión máxima del método cuando se trata de un arreglo en línea con una relación de pasos $P_t/P_l=1$.

4. Resultados y Discusión

En la Fig. 4 se presenta el comportamiento de η frente al parámetro m para una aleta plana continua solidaria a un tubo de sección circular con un arreglo en línea ($P_t=2$, $P_t/P_l=2$). Se muestran cuatro curvas correspondientes a los valores numéricos obtenidos empleando la plataforma Comsol Multiphysics y las predicciones de los modelos 1D-SERF y 1D-TERF y el método SECT. Puede visualizarse que todos los modelos permiten capturar adecuadamente ente las asíntotas a altos y bajos valores del parámetro m , dado que se ha establecido que las áreas de transferencia coincidan (Ecs. 8b, 10b y 13b) lo cual garantiza que para ambos modelos $\eta \rightarrow 1$ cuando $m \rightarrow 0$ (muy altas velocidades de transferencia por conducción); mientras que la igualdad de perímetros (Ecs. 8a, 10a y 13a) hace que $\eta \rightarrow 1/m$ cuando $m \rightarrow \infty$ (muy bajas velocidades de transferencia por conducción). Por ende, las mayores desviaciones en la estimación para cualquiera de los modelos 1D aparecerán a valores intermedios de m . Se define entonces el error relativo porcentual como:

$$\varepsilon_i = \frac{(\eta_i - \eta_{num})}{\eta_{num}} \cdot 100 \tag{15}$$

donde η_{num} son los valores obtenidos numéricamente mientras que η_i corresponde a las estimaciones alcanzadas con los modelos 1D-SERF y 1D-TERF y el método SECT.

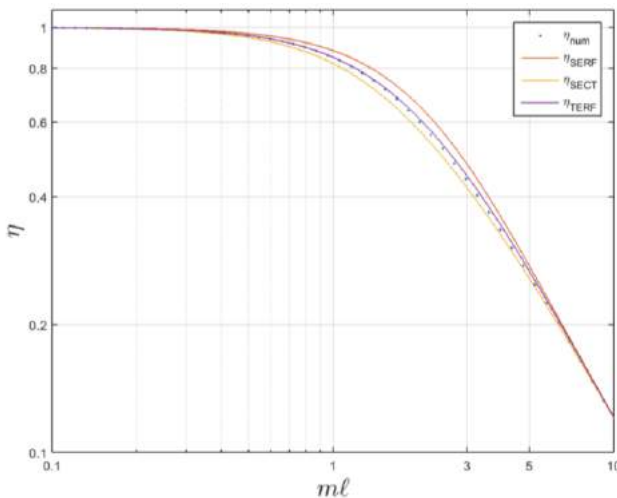


Figura 4. η vs m (Tubos de sección circular con arreglo en línea $P_t=2$ y $P_t/P_l=2$).

Se analizará la precisión de los modelos 1D valorando el máximo error, que se presenta cuando se varía m para cada configuración geométrica (tipo de tubo, arreglo y relaciones de paso), definido como:

$$\varepsilon_i^{\max} = \max_{m \ell} \{ \varepsilon_i \} \tag{16}$$

En la Tabla 1 se presentan los valores ε_i^{\max} que surgen de la aplicación de los modelos 1D-SERF y 1D-TERF y el método SECT para distintos valores de P_1 y de la relación P_1/P_2 correspondientes a arreglos en línea (ver Fig. 1a). Puede observarse que para la mayoría de los casos analizados, el modelo 1D-TERF conduce a resultados más precisos que las otras dos alternativas analizadas. No obstante, para una relación P_1/P_2 alta, y un valor de P_1 bajo ($P_1 < 1.5$, y $2 < P_1/P_2 < 4$) el modelo 1D-TERF arroja valores erróneos, debido a que el valor del radio obtenido para cumplir con las Ecs. (10 a-e) es menor al radio interno del tubo. Se han incluido también algunas relaciones de pasos ($P_1=1.5$ y $2 < P_1/P_2 < 4$) que resulta poco probable que se presenten en la práctica, no obstante, se analizan con la finalidad de otorgarle una mayor generalidad a la evaluación de la capacidad predictiva del modelo 1D-TERF. Se comprueba que el error máximo se encuentran en todos los casos con $P_1 > 1.5$ por debajo del 6.5% mientras que empleando el método SECT se alcanza 15% y con el modelo 1D-SERF se presentan valores que superan el 20%.

Tabla 1. ε_i^{\max} en la estimación de η con los modelos 1D-SERF y 1D-TERF y el método SECT para tubos de sección circular con arreglos en línea.

P_1/P_2	$P_1=X_i/D$											
	4			3			2			1.5		
↓	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF
1	0.5	-1.1	0.2	0.6	-1.2	0.3	1.1	-1.3	0.4	2.4	-1.5	0.5
1.5	2.2	-2.8	1.1	2.7	-2.7	1.2	4.3	-2.5	1.6	7.2	-2.3	2.2
2	5.4	-5.6	2.4	6.5	-5.3	2.6	9.6	-4.8	3.0	14.6	-4.2	3.4
2.5	8.9	-8.4	3.6	10.7	-8.0	3.7	15.0	-7.1	3.5	21.5	-6.1	2.6
3	12.6	-11.0	4.4	14.8	-10.3	4.2	20.2	-9.1	2.9	27.9	-7.9	-1.5
3.5	16.2	-13.2	4.7	18.8	-12.4	3.9	25.1	-10.9	1.1	33.9	-9.6	-8.0
4	19.7	-15.1	4.3	22.7	-14.2	2.8	29.8	-12.5	-4.0	39.3	-11.1	-20.1

En la Figura 5 se muestra la variación de ε para distintos valores de η_{num} , para tubos de sección circular con arreglo en línea ($P_1=2$ y $P_1/P_2=2$). Se puede observar que, en promedio, el error máximo que se alcanza con el modelo 1D-SERF y el método SECT resulta mayor al que se obtiene al emplear el modelo 1D-TERF (aproximadamente 10% y 5% frente a 3%). Asimismo, analizando específicamente la zona que corresponde a las condiciones de diseño de las aletas (es decir, valores de η_{num} relativamente altos, por ejemplo, mayores que 0.75) se observa que mientras que el modelo 1D-SERF puede presentar errores superiores al 6% y el método SECT al 3%, el modelo 1D-TERF garantiza que los mismos serán inferiores al 1%. Para todas las configuraciones de tubos y arreglos analizados se encontraron comportamientos similares a los mostrados en las Figuras 4 y 5.

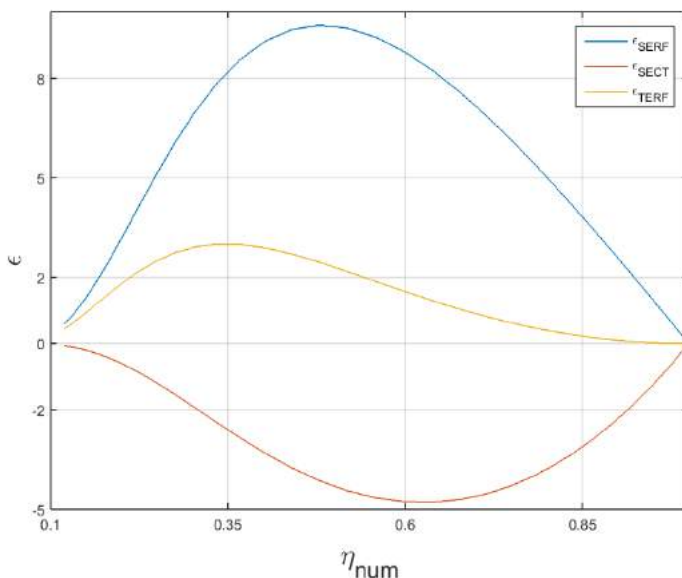


Figura 5. ϵ vs η_{num} (Tubos de sección circular con arreglo en línea $P_1=2$ y $P_t/P_1=2$).

En las tablas 2 y 3 se presentan los valores de ϵ_i^{max} para arreglos escalonados de tubos circulares y aplastados con distintas relaciones de pasos, respectivamente.

Respecto al arreglo escalonado de tubos de sección circular (ver Fig. 1b y Tabla 2) los tres modelos presentan un nivel de precisión superior al 3% para todos los casos analizados ($1 < P_1 < 4$ y, simultáneamente, $P_t/P_1 < 6$), por lo que en ese rango se sugiere el empleo del modelo 1D-SERF en virtud a la mayor simplicidad en su aplicación.

Tabla 2. ϵ_i^{max} en la estimación de η con los modelos 1D-SERF y 1D-TERF y el método SECT para tubos de sección circular con arreglos en escalonados.

P_t/P_1	$P_1 = X_i/D$											
	4			3			2			1.5		
\downarrow	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF
3	0.1	-0.3	0.1	0.1	-0.3	0.1	0.2	-0.4	0.1	0.2	-0.4	0.1
4	0.1	-0.4	0.1	0.1	-0.4	0.1	0.2	-0.4	0.1	0.2	-0.4	0.1
5	0.6	-1.3	0.4	0.7	-1.3	0.4	0.9	-1.3	0.5	1.2	-1.2	0.5
6	1.5	-2.7	0.9	1.7	-2.7	0.9	2.2	-2.6	1.1	2.7	-2.5	1.2
7	2.7	-4.3	1.4	3.0	-4.2	1.5	3.7	-4.0	1.7	4.6	-3.9	1.9
8	3.9	-6.0	2.1	4.4	-5.8	2.2	5.4	-5.6	2.4	6.5	-5.3	2.6

En relación a los tubos aplastados con arreglos escalonados (ver Fig. 1c y Tabla 3), en general, el modelo 1D-SERF y el método SECT presentan errores similares a los del 1D-TERF e inferiores al 5% si la relación de diámetros $D_v/D_1 > 0.1$. No obstante, existen casos ($D_v/D_1=0.1$ y $P_1/P_2=3$) para los cuales el error en el que se incurre empleando el modelo 1D-SERF y el método SECT se incrementa considerablemente pudiendo superar el 20%. Cabe consignar además que el método SECT presenta errores máximos del orden del 20% para todos los casos con $P_1=1$.

Tabla 3. ϵ_i^{\max} en la estimación de η con los modelos 1D-SERF y 1D-TERF y el método SECT para tubos aplastados con arreglos escalonados.

P ₁ /P ₂	D _v /D ₁	P ₂ =X _v /D											
		4			3			2			1		
		SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF	SERF	SECT	TERF
3	0.1	18.0	7.0	2.7	16.4	5.7	-1.5	11.2	-1.8	-1.8	2.5	-23.2	1.1
	0.2	5.3	1.7	3.6	4.7	1.2	2.9	3.1	-2.7	1.7	3.6	-18.8	1.2
4	0.1	11.6	0.9	4.9	10.5	-1.6	3.5	6.8	-7.2	1.8	2.9	-27.7	1.2
	0.2	3.9	-2.4	3.4	3.5	-3.5	2.9	2.5	-6.5	2.0	3.6	-21.3	1.2
5	0.1	8.4	-4.0	5.2	7.5	-6.0	4.1	4.9	-11.4	2.4	3.2	-30.2	1.3
	0.2	3.7	-4.4	3.5	3.4	-5.7	3.0	2.7	-8.8	2.2	3.3	-22.3	1.2
6	0.1	6.8	-6.6	5.1	6.1	-8.8	4.3	4.1	-14.1	2.8	3.3	-31.7	1.4
	0.2	3.8	-5.7	3.5	3.5	-7.0	3.2	3.0	-9.8	2.5	2.9	-22.0	1.2
7	0.1	6.0	-8.4	5.1	5.4	-10.7	4.4	3.9	-16.0	3.0	3.4	-32.5	1.4
	0.2	3.9	-6.6	3.5	3.7	-7.7	3.3	3.3	-10.2	2.7	2.7	-20.7	1.3
8	0.1	5.7	-9.7	5.2	5.2	-12.0	4.5	3.9	-17.1	3.2	3.4	-32.9	1.5
	0.2	3.9	-8.1	3.5	3.8	-9.0	3.4	3.4	-11.2	2.8	2.4	-20.0	1.3

5. Conclusiones

En este trabajo se presenta un modelo unidimensional denominado de dos aletas radiales equivalentes (1D-TERF) para predecir la velocidad de transferencia de calor desde o hacia aletas planas continuas solidarias a tubos de sección circular y aplastados como los típicamente empleados en radiadores para refrigeración o calefacción y otras aplicaciones que impliquen intercambio gas (aire)-líquido. En este modelo se propone asimilar la aleta plana continua a dos aletas de tipo radial, manteniendo el perímetro del tubo y el área disponible para la transferencia de calor. El parámetro libre restante del modelo se obtiene estableciendo que el mismo replique exactamente el comportamiento térmico (eficiencia de aleta) de la aleta continua real (2D) cuando la velocidad de transferencia de calor por conducción a través de la aleta es relativamente alta frente a la velocidad de transferencia de calor por convección entre la aleta y el fluido, situación que, por otra parte, es la que normalmente se presenta en sistemas aletados.

Se demuestra en el trabajo que este criterio de ajuste para el parámetro libre le permite al modelo 1D-TERF alcanzar una estimación más precisa de la eficiencia de una aleta continua que la que puede conseguirse empleando el modelo 1D-SERF o el método de los sectores (SECT). El nivel de precisión alcanzable resulta superior al 5% en prácticamente la totalidad de los casos analizados, cubriendo todo el rango condiciones de operación (*i.e.*, valores de la relación entre la velocidad de transferencia por conducción frente a la de convección entre 0 e infinito) para tubos de sección circular con arreglos en línea ($4 > P_1 > 1$ y $3.5 > P_1/P_2$).

>1) y escalonado ($4 > P_1 > 1$ y $8 > P_1 / P_1 > 1$) y para todos los arreglos de tubos aplastados con arreglo escalonado. Cabe aclarar, que se obtiene una precisión considerablemente mayor (del orden de 1%) en todos los casos si se busca estimar la eficiencia de la aleta para bajos coeficientes de transferencia por convección (bajos valores de m), situación que normalmente se presenta en los casos en los que se emplean superficies extendidas.

6. Agradecimientos

Los autores agradecen el aporte financiero de las siguientes instituciones: CONICET (PIP 0304) y UNLP (PID 11/1177). N. J. Mariani, O. M. Martínez y G. F. Barreto son investigadores del CONICET.

7. Referencias

- [1] Kuppan, T. (2014). Heat exchanger design handbook, 2nd edition, CRC Press, Taylor & Francis Group.
- [2] Hesselgreaves, J.E. (2001). Compact Heat Exchangers. Selection, Design and Operation. Pergamon Press (2001).
- [3] Kays, W. M., London A. L. (1998). Compact Heat Exchangers, 3rd Reprinted ed., Krieger, Malabar.
- [4] Shah, R. K. (1988). Plate-fin and tube-fin heat exchanger design procedures. *In Heat Transfer Equipment Design* (Edited by R. K. Shah, E. C. Subbarao and R. A. Mashelkar), pp. 255-266. Hemisphere, Washington, DC.
- [5] Sabbaghi, S., Rezaii, A., Shahri, Gh.R., Baktash, M.S. (2011). Mathematical analysis for the efficiency of a semi-spherical fin with simultaneous heat and mass transfer, *Int. J. of Ref. 34*, 1877.
- [6] Acosta-Iborra, A., Campo, A. (2009). Approximate analytic temperature distribution and efficiency for annular fins of uniform thickness, *Int. J. of Thermal Sci. 48*, 773.
- [7] Sharqawy, M. H., Zubair, S. M. (2008). Efficiency and optimization of straight fins with combined heat and mass transfer – An analytical solution. *Applied Thermal Eng. 28*, 2279.
- [8] Zukauskas, A. (1981) Air Cooled Heat Exchangers, in Heat Exchangers: Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, S. Kakac, A.E. Bergles and F. Mayinger, Eds., Hemisphere Publication Corporation, New York, NY, pp. 49-83.
- [9] Kundu, B., Das, P. K. (2000). Performance of symmetric polygonal fins with and without tip loss — A comparison of different methods of prediction, *The Can. J. of Chem. Eng. 78*, 395.
- [10] Marin, L., Elliott, L., Heggs, P.J., Ingham, D. B., Lesnic, D., Wen, X. (2005). Two-dimensional thermal analysis of a polygonal fin with two tubes on a square pitch. *Int. J. of Heat and Mass Trans. 48*, 3018.
- [11] Jang, J-Y., Lin C-N. (2002). Two-dimensional fin efficiency of plate fin-tube heat exchangers under partially and fully wet conditions. *J. of Thermal Sci. 11*, 249.

- [12] Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G.K. (2000) Comparison of one-dimensional and two-dimensional models for wet-surface on efficiency of a plate-fin-tube heat exchanger. *Applied Thermal Eng.* 20, 941.
- [13] Chen, H. T., Liou, J. T. (1998). Optimum dimensions of the continuous plate fin for various tube arrays. *Num. Heat Transfer-Part A* 34, 151.
- [14] Zabronski, H. (1955). Temperature distribution and efficiency of a heat exchanger using square fins on round tubes. *ASME J. Appl. Mech.* 22, 119.
- [15] Kuan, D.Y., Aris, R., Davis, H. T. (1984). Estimation of fin efficiencies of regular tubes arrayed in circumferential fins. *Int. J. Heat Mass Transfer* 27, 148.
- [16] Kritikos, K., Albanakis, C., Missirlis, D., Vlahostergios, Z., Goulas, A., Storm, P. (2010). Investigation of the thermal efficiency of a staggered elliptic-tube heat exchanger for aeroengine applications. *Applied Thermal Eng.* 30, 134.
- [17] Saboya, S. M., Saboya, F. E. M. (2001). Experiments on elliptic sections in one- and two-row arrangements of plate fin and tube heat exchangers. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 24, 67.
- [18] Mariani N. J., Keegan S. D., Martinez O. M., Barreto G. F. (2003). A One-Dimensional Equivalent Model to Evaluate Overall Reaction Rates in Catalytic Pellets. *Chem. Eng. Res. and Des.* 81-A, 1033.
- [19] Kraus, A. D., Aziz, A., Welty, J. (2001). *Extended Surface Heat Transfer*, J. Wiley.

8. Apéndice

En las Tablas A1, A2 y A3 se presentan los valores del parámetro γ para las configuraciones analizadas en este trabajo (tubos de sección circular con arreglos en línea y escalonado y tubos aplastados escalonados y distintos valores de las relaciones de pasos).

Los valores de las Tablas A1, A2 y A3 pueden ser interpolados linealmente para valores de P_1 y P_1/P_2 correspondientes a arreglos con relaciones geométricas intermedias a las mostradas, alcanzándose una precisión en el valor de γ superior al 1% respecto a los cálculos numéricos a partir de las ecuaciones (4.b) y (5.a-c). La incidencia de este error en el cálculo de η resulta menor al 1%.

Tabla A1 Valores de γ para tubos de sección circular con arreglo escalonado.

P_2/P_1	$P_2=X_1/D$						
	4	3.5	3	2.5	2	1.5	1
3	0.046	0.055	0.067	0.084	0.109	0.149	0.219
4	0.037	0.045	0.055	0.070	0.092	0.128	0.193
5	0.032	0.039	0.049	0.062	0.083	0.117	0.185
6	0.029	0.035	0.044	0.057	0.077	0.111	0.183
7	0.027	0.033	0.041	0.053	0.072	0.107	0.183
8	0.025	0.030	0.038	0.050	0.069	0.104	0.184

Tabla 2. Valores de γ para tubos de sección circular con arreglo en línea.

P_t/P_1	$P_t=X_t/D$					
	4	3.5	3	2.5	2	1.5
↓						
1	0.093	0.109	0.130	0.158	0.199	0.269
1.5	0.077	0.091	0.111	0.139	0.183	0.265
2	0.069	0.084	0.104	0.134	0.184	0.284
2.5	0.065	0.080	0.101	0.132	0.186	0.298
3	0.063	0.077	0.099	0.131	0.188	0.309
3.5	0.061	0.076	0.097	0.131	0.190	0.317
4	0.060	0.075	0.096	0.131	0.192	0.322

Tabla 3. Valores de γ para tubos aplastados con arreglo escalonado.

P_t/P_1	D_t/D_1	$P_t=X_t/D_1$						
		4	3.5	3	2.5	2	1.5	1
↓	↓							
3	0.1	0.194	0.226	0.264	0.306	0.341	0.332	0.328
	0.15	0.121	0.141	0.166	0.196	0.229	0.253	0.323
	0.2	0.093	0.109	0.129	0.155	0.187	0.223	0.317
4	0.1	0.134	0.156	0.183	0.215	0.246	0.262	0.316
	0.15	0.091	0.106	0.126	0.151	0.182	0.218	0.304
	0.2	0.074	0.087	0.104	0.126	0.157	0.199	0.292
5	0.1	0.105	0.123	0.145	0.172	0.203	0.232	0.304
	0.15	0.076	0.089	0.106	0.129	0.159	0.200	0.286
	0.2	0.063	0.075	0.090	0.111	0.140	0.184	0.268
6	0.1	0.089	0.104	0.123	0.148	0.178	0.214	0.292
	0.15	0.066	0.078	0.094	0.116	0.145	0.188	0.269
	0.2	0.056	0.067	0.081	0.100	0.129	0.171	0.247
7	0.1	0.078	0.092	0.110	0.133	0.163	0.202	0.281
	0.15	0.060	0.071	0.086	0.106	0.135	0.177	0.254
	0.2	0.050	0.060	0.074	0.092	0.119	0.160	0.230
8	0.1	0.070	0.083	0.100	0.122	0.151	0.193	0.270
	0.15	0.054	0.065	0.079	0.098	0.126	0.168	0.240
	0.2	0.046	0.055	0.068	0.085	0.111	0.151	0.216

IMPULSIÓN CON ENERGÍAS ALTERNATIVAS

ANÁLISIS TÉCNICO-NORMATIVO DE LOS RECURSOS ENÉRGICOS UTILIZADOS EN VEHÍCULOS DESTINADOS AL MOVIMIENTO DE MERCADERÍA PALETIZADA EN PLANTAS INDUSTRIALES

Ing. Sergio Martín Arocas¹, Ing. Oscar Labatti², Abog. Matías Toso³

1-UIDET-IAME Facultad de Ingeniería, Calle 1 y 47, La Plata, Argentina.
martin.arocas@ing.unlp.edu.ar

2-Pampa Fox, Calle Maipú 429, CABA, Argentina.
oscar@pamapafox.com.ar

3-Subsecretaría de Hidrocarburos y Minería, Av. Luro 378, Santa Rosa, La Pampa, Argentina.
matiaostoso@gmail.com

Palabras clave: Autoelevadores, Baterías, Pilas de combustible, Almacenes, Tiempo de recarga, Tiempo de reposición, Residuo peligroso.

Resumen

Los autoelevadores propulsados por motores de combustión interna al emitir gases de escape no pueden ser utilizados en lugares cerrados, así nace la posibilidad de sustituirlos por equipos propulsados por baterías plomo-ácido o pilas de combustible.

Una característica importante que tienen las pilas de hidrogeno es que son capaces de mantener constante la tensión y potencia que entregan, por lo que es posible aumentar la productividad de la planta, además gracias al menor tiempo de recarga de la pila de combustible y que el tiempo de cambio o reposición es nulo, se pueden recuperar horas de trabajo en comparación con el uso de baterías plomo-ácido. Los productos resultantes de las baterías de hidrogeno son amigables con el medio ambiente y su tratamiento resulta técnicamente más simple y económicamente más bajo.

Las baterías de plomo ácido cuando llegan al final de su vida útil se convierten en residuos peligrosos según la ley 24.051 y por tanto surgen las limitaciones debidas al tratamiento de estos residuos. En cambio la falta de legislación para el uso de las pilas de combustible representa una barrera a la penetración de esta tecnología en nuestro país.

Es evidente que si al menos en ambientes cerrados se logra utilizar autoelevadores a batería o pilas de combustible se pueden reducir emisiones provenientes de la combustión en un motor de combustión interna, debido a que se reduce el consumo de combustible.

1. Objetivo

Detectar medidas para el desarrollo, construcción e implementación de proyectos que involucren al Sector Transporte en Argentina, analizando sus probables impactos en el uso de recursos y la contaminación asociados. Análisis de la normativa local vigente en cuanto a las posibilidades de utilización de vehículos a batería para el movimiento de mercadería paletizada.

2. Introducción

El principal requerimiento para un autoelevador, apilador o zorra eléctricos es una fuente portátil de energía eléctrica y que esta pueda ser transformada en energía mecánica para propulsar el vehículo y también accionar los mecanismos de elevación.

Una forma de comparar el rendimiento de las baterías es a través de la energía específica (Wh/kg), la cual indica la energía por unidad de masa de la batería y está íntimamente relacionado con la autonomía del vehículo.

Además de este índice, las baterías se comparan respecto a la potencia específica, ciclo de vida, rendimiento, coste, mantenimiento, aptitud para la recarga rápida, seguridad y reciclaje. La potencia específica (W/kg) es la potencia de la batería por unidad de masa y se relaciona con potencia y las prestaciones del equipo.

El ciclo de vida de una batería se refiere al número de veces de descarga o los años esperados de funcionamiento para una cierta aplicación, siendo este importante para realizar la comparación de costes de las baterías. En relación a la seguridad, las baterías deben tener una protección adecuada tanto para la propia batería como para el operario y el medio ambiente, en el caso ideal, los materiales tóxicos y metales pesados utilizados pueden ser reciclados en nuevas unidades. Las fuentes de energía eléctrica utilizadas para el movimiento de mercadería palletizada son las baterías plomo-ácido y las pilas de combustible o baterías de hidrógeno.

Baterías y pilas de combustible

Las baterías están construidas con celdas conectadas en serie, estas celdas contienen energía química que se convierte en energía eléctrica. Las celdas forman módulos, para luego ser conectados en serie o paralelo y entregar la energía y tensión requerida en el autoelevador, apilador o zorras eléctricas.

En cambio en una pila de combustible, el hidrógeno y el oxígeno pasa a través de las superficies del ánodo y el cátodo para generar energía eléctrica por la oxidación del combustible, por lo que mientras se le suministra combustible (Hidrógeno) y oxidante (aire u oxígeno) esta generará energía eléctrica.

Baterías de plomo-ácido

Las baterías de plomo-ácido ofrecen alta potencia y comportamiento fiable, seguro y de bajo costo. Este tipo de baterías es muy utilizado debido a que se fabrican en serie y por lo tanto se abaratan costos y son de fácil adquisición.

Sin embargo tienen un pobre comportamiento en frío, corto ciclo de vida y una baja energía específica (30-35 Wh/kg), lo que implica que para obtener una buena autonomía se requieran de 400 a 500 kg en baterías y además requieren entre 8 y 10 horas para su recarga.

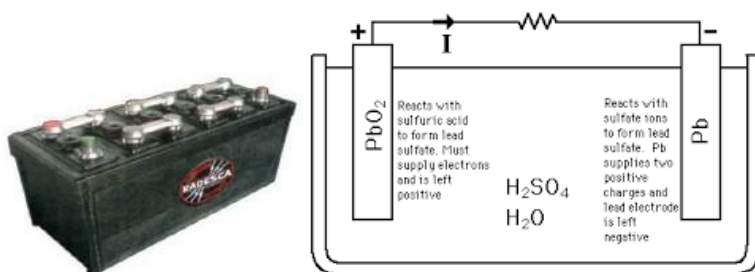


Figura 1. Batería de plomo-ácido. Esquema constitutivo.

Baterías de hidrogeno (Pila de combustible)

La pila de combustible es un dispositivo electroquímico que transforma la energía química del combustible directamente en energía eléctrica (corriente continua). Una celda elemental está compuesta por dos electrodos, ánodo y cátodo, y un electrolito. Las celdas se conectan en serie a través de placas separadoras y forman así una pila (stack).

Un problema de estas baterías es que requieren de grandes superficies de los electrodos para aumentar la velocidad de la reacción, tanto es así que la corriente generada se expresa en amperios por cm^2 del área del electrodo.

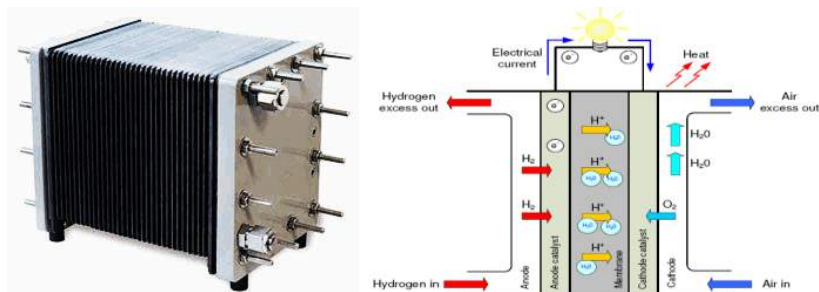


Figura 2. Pila de hidrógeno y esquema de partes constitutivas.

Problemática a resolver con el uso de baterías

El problema a abordar se vincula con la necesidad de reducir las emisiones ocasionadas durante el movimiento de cargas palletizadas en depósitos y generar una alternativa para hacer posible estos trabajos en ambientes cerrados en los cuales los motores de combustión interna son privativos, y el trabajo en condiciones de bajas temperaturas (cámaras de frío, etc.).

Los antecedentes que se analizarán a lo largo del presente no sólo remiten a la cuestión ambiental relacionada con las emisiones, sino que se amplía a otros aspectos tales como el rendimiento y economía de la actividad.

3. Desarrollo

Análisis Tecnológico: Tipos de vehículos, usos, características técnicas de los vehículos y baterías, distribución de la fábrica o estación de almacenaje.

Los vehículos elevadores se utilizan en muchas aplicaciones comerciales e industriales para mover todo tipo de bienes y/o materiales, hacia o desde las áreas de almacenamiento o de un puesto de trabajo a otro. Algunos usos incluyen el transporte a nivel del suelo, mientras que otros requieren de elevación. Las cargas más pesadas se trasladan a nivel del suelo, pero pueden ser elevados una vez que se llega al lugar de almacenamiento



Durante el transporte de las cargas paletizadas, el operador puede caminar detrás, caso del apilador y la zorra, o ir dentro de la cabina del vehículo, autoelevador.




Normalmente, el peso de las cargas a transportar oscila entre 450 y 6000 kg, por lo que conocido el peso y la altura de elevación que se necesita se podrá seleccionar el vehículo a utilizar para las diferentes plantas industriales.

Los autoelevadores pueden usarse desde unas pocas horas por día a 24 horas al día, 7 días a la semana y pueden ser utilizados en actividades en el interior de los almacenes, depósitos o fábricas como así también en otros propósitos al aire libre.

Los diseños actuales de autoelevadores son alimentados por baterías de plomo-ácido o por combustibles fósiles mientras que en los apiladores se están utilizando con baterías de hidrógeno para el transporte de cargas menores, desplazando a los apiladores y zorras que funcionan con baterías plomo-acido. En la Tabla 1 se muestra una clasificación de los vehículos utilizados en el movimiento de cargas según la clase y categoría.

Tabla 1. Clasificación de vehículos elevadores, apiladores y zorras.

Clase	Categoría / Características
<p style="text-align: center;">I</p> 	<p><i>Autoelevadores (Forkliftstrucks) Eléctricos:</i> A- Autoelevadores Eléctricos de 1000 a 1800 kg. B- Autoelevadores Eléctricos de 2000 a 2500 kg. C- Autoelevadores Eléctricos de 3000 a 3500 kg. D- Autoelevadores Eléctricos de más de 3500 kg.</p>
<p style="text-align: center;">II</p> 	<p><i>Autoelevadores (Forkliftstrucks) a Combustión:</i> A- Autoelevadores a combustión de 1000 a 1800 kg. B- Autoelevadores a combustión de 2000 a 2500 kg. C- Autoelevadores a combustión de 2800 a 3500 kg. D- Autoelevadores a combustión de 4000 a 6000 kg. E- Autoelevadores a combustión de más de 6000 kg.</p>

<p style="text-align: center;">III</p> 	<p>Apiladores (Reachtrucks) Eléctricas: A- De torre de 3,5 a 4,5 metros. B- De torre de más de 4,5 metros El operador viaja en la plataforma del apilador, para las operaciones de desplazamiento y elevación de la carga.</p>
<p style="text-align: center;">IV</p> 	<p>Apiladores (Stackers): Desplaza y eleva. El operador viaja detrás del apilador, para las operaciones de desplazamiento y elevación de la carga.</p>
<p style="text-align: center;">V</p> 	<p>Zorras eléctricas (Electric Pallets trucks): Desplaza. El operador puede ir detrás o en la plataforma de desplazamiento.</p>

En una primera aproximación, las clases definidas como I, III, IV y V son propulsadas por motores eléctricos y la clase II es alimentada por motores de combustión interna. La capacidad de carga de los autoelevadores con motor a combustión interna es notablemente superior a la capacidad de los autoelevadores eléctricos, en las categorías más altas.

A continuación se describen las principales características de los vehículos clases I a V:

- Clase I. Esta clase consiste en una unidad de tres ruedas impulsada por un motor eléctrico. El operador se viaja sentado en la cabina del vehículo. Se caracterizan por el peso que pueden desplazar y elevar en las categorías A, B, C y D. El autoelevador puede ser utilizado en espacios estrechos, normalmente se da en el movimiento de stocks de almacenes.
- Clase II. En esta clase el contrapeso del autoelevador lo realiza la cabina y el motor de combustión interna. Generalmente utiliza neumáticos sólidos que son más amortiguados. Se caracterizan según el peso que pueden elevar en las categorías A, B, C, D y E.
- Clase III. Esta clase de apiladores es accionada por un motor eléctrico y el operador viaja parado sobre la plataforma del mismo. Además la plataforma se utiliza para equilibrar las cargas palletizadas a elevar. Se categorizan en A y B según la altura de la torre de elevación.

- **Clase IV.** Esta clase de apiladores es accionada por un motor eléctrico y el operador viaja detrás del mismo (el operador empuja el apilador). La capacidad de elevación es menor que el de la categoría III debido a que no posee la plataforma para equilibrar las cargas.
- **Clase V.** Esta clase utiliza un motor eléctrico para lograr el desplazamiento de las cargas. En esta clase el operador puede ir detrás de la zorra (el operador empuja el apilador) o viaja en la plataforma.

Vehículos elevadores a batería

La batería se utiliza para varias funciones en un vehículo elevador, en primer lugar, suministra la energía para trasladar las cargas y en segundo lugar para elevarlas.

Los autoelevadores eléctricos (Clases I, categorías A, B, C, y D) tienen una variada capacidad de elevación, van de 1000 a más de 3500 kg, aunque la mayoría de los vehículos elevadores eléctricos están en el rango de 1000 a 3000 kg.

Los autoelevadores y apiladores de clases I, II, y III se utilizan para la recepción de cargas en centros de distribución, centros logísticos en el transporte marino o en la logística de fabricación.

Generalmente las zorras eléctricas, clase V, se utilizan en aplicaciones de manipulación de materiales en el interior de los depósitos, almacenes o fábricas que no requieren grandes alturas de elevación; suele encontrarse en las operaciones de almacenes de venta al por menor.

Los autoelevadores, clase I, y apiladores, clase III, son utilizables en lugares donde los autoelevadores accionados por motores de combustión interna no son prácticos, como ser ambientes interiores y pasillos estrechos. Esto se debe principalmente a que los motores envían gases de combustión al ambiente y las dimensiones del mismo son mayores respecto a las de un autoelevador eléctrico.

Cuando estos vehículos son utilizados en ambientes refrigerados, como por ejemplo, frigoríficos, almacenes o depósitos de alimentos (los que requieren refrigeración), la batería plomo-ácido se ve comprometida. Esto le da a los vehículos eléctricos con batería de hidrógeno una ventaja para ser usados en estos espacios.

Las zorras y apiladores eléctricos están diseñadas principalmente para uso en interiores. En cambio los autoelevadores pueden ser adaptados para ser utilizados al aire libre, estas adaptaciones consideran los neumáticos (inflables) para permitir el uso en superficies desniveladas, impermeabilización de la carretilla elevadora y el sellado correspondiente para que no ingrese agua al compartimento donde se encuentre la electrónica. Además, con el uso de motores de corriente alterna se logra una mayor velocidad de elevación y de viaje.

Los problemas que se presentan en los autoelevadores impulsados por batería de plomo-ácido es que no alcanzan a cubrir una jornada de 8 horas, estas resisten un uso constante de 5 a 6 horas y otro problema de operación es el tiempo de carga de las baterías. La principal ventaja que presentan es que al no emitir gases de escape, se pueden utilizar en ambientes cerrados.

Los principales usos de los autoelevadores con motor de combustión interna, clase II, se dan en la construcción, agricultura, industria manufacturera, grandes almacenamientos,

reciclaje, bebidas y embotellado, fábricas de papel, productos de madera, material de construcción, movimiento de productos de vidrio y metálica. Estas aplicaciones se pueden hacer también mediante el uso de zorras, apiladores y vehículos eléctricos, lo esto muestra la versatilidad de estos vehículos eléctricos.

El peso y cantidad de carga a transportar, la altura de elevación y los tiempos de espera para la recarga de las baterías dependen de la ubicación en la planta de las bodegas de recarga o dispenser de hidrógeno, por lo que la distribución (lay out) del depósito, almacén o fabrica, son variables a considerar en el momento de la selección del autoelevador, apilador o zorra eléctrica que mejor se adapte a cada aplicación.

Comparación técnica de las baterías

Los vehículos elevadores con pilas de hidrogeno tienen algunas ventajas importantes sobre las baterías de plomo-ácido, la primera es que permite aumentar la productividad utilizando baterías de hidrógeno dado que se eliminan los cambios de baterías plomo-ácido. En segundo lugar, las recargas de combustible se realizan en 5 minutos aproximadamente, y dado que generalmente no existen múltiples estaciones de carga de hidrógeno en una planta, depósito o almacén, el espacio necesario para el abastecimiento de combustible es menor que el requerido para recargar las baterías.

Además, las baterías de hidrógeno mantienen la tensión constante durante un turno de operación, a diferencia de las baterías de plomo-acido que denotan caída de tensión hacia el final del turno y cuando operan en lugares refrigerados.

Con el uso de baterías de hidrógeno no hay preocupaciones ambientales por perdidas de ácido o plomo, o escape de emisiones (En comparación con un vehículo de combustión interna), aunque la manipulación y almacenamiento de hidrógeno pueden tener dificultades en lo que respecta a seguridad. El uso del hidrógeno se ve reflejado en menores costos de logística aunque tiene mayores costos iniciales debido a las instalaciones necesarias.

4. Análisis Económico: costo de adquisición del equipo. Costos de operación y mantenimiento, costo asociado a la energía para la carga de las baterías

Debido a que es posible pasar de una flota de autoelevadores con motores de combustión interna a una flota propulsada por energía eléctrica, se comparan las diferencias que existen entre las baterías de Plomo-Ácido y las de Celdas de combustible.

Se considera el análisis económico de caso para una flota de 230 unidades que se describe en el informe Full Fuel-Cycle Comparison of Forklift Propulsion Systems.

Los autoelevadores que utilizan pilas de combustible ofrecen una oportunidad económicamente conveniente debido a que es posible mejorar la productividad de la empresa a través de:

a) Funcionamiento de varios turnos de trabajo con reabastecimiento rápido, sin necesidad de recarga de la batería (figura 3)

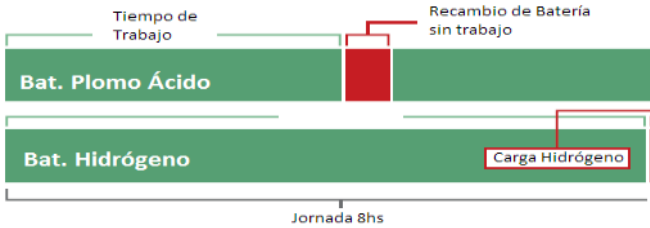


Figura 3. Ciclo de carga de baterías.

b) Potencia constante en todo el ciclo de trabajo, esto permite a los conductores de los vehículos trasladar más bienes y/o materiales en un período determinado de tiempo, es decir, se obtienen jornadas más productivas (figura 4).

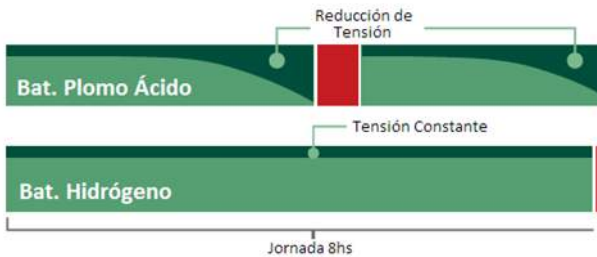


Figura 4. Tensión en bornes durante la jornada.

En las jornadas de 8 horas, por lo general, hay que hacer al menos un cambio de baterías. Esto implica que el operador debe abandonar su área de trabajo conduciendo a la estación de recambio de baterías y reemplazar por una batería cargada, este proceso se requiere de 30 minutos aproximadamente.

Por el contrario, un vehículo a batería de hidrógeno elimina el tiempo de reemplazo de batería y así se presume un aumento en la productividad. Durante la jornada de trabajo la pila de combustible produce una tensión constante y mantiene la capacidad de salida de potencia constante durante las 8 horas. Los incrementos en la productividad se traducen en periodos más cortos para recuperar la inversión.

Retorno de inversión en celdas de combustible

En el análisis se realiza una comparación entre baterías de plomo-ácido y de hidrógeno para la flota determinada de autoelevadores, teniendo en cuenta los siguientes criterios:

Tamaño de flota: el caso de estudio es una instalación para un gran centro de distribución de artículos comestibles, formada por 180 unidades Clase III, 40 Clase II y 10 de la Clase I, que operan 2.5 turnos por día, durante todo el año.

Mejoras en la productividad: el recambio de baterías implica un tiempo de no operatividad. Se asume que cada cambio de la batería dura unos 20 minutos, y que se producen de 2 a 3 veces por día. Cada carga de hidrógeno supone una duración de 3 minutos y se produce entre 1,3 y 1,5 veces por día.

Costo instalación Hidrógeno: el precio de la energía para una pila de hidrógeno depende del fabricante, tamaño de la unidad y el volumen de unidades producidas. Para este escenario, se asume un precio comercial de U\$s 14.000 a U\$s 30.000 por unidad, dependiendo de la clase de vehículo.

Tiempo de vida de las baterías: las baterías de plomo son reemplazadas cada tres años, a un costo de U\$s 2.600 a U\$s 5.500 por batería, dependiendo del tamaño y de la clase del autoelevador. Mientras que el tiempo de vida promedio del sistema de una pila de combustible es de 10 años.

Costo de combustible: el costo de la electricidad, para la recarga de las baterías, y el hidrógeno deben ser tenidos en cuenta. El Hidrógeno, incluyendo distribución y almacenamiento, tiene un precio aproximado de U\$s 8.00 por kilogramo. Normalmente, para las instalaciones con más de 40 vehículos resulta práctica la instalación de estaciones de carga distribuidas en la planta.

Inversión: el resultado de la inversión es, el recupero de la inversión se estima en un periodo menor a un año, considerando la inversión en baterías para 230 autoelevadores. En 10 años (vida útil de las pilas de hidrógeno) de operación se obtendrá un ahorro del 24% del costo total del equipo durante su vida útil. Esto representa la recuperación de 52.440 horas al año de productividad.

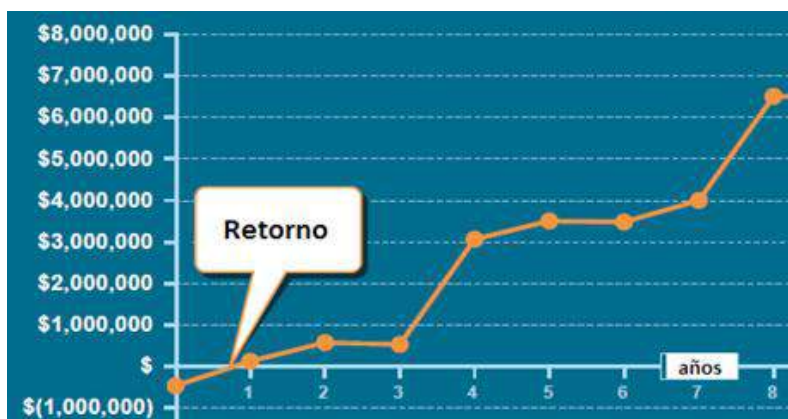


Figura 5. Diferencia de inversión entre Bat. Hidrogeno y Bat. Plomo Ácido.

Tabla 2. Comparación de costos Plomo Ac. Vs. Bat. Hidrógeno.

Aspectos claves para utilización de baterías.		Aspectos claves para utilización de baterías de Hidrógeno.	
Costo de baterías	U\$s 2600 Clase3 U\$s 4900 Clase2 U\$s 5500 Clase1	Costo de Hidrógeno	Clase 1 U\$s 30000 Clase 2 U\$s 28000 Clase 3 U\$s 14000
Cantidad de baterías	3 por unidad	Cantidad de Celdas	1 por unidad
Costo de cargador	U\$s 2300	Precio de Hidrógeno	U\$s 8 por kg
Vida útil	3 años	Vida útil	10 años
Tiempo perdido por carga	20 minutos	Tiempo perdido por carga	3 minutos
Costo del operario por hora	U\$s 25	Costo del operario por hora	U\$s 25

Suministro de Hidrógeno

El Mercado del hidrógeno se encuentra en expansión. Los proveedores de aire comprimido industrial están ofreciendo soluciones para la demanda de hidrógeno. Se implementan soluciones temporarias que permiten hacer una evaluación rápida y económica de una instalación de varias máquinas. Una vez que la flota pasó a utilizar hidrógeno, se realiza una instalación permanente.

Comentarios acerca de la valuación

Hoy en día, la propuesta de la utilización de pilas de hidrógeno es conceptualmente viable. Si bien para cada instalación debe realizarse una evaluación particular, el análisis de este caso demuestra que con la utilización de baterías de hidrógeno es posible aumentar el rendimiento de las operaciones por cada jornada y permite minimizar el costo de operación de la flota.

5. Tiempo de espera y recarga: tipo de batería, tiempos de carga y descarga de las baterías, modo de uso de los vehículos.

Se requiere de 5 a 15 minutos el tiempo de espera para el cambio automático de las baterías y hasta 45 minutos o más si se hace manualmente.

En la utilización de baterías de plomo-acido se requieren 8 horas para el cargado, durante este tiempo aumenta la temperatura de las baterías y en consecuencia se deben dejar enfriar durante 8 horas, así es necesario contar con tres baterías para cada vehículo que opere durante las 24 horas.

Los cargadores de baterías se ubican en lugares secos, ventilados y de temperatura controlada ya que las baterías liberan oxígeno e hidrógeno durante el tiempo de carga.

Por otra parte, las pruebas y la sobrecarga de la batería pueden dar lugar a derrames de ácido, por lo que los procesos de carga se separan de otras operaciones, aumentando el costo debido al mayor espacio que se necesita.

La carga de las baterías debe ser programada para los periodos de valle y resto para evitar recargos en la facturación.

Otra desventaja de los vehículos elevadores que funcionan con baterías es la disminución de potencia debido a la descarga de la batería, provocando una disminución aproximada del 7,5% de la productividad. Este problema puede ser minimizado con el uso de motores de corriente alterna en lugar de motores de corriente continua.

6. Efectos ambientales

El primer efecto que se advierte es la disminución del uso de combustibles fósiles lo que conlleva a conocidos beneficios para el ambiente (Baja de las emisiones de gases de efecto invernadero) y para la sustentabilidad de la actividad, sin perjuicio que influya directamente en la salud de los operarios que se ven expuestos permanente a los gases de combustión.

Sin embargo, al comparar el impacto ambiental de la utilización de baterías de plomo-ácido, aparece un hecho sujeto a regulación que está dado por los más modernos estándares ambientales que obligan a las personas físicas o jurídicas que a través de cualquier proceso o actividad que produzcan residuos calificados de "peligrosos" - en cualquier punto de nuestro país - a estar inscriptos en un REGISTRO y someter estos materiales a planes de manejo especiales.

Más precisamente, la Secretaría de Ambiente y Desarrollo Sustentable de la Nación cuenta entre los sujetos regulados por la Ley 24.051 (y Decreto N° 831/93) a los "Generadores Eventuales" figura que encuadra para este caso como generadores de residuos de manera no programada o accidental, dado que si bien el objetivo principal es el acopio y movimiento de mercadería con vehículos eléctricos, como resultado de esa actividad se adquieren, depositan, recargan, cambian y desechan baterías con plomo-ácido, sustancia clasificada por la normativa como "residuo peligroso".

Las baterías de plomo-ácido llegan al final de su vida útil cuando su capacidad es un 80 % inferior a la inicial y a partir de allí se convierte en un residuo peligroso por dos de los elementos que contiene: El plomo y una solución diluida de ácido sulfúrico en agua (33,5 % aproximadamente) que puede encontrarse en tres estados: líquido, gelificado o absorbido. Ambas sustancias están catalogadas por la regulación como Y31/Y34 según el Anexo I de la Ley 24.051 y Resolución N° 3/2008 de la Secretaría de Ambiente y Desarrollo Sustentable sobre Operatoria Especial de Manifiestos.

Este hecho no sólo tiene una implicancia administrativa relacionada con la inscripción en un registro especial sino que además requiere la aplicación de pautas técnicas específicas para la construcción del depósito de almacenamiento y para la disposición final de las baterías desechadas, incluso para su transporte o traslado (los depósitos deben contar con planes de contingencia y adsorbentes universales o minerales ya que no pueden contenerse con agua o aserrín por el riesgo que implican sus reacciones). Para el traslado de baterías en condiciones de seguridad se utilizan cobertores especiales y sistemas de contención para evitar derrames. Un ejemplo de estos puede verse en la figura 6.



Figura 6. Contenedor de Derrame y Cobertores para transporte de baterías.



Figura 7. Acopio de baterías de plomo ácido usadas en pallets.



Figura 8. Almacenamiento en Contenedores Plásticos.

En otro orden de ideas, la utilización de pilas de hidrógeno no estaría sujeta en su plan de manejo e impacto a esta regulación ya que ni el combustible (hidrógeno) ni el residuo (agua) están catalogados como residuos peligrosos.

En Argentina, la escasa regulación y normativa referidas a hidrógeno supone precisamente una de las barreras para su introducción en el mercado, sobre todo para los proveedores. Sin embargo, si se requieren medidas de manejo y seguridad para el almacenamiento y distribución del hidrógeno y las instalaciones de recarga, pero estas últimas resultan más convenientes y prácticas por estar fuera de la regulación mencionada y ser más estandarizadas con el único propósito de alcanzar los objetivos de seguridad y comercio justo.

A modo de conclusión puede decirse que sobre la base de todas las características analizadas en un proyecto de sustitución de vehículos a motor de combustión interna por eléctricos, la opción del hidrógeno permitiría alcanzar condiciones de manejo más provechosas para el ambiente (ante la ausencia de residuos peligrosos) y para la empresa (al evitar el manejo de residuos peligrosos con un notable costo tanto de operación como administrativo).

7. Seguridad

Almacenamiento de hidrógeno para la carga de baterías

El éxito de los proyectos de cambios de baterías de plomo-acido a pilas de hidrógeno, dependen en gran medida de la capacidad para almacenar el hidrógeno en condiciones de seguridad y accesibilidad. Este vector es el que posee mayor energía por unidad de peso, pero en volumen su contenido energético es bajo, en comparación con el resto de los combustibles. Surge así la necesidad de almacenarlo comprimido, licuado y asociado química o físicamente con otros elementos, con el objetivo de obtener una densidad energética dimensionada al fin buscado, es decir cubrir los requerimientos de energía con las baterías de hidrógeno seleccionadas. Para esto deberán montarse instalaciones con las condiciones técnicas requeridas para almacenar el hidrógeno y despacharlo en las baterías agotadas. Esta operación debe ser realizada en las inmediaciones del depósito o lugar de trabajo.

Si bien el hidrógeno debe ser manipulado con cuidado especial, con el fin de reducir eventuales fugas, se distingue que este combustible no es más peligroso que otros utilizados (gasolinas y gas), esto se demuestra con que es el que requiere la menor energía de encendido, como puede verse en la tabla 3 junto a otras propiedades. Por otra parte la temperatura de autoencendido es considerablemente mayor respecto de sus competidores lo que lo coloca también en este aspecto en una situación de ventaja, por último tanto el combustible previo al uso como sus emisiones no poseen toxicidad.

Tabla 3. Propiedades del hidrógeno con relación a la seguridad.

Propiedades	Hidrógeno	Metano	Propano	Gas-Oil
Densidad Energética [kJ/g]	120	50	46	45
Limites inflamabilidad [%vol]	4,0-75	3,5-15	2,1-9,5	1,0-7,6
Temperatura de autoencendido [°C]	585	540	487	228-471
Mínima energía de encendido [mJ]	0,02	0,3	0,26	0,24
Velocidad de combustión laminar estequiométrica [m/s]	2,37	0,42	0,46	0,42
Limites de detonación [%vol]	18-59	6,3-13,5	3,1-7	1,1-3,3
Visibilidad llama	No	Si	Si	Si
Toxicidad (combustible y emisiones)	No/No	Si/Si	Si/Si	Si/Si

Almacenamiento de baterías con plomo

Es recomendable tener planes de contingencia para atender las roturas o fugas en baterías plomo-ácido, las mismas deben ser almacenadas en forma vertical, en un lugar ventilado, seco y libre de polvo, lejos de fuentes de calor. Deben ser cargadas completamente antes de su almacenado para prevenir la sulfatación por autodescarga y así extender su vida útil.

La bodega de almacenamiento deberá ser de estructura sólida, resistente a la acción del agua, incombustible, techo liviano, piso sólido, liso, lavable e impermeable, no poroso y contar con sistemas de detección y extinción de incendios. Poseer un sistema de control de derrames que evite comprometer áreas adyacentes y establecer la prohibición de fumar en la misma.

Roturas y recarga de Baterías con plomo

No sólo los vehículos deben estar protegidos en sus depósitos para que las fugas no alcancen al personal, sino también se requieren condiciones especiales de seguridad para quienes deben recargar, almacenar y desechar las baterías en la dinámica diaria de la industria (recuérdese que la rotación de baterías es permanente).

Los riesgos y efectos tanto del electrolito ácido como del plomo requieren un plan de contingencias y condiciones de seguridad. La salud de las personas puede verse comprometida respecto de ambos en los casos de: Inhalación, Ingesta, Contacto con la piel, Sobre Exposición Aguda o Crónica (sea por una vez o a largo plazo).

Por otra parte, la emanación de hidrógeno y la proximidad de un foco de ignición (cigarro encendido, flama o chispa) pueden causar la explosión de una batería con la proyección violenta tanto de fragmentos de la caja como del electrolito líquido corrosivo. Las chispas se pueden producir internamente en el seno de la batería por cortocircuitos causados por un deficiente estado de la misma, ya sea por desprendimiento de materia activa, por acumulación de algunas impurezas, por comunicación entre los apoyos o por deformaciones de éstas, así como por avería en algún separador; defectos de fabricación, mantenimiento incompleto o al trato dispensado a la batería. Las chispas externas tienen lugar por la manipulación de herramientas durante el montaje o desmontaje, la conexión de pinzas de cables de emergencia, la electricidad estática, las abrazaderas flojas, la carga insuficiente, la sobrecarga y por dejar objetos metálicos encima de la batería.

Las medidas de seguridad a incorporar para atenuar los riesgos consisten en primer lugar en equipos de protección personal, incluyendo equipo de protección a la vista como antiparras, ropa de trabajo resistente al ácido y guantes de goma o plástico resistentes al ácido.

Respecto del manejo, si bien el agua de reposición de las baterías debe ser destilada al rellenarlas se debe evitar un llenado excesivo que provoque el desbordamiento del electrolito. Si se necesita preparar electrolito (al activar baterías cargadas en seco) se debe verter el ácido sobre el agua; nunca debe verterse agua sobre ácido sulfúrico concentrado.

Las áreas de manejo o almacenamiento de baterías deben estar equipadas con lavaojos y disponer de medidas para contener líquidos en caso de un derrame del electrolito. Para neutralizar estos eventos, se debe disponer de bicarbonato de sodio cal y como medio de extinción de incendios se recomienda disponer de extintores tipo C (dióxido de carbono, polvo químico seco).

Para evitar riesgos de electrocución y cortocircuitos, se recomienda:

- Remover relojes, anillos u otros objetos metálicos de las manos que pudieran ponerse en contacto accidentalmente con los bornes de la batería;
- No dejar herramientas u objetos de metal sobre las baterías;
- Usar guantes, botas de goma y herramientas con mangos aislantes;
- Desconectar la fuente de carga antes de conectar o desconectar terminales de batería;
- Determinar si la batería está haciendo contacto a tierra inadvertidamente; de ser así, remover la fuente de tierra, pues el contacto con cualquier parte de la batería conectada a tierra puede resultar en choque eléctrico.

La carga de baterías debe realizarse en salas con ventilación adecuada para evitar que la concentración de hidrógeno supere el límite inferior de detonación. La ventilación debe ser suficiente además para que la concentración ambiental de vapores de ácido sulfúrico no superen los límites permisibles ponderados y temporales establecidos, 0,8 y 3 mg/m³ respectivamente.

Con relación al manejo de hidrógeno la normativa existente está en pleno desarrollo y no es aun uniforme en todos los países, sin embargo por no ser una actividad regulada, pueden alcanzarse niveles óptimos de seguridad con la utilización de los estándares de las normas internacionales que se vienen gestando desde los años 80.

También existe un régimen promocional dado por la Ley 26.123 que a través de un Fondo Nacional de Fomento del Hidrógeno otorga beneficios a emprendimientos con estas características, que impactan en forma positiva sobre los beneficios netos del proyecto en su análisis económico (Recorte de alícuota de IVA), los activos no integran la base del impuesto a la Ganancia Mínima Presunta y el hidrógeno producido no está alcanzado por el impuesto a los combustibles líquidos, gas natural, gas oil o tasa de infraestructura hídrica.

En definitiva, y evaluados los aspectos de seguridad y beneficios relacionados con los emprendimientos que involucran el uso de hidrógeno, resulta también más conveniente esta última opción en el entendimiento que los requisitos de seguridad para operarlo son de infraestructura y no operativos vinculado a un plan de manejo con costos mensuales no amortizables. Dicho de otro modo, una vez realizada la inversión para el depósito y estaciones de carga de hidrógeno, sólo se requiere capacitar a parte del personal para su operación. Por otra parte el cumplimiento de todas las condiciones de seguridad exigidas para las baterías de plomo-acido, obligan a ampliar la estructura incorporando recursos con el único y exclusivo fin de atender a estos requerimientos que resulta ser más gravosa.

8. Conclusiones

El impacto ambiental que tiene el uso de autoelevadores, apiladoras y zorras eléctricas son menores que los producidos por los vehículos a motor de combustión interna debido a que se reducen las emisiones de gases de combustión. Además, si las cargas palletizadas se transportan utilizando equipos eléctricos y se producen mejoras técnicas de estos, se puede pensar en minimizar el uso de fuentes fósiles, reducir los gases de efecto invernadero y reducir las importaciones de energía del país, lo cual justifica la sustitución de los autoelevadores propulsados con motores de combustión interna a vehículos eléctricos.

Es evidente que a corto plazo el cambio de fuente de energía genera costos nuevos, la industria debe prepararse para incorporarlos y amortizarlos ya que la necesidad de recarga de baterías requiere de manejo administrativo y técnico que supone a priori una barrera, pero el periodo de recuperación de la inversión de 1 año resulta muy atractivo y se pueden recuperar hasta 52440 horas de productividad en un periodo de 10 años.

La ventaja que resulta del uso de pilas de hidrogeno es que se aumenta la productividad de la planta, debido principalmente a que se minimizan los tiempos de recarga de las baterías y además que estas mantienen constante la tensión y potencia requerida por los autoelevadores, apiladores y zorras eléctricas.

El uso del hidrógeno reduce el tiempo de recarga a 3 minutos y no requiere cambio de batería, mientras que una batería de plomo-ácido necesita de 8 horas de cargado y 8 horas de enfriamiento para luego poder ser utilizada y hasta 45 minutos de cambio de batería, representa esto una gran ventaja para las pilas de hidrógeno. Además, el uso de baterías para alimentar grandes autoelevadores para uso en exteriores requiere de la impermeabilización del compartimento de la batería, lo que hace más difícil el recambio de las baterías.

Las condiciones de seguridad y sus planes de manejo, en ninguna de las alternativas eléctrica exponen al personal a riesgos mayores que los autoelevadores a combustión interna. La utilización de estas fuentes no incrementa los riesgos mecánicos existentes ni generan otros que puedan ser privativos u obstaculicen el cambio de tecnología, aunque se requiere de lugares específicos sometidos a regimenes aceptados por los estándares de seguridad y elementos que no difieren en su costo y características a las que se utilizan para operar en cualquier cámara o depósito cerrado.

Surge la posibilidad del desarrollo de autoelevadores, zorras y apiladores que utilicen pilas de hidrógeno para las características de las industrias locales y la posibilidad de generar empresas dedicadas a reciclar las baterías de plomo-ácido.

9. Referencias

- [1] José María López Martínez, El medio ambiente y el automóvil, editoriales Dossat-2000, España, 2007. ISBN9788496437708.
- [2] L.L. Gaines, A. Elgowainy, and M.Q. Wang, Full Fuel-Cycle Comparison of Forklift Propulsion Systems, U.S. Department of Energy, 2008.

Páginas web consultadas:

- [3] www.sinia.cl/1292/articles-47018_recurso_1.pdf "Guía Técnica sobre manejo de baterías de plomo ácido usadas" Proyecto CONAMA / GTZ Gestión de Residuos Peligrosos en Chile "Proyecto ResPel", Santiago, Chile.
- [4] <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3823/fichero/4.2+Normativa.pdf> Energética del Hidrógeno. Contexto, Estado Actual y Perspectivas a Futuro", Clara Fernandez-Bolaños Badía.
- [5] www.autoelevadoresas.com.ar/ventas.html
- [6] www.ballard.com
- [7] www.clark.com.ar/pdfs/2015/apiladores_CRX10_13_14_15_18_20_25.pdf

- [8] www.clark.com.ar/pdfs/2015/electricos_TMX13_15s_15_18_20x.pdf
- [9] www.clark.com.ar/index.asp
- [10] www.toyota-industries.com.ar/pdf/CatalogoTecnicoSerie8FB.pdf
- [11] www1.eere.energy.gov/hydrogenandfuelcells/pdfs/fuel_cell_mhe_cost.pdf
- [12] www.aah2.org.ar "Asociación Argentina del Hidrógeno 2005"
- [13] www.infoleg.gov.ar
- [14] www.praixair.com.ar "Hoja de Datos de Seguridad de Hidrogeno Comprimido para transporte"
- [15] www.energia.gov.ar "Estudio de Oportunidades de Utilización de Celdas de Combustibles"
- [16] www.codeinep.org "Residuos Peligrosos - Responsabilidad Ecológica. Definiciones y Tratamiento"
- [17] www.ilmc.org "Manejo Ambientalmente Adecuado para Baterías Acido Plomo Usadas en Centroamerica y el Caribe"

IMPULSORES HÍBRIDOS

ESTUDIO Y ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE CARROCERÍA EN ALUMINIO PARA VEHÍCULO ELÉCTRICO DE TRANSPORTE URBANO DE PASAJEROS Y AHORRO DE ENERGÍA

Ing. Alberto Rubén Blanco¹, Ing. Leonardo Martín Vereá²

1-Facultad de Ingeniería, Calle 1 y 47, La Plata, Argentina.
arblanco@ing.unlp.edu.ar

2-Facultad de Ingeniería, Calle 1 y 47, La Plata, Argentina.
martinverea@gmail.com

Palabras clave: Ómnibus Híbrido, Ómnibus Eléctrico, Transporte Urbano de Pasajeros, Eficiencia Energética, Diseño Estructural.

Resumen

La Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de La Plata a través de la UID-G.E.T.V.A., dependiente del Área Departamental Mecánica, en el año 2007 concretó la construcción de un Ómnibus Híbrido para el Transporte Urbano de Pasajeros como resultado de las tareas de investigación y desarrollo [1] realizadas en conjunto con empresas tercerizadas. Es así que continuando con el compromiso ambiental comienza a elaborar las pautas para lograr un vehículo híbrido eléctrico segunda versión y otro eléctrico puro, para el transporte urbano de pasajeros proyectado para el uso en todo el territorio nacional.

Los vehículos eléctricos hoy en día son más costosos que los vehículos impulsados con motores de combustión interna, principalmente, por el costo de las baterías; es de importancia fundamental hacer vehículos eléctricos eficientes y con productos nacionales existentes o a desarrollar. La reducción del peso es uno de los caminos más obvios para alcanzar mayor eficiencia en el consumo de energía de un vehículo, incluyendo a los eléctricos. Para minimizar el peso del vehículo es necesario utilizar materiales de menor densidad que la del acero (principal material utilizado en la fabricación de carrocerías); estudios sobre vehículos livianos, determinan que el reemplazo por aluminio del acero en elementos estructurales, hace que, salvando el costo directo de las baterías, el valor del vehículo sea un poco mayor que el original; pero se reduce en un 10% los costos operativos, requeridos para un vehículo eléctrico convencional. Esto estaría atacando uno de los mayores obstáculos del sistema híbrido o eléctrico de un vehículo de transporte urbano [2]. Se debe tener en cuenta que siempre es necesario un rediseño. Por lo anteriormente mencionado, se toma como punto de partida comenzar a trabajar sobre una carrocería de ómnibus hecha en aluminio, buscando la reducción significativa de peso, frente a las convencionales en acero. En este trabajo, se desarrolla el diseño de una carrocería hecha en aluminio para disminuir el consumo de energía necesaria para el transporte.

Además, se observa que las empresas productoras de aluminio para el uso en carrocerías fomentan y contribuyen al desarrollo de las mismas.

1. Introducción

El diseño de la carrocería realizada en aluminio partió de una carrocería de un ómnibus convencional; que generó los lineamientos a seguir. Se hicieron múltiples iteraciones sobre la carrocería en acero; los datos obtenidos generaron valores de las cargas de sometimiento para la nueva estructura de aluminio. Los perfiles para el modelo de cálculo conservaron la geometría. Para la simulación de los modelos se usó un software de cálculo y la técnica de elementos finitos, esto permitió la flexibilidad para realizar las iteraciones definiendo así una estructura final. Luego se incorporó el estudio del Manual de Especificaciones Técnicas (MET) de la Comisión Nacional de Regulación de Transporte y se optimizó el resultado anterior.






Para el desarrollo de las tareas llevadas a cabo se consideraron siempre las siguientes premisas:

- a) Desarrollar tecnología propia, adecuada a las necesidades y posibilidades locales.
- b) Ser dueña de la mayor parte posible del Know-How necesario.
- c) Tener recursos humanos propios de excelencia.

Las soluciones de hoy en día para el uso del aluminio en vehículos de transporte en reemplazo del acero se ven a través de sustituciones parciales de partes o módulos completos que por lo general, se montan sobre una estructura de acero (chasis). Esto último es debido a que aún las empresas pueden considerarse demasiado rígidas para afrontar la conversión total; lo que hace que sean empresas de bajos volúmenes de producción o específicas las que sean las precursoras.

Un ejemplo de referencia, corresponde a ómnibus en aluminio donde se ahorra el 46% del peso de la carrocería con respecto a una de acero. Son 1400 Kg de peso ahorrados, lo que equivale al 12% del total del ómnibus, acompañado de una mejora del 6% en la economía de consumo de combustible, evitando la emisión de 50 Ton de CO₂ en el ciclo de vida del producto. (Tabla1). [3]

Tabla 1. Alternativas sustentables a ómnibus urbanos convencionales.

	Ómnibus de Acero	Ómnibus de Aluminio	Ómnibus de Aluminio + adicionales	Ómnibus de Aluminio con tracción híbrida
			Adicionales: -Chasis -Ullantas -Tanques de combustible -Suspensión y partes de frenos	
Diseño	Chasis de acero/ Carrocería de acero	Chasis de acero/ Carrocería de aluminio	Chasis de aluminio/ Carrocería de aluminio	Chasis de acero/ Carrocería de aluminio
Peso en vacío (Kg)	12.140	10.720 (12% de reducción)	9.900 (18% de reducción)	12.500
Mejora en la economía de consumo de combustible	-	6%**	9%**	30%
Reducción de CO2 (por ómnibus a lo largo su vida útil)	-	50 MT**	75 MT**	250 MT
Diferencia de costo	-			

* el redimensionamiento del sistema propulsor para un vehículo más ligero podría resultar en un 3% más de mejora

2. Objetivo

El objetivo es el análisis y diseño de una carrocería en aluminio para el uso en un vehículo híbrido y/o eléctrico de transporte urbano de pasajeros.

3. Alcance

Diseño estructural de una carrocería de un ómnibus en aluminio de 10 m de largo.

4. Diseño

El conjunto estructural de las partes componentes del ómnibus se separan en dos: un chasis y una carrocería. El primero se encarga de soportar los esfuerzos de marcha y sirve de soporte a la carrocería.

Dentro de los lineamientos de diseño se establece usar una estructura modular. Esta solución presta las mejores soluciones para bajos volúmenes de producción y permite una flexibilidad mayor a la hora de cambios. El diseño por módulo es menos demandante en herramientas específicas a la hora de la construcción y además ofrece la ventaja de hacer más fáciles las tareas de reparación.

Para la construcción, los componentes de aluminio preferidos son los perfiles extruidos, chapas dobladas rectas, piezas simples a partir de láminas y fundición.

La técnica básica para construir la carrocería en grandes vehículos de transporte comienza con la fabricación de pórticos que se sujetan a un marco para vincularse entre sí para cumplir con las condiciones de resistencia que se establecen en la normativa vigente [4].

Los componentes estructurales de la carrocería en aluminio serán soldados o unidos mediante uniones mecánicas "rápidas", con la posibilidad de combinarlas con adhesivos.

Toda la carrocería se sujetará al chasis mediante uniones abulonadas y juntas de separación no conductoras para evitar el par galvánico.

El vestido de la carrocería será pegado y atornillado mediante tornillos auto-perforantes.

Los laterales y el techo serán autoportantes e irán fijados a los pórticos de la estructura, estos se definen en la etapa de ingeniería de detalle con la continuación del proyecto para el vehículo híbrido/eléctrico de transporte urbano de pasajeros en aluminio.

Debajo se puede observar dos ejemplos de diseños por parte de empresas internacionales.

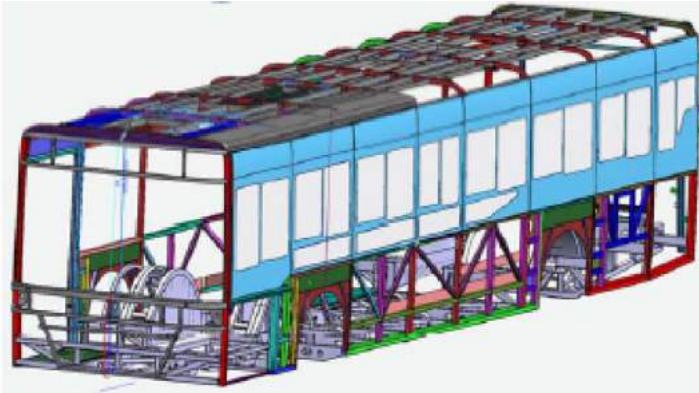


Figura 1. Diseño ALCOA-YUTONG.

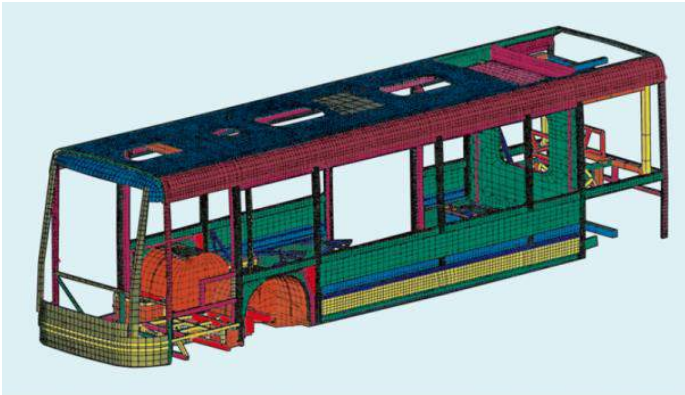


Figura 2. Diseño COSTELLIUM.

5. Selección de Aleaciones

De acuerdo a la elección realizada siempre queda un abanico de posibilidades y combinación de éstas teniendo en cuenta la disponibilidad, propiedades y la aptitud de elaborados en las distintas aleaciones de aluminio elegidas que brindan el mercado nacional e internacional para su aplicación.

El análisis que dio el resultado de la aleación a utilizar para la estructura de la carrocería en aluminio comenzó con la búsqueda de empresas cercanas que consuman semielaborados para aplicaciones relacionadas con el transporte, destacándose sólo un fabricante de tráileres y tanques cisternas por ser el más relevante produciendo para el mercado interno y externo. También se observó a productores de elaborados de aluminio, nacionales e internacionales; donde sus aleaciones ofrecidas se pueden ver en la tabla 2 con sus aplicaciones usuales.

Tabla 2. Aplicaciones típicas de aleaciones.

Aleación	Algunas aplicaciones típicas de las aleaciones
1050	Equipamiento para industria química, carros tanque de ferrocarril
1100	Conformado de chapa, repujado
2024	Llantas de camión, estructuras aeronáuticas
3003	Utensilios de cocina, equipamiento de industria química, recipientes a presión, conformado de chapa, constructores de hardware, tanques de almacenamiento
5052	Conformado de chapa, tuberías soldadas
5083	Recipientes a presión, usos marinos y criogenia, torres de televisión, equipos de perforación componentes de equipo de transporte de misiles
5856	Recipientes a presión, usos marinos y criogenia, torres de televisión, equipos de perforación componentes de equipo de transporte de misiles
6061	Estructuras de servicio pesado que requieren una buena resistencia a la corrosión, camiones y naves marinas carros de ferrocarril
6063	Perfilería para automóviles, tubos, rails, estructuras de arquitectura y perfilera extrudida.
7075	Estructuras aeronáutica y otras

Un análisis más detallado de las mismas permitió observar sus propiedades y composiciones [5] que, finalmente determinan como el material para la estructura de la carrocería a la aleación 6063 en perfilera, mientras que para el uso como laminas se deja abierta la elección hasta la etapa de detalle sobre las aleaciones 1050, 1100, 3003 o 5052 de acuerdo a la de mayor disponibilidad y costo.

6. Estimación del dimensionamiento de la perfilera en aluminio

Dada la disponibilidad de perfiles estructurales en aluminio se eligen una serie de estos a ser propuestos como el reemplazo de los existentes en acero aleado, tratando de conservar las dimensiones generales de los paneles laterales y del techo. Así se comparan mediante el cálculo de la carga máxima a tracción y la tensión crítica de pandeo para determinar el conjunto de secciones a utilizar [6, 7, 8].

Para la verificación de los conjuntos propuestos se procede a realizar un estudio por medio de elementos finitos, ya que la primera estimación no aporta información suficiente sobre su comportamiento en conjunto; teniendo como objetivo comparar y corregir la selección de los elementos componentes hasta alcanzar iguales prestaciones.

Se procede para ello elaborando un modelo 3d para ser utilizado con el software de cálculo mediante elementos finitos [9].

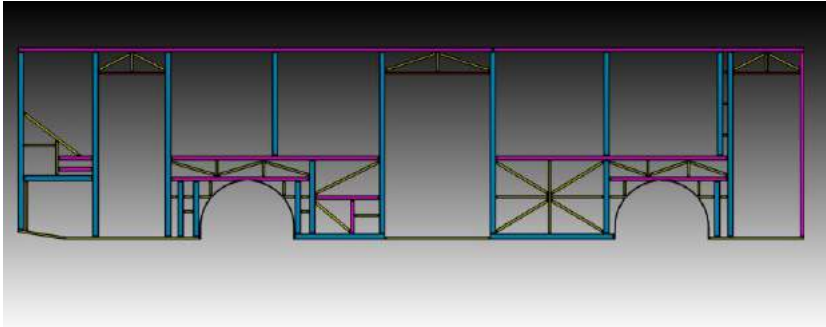


Figura 3. Modelo 3D de estructura de carrocería convencional en acero.

Con la incertidumbre sobre los estados particulares de cargas a las cuales es sometida la carrocería del ómnibus, se decidió tomar a la estructura original en acero, que se ha construido, que funciona, y someterla a esfuerzos definidos por el diseñador para alcanzar las solicitaciones máximas que pueda soportar. Para cada caso se usará como límite máximo la tensión de fluencia. De esta manera se obtendrán los parámetros mínimos que deberá soportar la estructura en aluminio en comparación a la de acero aleado.

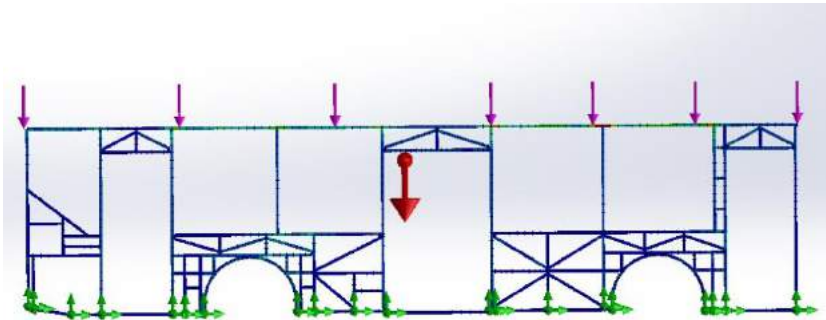


Figura 4. Ejemplo de resultado devuelto por una simulación con un Software de MEF.

Es así como partiendo de los estados de cargas límites definidos por el diseñador para la estructura de la carrocería en acero aleado, se toman de a uno y se le aplican a la estructura hecha en aluminio con iguales características geométricas a la original, se observan los resultados y se procede modificando aquellas zonas que no tiene resistencia estructural para garantizar el funcionamiento. Posteriormente se tomara el segundo estado de carga definido y se repetirá el ensayo, se observaran los resultados y se hacen las modificaciones necesarias. Esta metodología adoptada tiene el carácter de iterativa, cada estado de carga nuevo que se plantee llevará a que la estructura en aluminio se modifique para alcanzar el mayor grado de equivalencia con respecto a la de acero.

7. Nueva simulación

Con el nuevo diseño ajustado al Manual de Especificaciones Técnicas de la Comisión nacional de Regulación del Transporte se proyecta una nueva geometría, a complementarse con el estudio de los paneles laterales de vestido pensado para la etapa de detalle de ingeniería, que pasa a simularse computacionalmente respondiendo a los requerimientos de dicho manual[10,11].

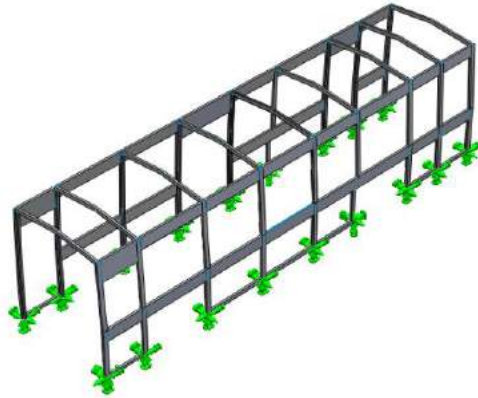


Figura 5. Sujeciones.

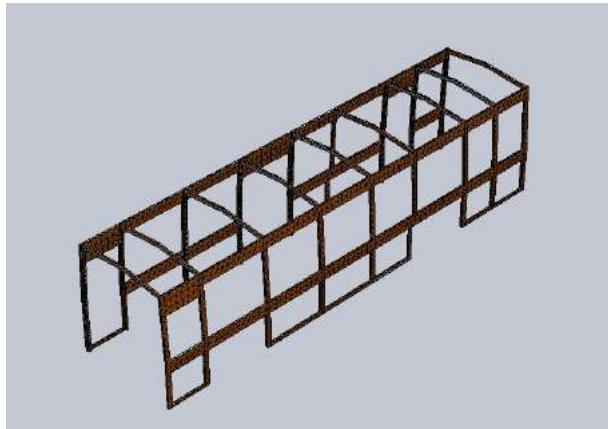


Figura 6. Mallado realizado con elementos cascara.

Los tipos de análisis realizados (Tabla3) corresponden a los requeridos por el MET para omnibuses urbanos de transporte de pasajero.

Tabla 3. Simulaciones realizadas de acuerdo a los ensayos requeridos por la reglamentación.

Tipo de análisis	Estudio	Tipo de carga	Mallado
estático	1	Carga vertical sobre techo - Vuelco	Malla con elementos SHELL de superficies
Pandeo	2	Carga vertical sobre techo - Vuelco	Malla con elementos SHELL de superficies
estático	3	Carga horizontal sobre dinteles de las ventana	Malla con elementos SHELL de superficies
Pandeo	4	Carga horizontal sobre dinteles de las ventanas	Malla con elementos SHELL de superficies

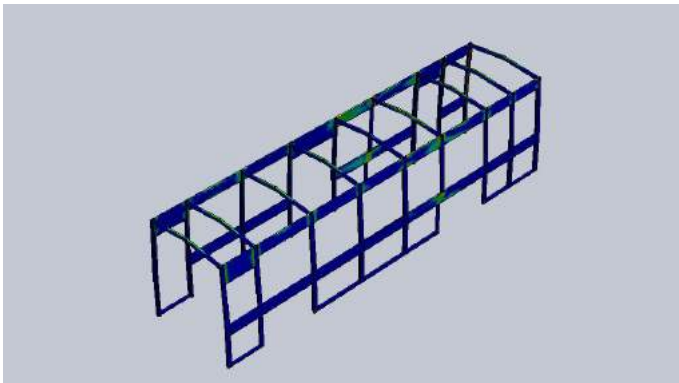


Figura 7.: Factor de seguridad ensayo 1.

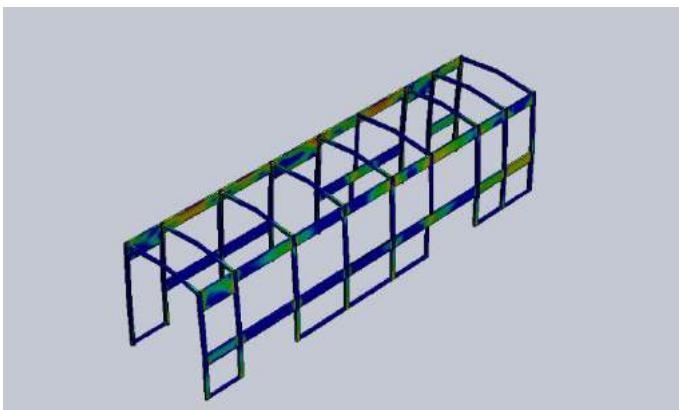


Figura 8. Factor de seguridad ensayo 3.

8. Uniones

El método de unión entre los perfiles de aluminio que dará forma a la estructura de la carrocería será soldadura por arco, donde el proceso GTAW (gas tungsten arc welding) es el recomendado para esta aplicación. Este minimiza el aporte de calor, permite una maniobrabilidad mucho mayor para el soldador y se corre menos riesgos ante defectos que devengan de la parte humana. Requiere de menos equipos a la hora de iniciar la actividad y, además, es versátil.

Para la unión de la cubierta de la carrocería con los perfiles la fijación se hará por medio de una combinación de uniones mecánicas rápidas, tornillos auto-perforantes y un adhesivo.

9. Uniones soldadas

La soldadura de aluminio y sus aleaciones presentan ciertos cuidados que son necesarios contemplar para evitar los errores, así es como se siguen las generalidades del proceso de soldadura y la preparación de juntas se realizan de acuerdo al welding handbook de la American Welding Society (AWS); no dejando así pasar por alto los siguientes factores críticos:

- La porosidad en la soldadura de aluminio, causada por la presencia de hidrógeno resultado de la disociación del agua en la humedad o hidrocarburos en el área por donde pasa el arco.
- El efecto térmico de la soldadura sobre las aleaciones de aluminio, que provoca una disminución de las propiedades mecánicas en la ZAC: disminución de dureza, resistencia, y pérdida de propiedades por recocido debido a un crecimiento de grano excesivo en el límite de la ZAC y la pileta fundida. Esta disminución en las propiedades puede generarse también por pérdida de aleantes, lo que conlleva a un aumento en la susceptibilidad a la corrosión bajo tensión.
- Distorsiones importantes que van a tener que ser corregidas aplicados los tratamientos post-soldadura.
- Corrosión galvánica.
- Dilatación térmica.

10. Selección del metal de aporte

La selección del metal de aporte para la soldadura de aluminio es una decisión crítica a tener en cuenta. Las combinaciones metal base-aporte permiten utilizar varias aleaciones pero sólo una o un grupo muy acotado de estas para cada aplicación específica.

Los factores a tener en cuenta cuando se realiza la selección del metal de aporte son:

- Tendencia a la figuración.
- Resistencia a la tensión a tracción o a corte del metal de soldadura.
- Ductilidad de la soldadura.
- Temperatura de servicio, haciendo referencia en aplicaciones en criogenia. Esto no se tiene en cuenta para la carrocería.

- Resistencia a la corrosión, deberá solo ser considerada para ambientes sumamente corrosivos.

La selección del material de diseño de la estructura se debe hacer en base a sus propiedades soldables previo análisis de su resistencia mecánica. Es un error común caer en aleaciones no soldables o difícilmente soldables o no por métodos convencionales por buscar las mejores propiedades mecánicas ^[12].

Para la selección del metal de aporte se utiliza de guía los Welding Handbook de la American Welding Society (AWS). A continuación una tabla acotada a las aleaciones de interés a soldar, que para nuestro caso, arroja la **aleación 4043**.

Tabla 4. Combinaciones Metal base-Aporte.

Metal base	6061 6063	5086	5083	5052	1100 3003
1100 3003	ER4043 ^a	ER5356 ^c	ER5356 ^c	ER4043 ^{a,c}	ER1100 ^{a,b}
5052	ER5356 ^{b,d}	ER5356 ^c	ER5356 ^c	ER5654 ^{f,d}	
5083	ER5356 ^c	ER5356 ^c	ER5183 ^c		
5086	ER5356 ^c	ER5356 ^c			
6061 6063	ER4043 ^{a,d,e}				

- ER4047 puede ser usada
- ER4043 puede ser usada
- ER5183, ER5356 o ER5556 pueden ser usada
- ER5183, ER5356, ER5554, ER5556 y ER5654 pueden ser usada, dando buenas propiedades de ductilidad y alta resistencia a la soldadura. ER5354 se utiliza para servicio a alta temperatura.
- ER4643 proporciona alta resistencia mecánica en media pulgada en juntas a tope en aleaciones del grupo 6XXX cuando se realiza tratamiento post-soldadura
- A veces se usa el metal de aporte de igual composición al metal base

11. Estudio de constructibilidad

De acuerdo a la información con la que se dispone se hace necesario llegar a analizar varias alternativas de acuerdo a las ventajas y desventajas que presenten, para la realización de la estructura de la carrocería en perfilera de aluminio ^[13].

Se tiene así, para la realización de toda la estructura de la carrocería a partir de perfiles soldados, lo siguiente:

Ventajas

1. Se dispone de perfilera en Al-6063 T6.
2. La aleación de los perfiles es soldable por los métodos convencionales de soldadura de arco.
3. Las propiedades mecánicas son excelentes.
4. El aporte de soldadura admite tratamiento térmico.
5. Una relación resistencia mecánica por densidad alta, que permite controlar los costos.

Desventajas

1. Necesidad del tratamiento térmico post-soldaduras.
2. El tratamiento post-soldadura genera distorsiones sobre la carrocería que serán necesarias corregir.
3. La necesidad de conseguir un horno para el tratamiento térmico de grandes dimensiones.

Primera alternativa

En respuesta a la tercer desventaja se plantea teniendo en cuenta la tercer, cuarta y quinta ventaja de la idea original, una carrocería en perfilera de aluminio 6063-T6 construida en módulos que sean unidos mediante conexiones llevadas a cabo en una aleación de la serie 5XXX, de esta manera estas conexiones se realizarían con chapa conformada o perfiles doblados o cerrados armados buscando solucionar la necesidad de contar con un horno de grandes dimensiones por uno más chico y por lo tanto con más posibilidades de encontrar disponibilidad de uso. Y el uso de la aleación 5XXX en los acoples permite controlar que la zona afectada por el calor de la soldadura no llegue a la aleación 6063 con el temple.

El uso de los acoples hace necesario sobredimensionarlos por el hecho de poseer menor resistencia que los perfiles con el fin de no perder propiedades mecánicas por efecto del aporte de calor de la soldadura.

Segunda alternativa

Esta última es la más radical de las alternativas, la solución se centra en el reemplazo del material base original para pasar a construir una carrocería en aleación de la serie 5XXX, con aporte de igual característica y con perfiles abiertos o cerrados realizados a través del doblado de láminas.

Entonces se verían como puntos a favor:

- Aleaciones soldables.
- Aleaciones endurecibles por trabajo en frío.
- La no necesidad de tratamiento térmico.

- La posibilidad de generar perfiles delgados complejos que ayuden a optimizar la estructura.
- La posibilidad de generar un semi-monocasco.
- La disponibilidad de chapas y/o láminas.

Se generarían como puntos en contra:

- El aumento de propiedades mecánicas por la deformación en frío se pierde en la zona de la soldadura quedando en estado de recocido.
- La necesidad de un nuevo análisis estructural.
- Menor resistencia mecánica por unidad de masa.

Tercer alternativa

Existe la posibilidad de conservar el diseño realizado efectuando un tratamiento térmico localizado. Existen múltiples sistemas de mantas térmicas que logran tener un control de la temperatura en la zona afectada por el cordón, donde se puede practicar el solubilizado, temple y envejecido. Dado a la alta conductividad del aluminio haría necesario verificar con simulaciones, ensayos y mediciones el gradiente de temperatura fuera de la frontera de la manta, para que no afectase de modo indeseado a la aleación sobre-envejeciéndola y haciéndola perder propiedades mecánicas.

12. Uso de adhesivos combinado con unión mecánica

El empleo de esta técnica se usará para el vestido de la carrocería. En principio el uso de adhesivos se combinará con aplicaciones de unión mecánica "rápida". Los tornillos auto-perforantes se combinan con el adhesivo estructural ayudando a que la sujeción de las superficies de las partes en contacto sea mejor. Los tornillos ayudan a resistir a la chapa de vestido ante una fuerza de impacto (Fig.9).

El pegado es la tecnología llave para las juntas entre acero y aluminio en la industria automotriz. Pero como a consecuencia de los diferentes coeficientes de dilatación de cada material, un pegado con un adhesivo "elástico" ayuda a las uniones que requieren de una cierta elasticidad para aquellas caras, sin que falle la adhesión o la cohesión del pegamento.

Las características de los adhesivos elásticos permiten la unión de materiales con coeficientes diferentes de expansión térmica y el mantenimiento de la integridad y resistencia de la unión en servicio.

Diferentes tipos de adhesivos están disponibles para la unión elástica, por ejemplo, poliuretanos y silanos modificados; son formulaciones poliméricas con un historial probado en aplicaciones de camiones y autobuses.

El pegado elimina las distorsiones que generan los procesos de unión por soldadura.

Las aplicaciones de adhesivos pueden solicitar pre-tratamientos superficiales de acuerdo a especificaciones propias de la naturaleza del adhesivo.

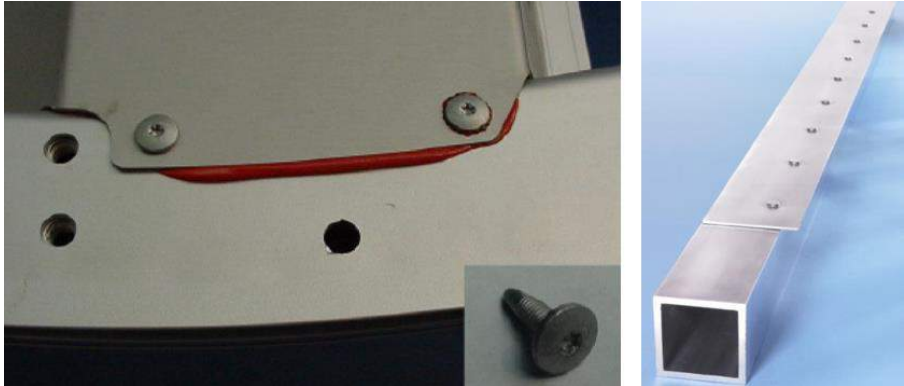


Figura 9. Ejemplos de uso combinado de adhesivos con unión mecánica.

13. Conclusiones

- En forma general, se puede afirmar que 50 kg de sobrepeso en el vehículo pueden suponer una pérdida de potencia de 100 w. La estructura más liviana contribuye a mejorar potencia útil.
- Reducción del consumo de combustible del 6% con motorización convencional
- Cero emisiones para las motorizaciones eléctricas.
- Más silencioso que uno convencional con motor de combustión interna.
- Reducción de mantenimiento.
- Rendimiento global a plena carga, aproximado 80%.
- Uso eficiente de la energía eléctrica consumida, que puede ser generada a partir de recursos renovables.
- La importancia de la recuperación de la energía cinética de frenado es muy grande en un ciclo urbano donde aproximadamente un 60% de la energía total se invierte en superar los efectos de inercia de la masa total del vehículo (peso del vehículo en orden de marcha más los pasajeros) y teóricamente durante la desaceleración se puede recuperar un porcentaje del orden del 94%.
- 73 % menos de costos en insumos energéticos que el ómnibus diesel convencional.

14. Referencias

- [1] J. Sacco, A. R. Blanco, D. A. Vucetich, A. Pierre Castell, R. Matera, Proyecto de un Autobús Urbano Híbrido para el Transporte de Pasajeros, 2011
- [2] Europe Aluminum Association, Aluminium in Cars-Unlocking the Light Weighting Potential, 2013
- [3] Todd Summe, The Aluminum Advantage For Sustainable Transportation-Green Truck Summit-, Division Manager, Product Design & Development –Alcoa-2010
- [4] European Aluminium Association, The Aluminium Automotive Manual-2015

- [5] American Society for Metals, ASM Handbook Vol.2 Properties and Selection Nonferrous Alloys and Special Purpose Material .1990
- [6] Ing. A. Patanella, Ing. M. Actis, Apunte De Inestabilidad De Placas, Cátedra De Estructuras IV, Facultad De Ingeniería UNLP, 2004
- [7] Ing. A. Patanella, Ing. M. Actis, J Rimoli, Apunte De Pandeo Local En Secciones De Paredes Delgadas, Cátedra De Estructuras IV, Facultad De Ingeniería, UNLP, 2007
- [8] Sechler-Dunn, Airplane Structural Analysis and Desing, 1942
- [9] Sergio Gómez González, Solidworks Simulation, Alfaomega, 2010
- [10] Ministerio De Infraestructura Y Vivienda, Manual De Especificaciones Técnicas Para Vehiculos De Transporte Por Automotor De Pasajeros (MET), 2011
- [11] John Fenton, Handbook of Vehicle Desing Analysis, Society of Automotive Engineers Inc., 1996
- [12] American Welding Society, Welding Handbook: Welding Processes, Vol. 2, 1991
- [13] Kissell, Ferry, Aluminum Structures-A Guide to Their Specifications and Design, John Wiley & Sons, Inc.2002

LUBRICACIÓN Y TRIBOLOGÍA

AVALIAÇÃO DO COMPORTAMENTO MECÂNICO E TRIBOLÓGICO DE SUPERLIGAS DE COBALTO ATRAVÉS DE ENSAIOS DE ESCLEROMETRIA RETILÍNEA

Antônio César Bozzi¹, Luiz Carlos Bragatto Junior², Cherlio Scandian³

1-Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Brasil.
acessarbozzi@yahoo.com.br

2-Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Brasil.
luizbragatto@gmail.com

3-Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, Brasil.
cherlio@hotmail.com

Palavras-chave: Superligas de cobalto, esclerometria retilínea, dureza ao risco, resistência ao desgaste, mecanismos de desgaste.

Resumo

Superligas de cobalto são utilizadas em muitas aplicações industriais devido à característica de manter suas propriedades mecânicas em temperaturas elevadas. Três diferentes superligas de cobalto foram produzidas através do processo de fundição com composições químicas próximas às das ligas comerciais Stellite 6, Triballoy T-400, além de uma liga de Co-Cr-Fe, com composição próxima à da liga comercial Stellite 250.

A liga Co-Cr-Fe possui uma microestrutura basicamente monofásica de cobalto com cromo, molibdênio e ferro em solução sólida substitucional. A liga Stellite 6 possui uma microestrutura próxima à da eutética composta de uma solução sólida substitucional de cobalto contendo molibdênio, tungstênio e cromo além de carbonetos de cromo e tungstênio. A liga Triballoy T-400 possui uma microestrutura composta por fases Laves e solução sólida de cobalto com cromo, molibdênio, além de silício.

Para entender melhor o comportamento mecânico e tribológico dessas três superligas, foram realizados ensaios de esclerometria retilínea, a temperatura ambiente, utilizando-se um indentedor Rockwell C, com duas configurações distintas: uma de passe único, variando-se a carga normal, de 5 a 20N, e a velocidade de riscamento, de 0,01 mm/s a 1 mm/s; e outra com vários passes, de 1 a 15 passes, com a velocidade de riscamento constante de 0,1 mm/s e variando-se as cargas, de 5 a 100N. Nesses ensaios foram analisados a dureza ao risco, o fator f_{ab} , que avalia a relação entre a área do material deslocado para as bordas e a área do sulco do risco e, além disso, foram avaliadas as taxas de desgaste.

A superfície desgastada foi analisada através de perfilometria 3D e imagens de microscópio eletrônico de varredura para avaliar a taxa de desgaste e os mecanismos de desgaste predominantes em cada material. Em todas as três ligas o micromecanismo predominante foi o de microsulcamento. Na liga Co-Cr-Fe o mecanismo predominante foi dúctil em todas as configurações dos ensaios. Já nos ensaios com as ligas Stellite 6 e Triballoy T-400, as matrizes de cobalto apresentaram comportamento dúctil e as fases duras, carbonetos e fase Laves, apresentaram comportamento frágil, sendo fraturadas durante os ensaios.

Nas ligas Stellite 6 e Triballoy T-400, em ensaios com vários passes, foram observada a deformação plástica da matriz de cobalto, que desse modo, encobria os carbonetos e as fases Laves, respectivamente, e também uma mistura mecânica, devido a fratura excessiva dos carbonetos e das fases Laves que se misturaram com a matriz de solução sólida de cobalto.

A liga Co-Cr-Fe apresentou um comportamento inferior quanto à resistência ao desgaste, isto é, uma maior taxa de desgaste, e as ligas Stellite 6 e Triballoy T-400 apresentaram uma melhor resistência ao desgaste, com valores de taxa de desgaste semelhantes e menores do que a da liga Co-Cr-Fe.

1. Introdução

Componentes industriais são, geralmente, submetidos a processos severos e contínuos de desgaste. Se a perda de material não é adequadamente controlada, o componente pode falhar prematuramente, aumentando o custo do produto final [1]. Em busca de amenizar os efeitos do desgaste em materiais do setor industrial, em alguns componentes e situações específicas, são utilizadas ligas especiais como as da classe das superligas.

Superligas são ligas à base de níquel, ferro-níquel ou de cobalto geralmente utilizadas acima de 540° C [2]. Essas ligas podem ser fundidas, forjadas ou produzidas por metalurgia do pó [3]. Também podem ser depositadas por processos de soldagem (*hardfacing*) [4]. As características das superligas incluem propriedades tribológicas superiores; excelente resistência mecânica; resistência a fadiga e fluência; boa estabilidade superficial; estabilidade de fases a alta temperatura e alta resistência a oxidação e corrosão [3].

No caso das superligas de cobalto, podemos subdividi-las, em duas subclasses principais, denominadas Stellites e Triballoys. Nas Stellites, temos como principais elementos o cobalto, cromo e molibdênio e/ou tungstênio, além do carbono, que formará os carbonetos. Já, para as Triballoys, temos o cobalto, cromo, molibdênio e silício, com pouquíssima ou nenhuma presença de carbono, que assim propiciará a formação da fase Laves. Além dessas subclasses, podemos mencionar outra subclasse à parte, composta por cobalto, cromo e ferro como principais elementos.

Para que haja o entendimento de como o material se comporta quando submetido a um ambiente onde este estará sujeito ao processo de abrasão, é comum executar ensaios em laboratórios com o intuito de representar o que acontece no ambiente em que esses materiais trabalham. Um desses ensaios é o de esclerometria retilínea, que representa um evento monoabrasivo, onde um indentador de dimensões e formato conhecidos é forçado contra a superfície do material a uma determinada carga e risca essa superfície com uma determinada velocidade.

A resposta do material ao ensaio de abrasão depende, muitas vezes, de sua microestrutura. Muitos materiais que são sujeitos ao desgaste abrasivo possuem fases duras ou precipitados em uma matriz mais macia. Essas fases podem ser carbonetos ou fases intermetálicas que possuem uma dureza bastante elevada. A resposta desses materiais depende do tamanho da fase dura em relação à escala da deformação causada por cada partícula abrasiva individualmente. Essa escala de deformação pode ser descrita tanto pela largura quanto pela profundidade da indentação causada por cada partícula [5]. Isto está diretamente ligado a fração volumétrica da fase dura no material e também ao caminho

livre entre elas, podendo o material se comportar de forma homogênea ou heterogênea com o processo de desgaste.

A resposta do material ao processo abrasivo foi verificada através dos micromecanismos de desgaste e da taxa de desgaste [6,7].

Nesse trabalho foram realizados ensaios com um e vários passes no ensaio de esclerometria retilínea, já que em outros trabalhos [8,9], foi constatado que apenas um passe não representa a resposta real do material às condições de desgaste normalmente impostas em situações reais.

2. Materiais e métodos

Foram avaliadas três diferentes superligas de cobalto produzidas através do processo de fundição com composições químicas próximas às das ligas comerciais Stellite 6, Triballoy T-400, além de uma liga à base de Co-Cr-Fe com composição próxima à da liga Stellite 250. As composições das ligas encontram-se na tabela 1.

Tabela 1. Composição química das ligas estudadas

Liga	Porcentagem em peso de cada elemento						
	C	Co	Cr	Fe	W	Mo	Si
Co-Cr-Fe	0,22	47,7	29,8	19,1	0,18	0,33	0,96
Stellite 6	2,3	64,2	24,2	0,65	4,2	0,02	1,25
Triballoy T-400	0,17	57	8,5	0,76	0,13	29,4	3,36

A microestrutura da liga Co-Cr-Fe é composta de uma matriz de cobalto com átomos de cromo, molibdênio e ferro em solução sólida substitucional (Fig.1(a)), em dendritas de solidificação com grãos grosseiros, com algumas inclusões e precipitados. Na liga Stellite 6, podemos notar a presença da matriz de cobalto (cinza claro) e uma grande quantidade de carbonetos de cromo (cinza escuro). A fração volumétrica de carbonetos estimada na liga é de 38,7%, (Fig1(b)). Para a liga Triballoy T-400, a microestrutura mostra uma grande quantidade de fases Laves, em uma matriz dúctil de cobalto em solução sólida com a presença de alguns eutéticos lamelares formados por fase Laves alternadas com solução sólida de cobalto. A fração volumétrica de fases Laves estimada na liga é de 41,6%. (Fig.1(c)).

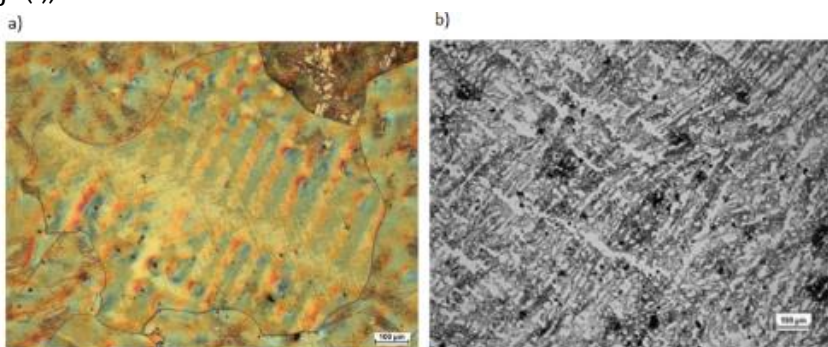


Figura 1. Microestrutura das ligas: a) Co-Cr-Fe, b) Stellite 6.

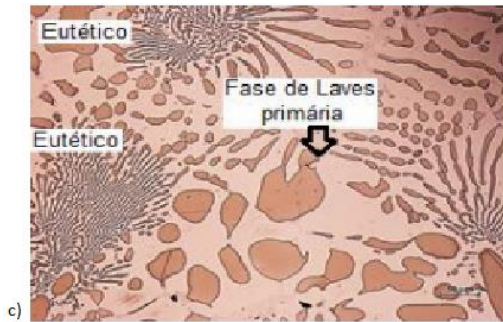


Figura 1. Microestrutura das ligas: c) Tribaloy T-400.

As durezas globais das amostras foram avaliadas com uma carga de 10 kgf. Para as ligas Stellite 6 e Tribaloy T-400, que apresentam carbonetos e fases Laves, respectivamente, foram avaliadas tanto a dureza na matriz como dos carbonetos e fases Laves. Essas durezas foram feitas utilizando cargas de 50 gramas para a matriz e os carbonetos da amostra de Stellite 6 e 100 gramas para a matriz e as fases Laves da amostra de Tribaloy T-400. As durezas estão apresentadas na Tabela 2

Tabela 2. Dureza Vickers das ligas estudadas.

Liga	Dureza Global (Hv)	Dureza da Matriz (Hv)	Dureza da Fase Dura (Hv)
Co-Cr-Fe	333 ± 5
Stellite 6	452 ± 5	340 ± 4	1220 ± 20
Tribaloy T-400	488 ± 14	341 ± 5	1056 ± 10

Os ensaios de esclerometria retilínea foram realizados no equipamento Universal Micro Tester modelo APEX da CETR/Bruker, utilizando um indentedor Rockwell C com ponta de diamante de 200µm de raio de ponta e 120° de ângulo de ponta.

Com o intuito de estudar o efeito da velocidade de riscamento e da carga na resposta nas diferentes ligas, foram realizados ensaios com velocidades de riscamento de 0,01, 0,1 e 1 mm/s e cargas normais de 5, 10,5, 15 e 20 N.

Para melhor avaliar o comportamento abrasivo dessas ligas, também foram realizados ensaios com vários passes numa mesma trilha. Nesses ensaios, os riscos foram feitos sempre no mesmo sentido, ou seja, unidirecionalmente. Para isso, quando o indentedor atingia o fim do curso do primeiro risco, ele era suspenso e retornava à posição inicial para dar seguimento ao outro passe. Nesses ensaios, a velocidade utilizada foi de 0,1mm/s. A quantidade de passes foi de 1, 3, 5, 10 passes com cargas de 5, 10,5, 15, 20, 50, 100 N para as três ligas estudadas. Além disso, para a liga Stellite 6, foram realizados ensaios adicionais com 12 e 15 passes para as cargas de 50 e 100N.

Para todas as condições foram feitas três repetições, com comprimento dos riscos de 5 mm.

Após os ensaios, os riscos foram analisados no perfilômetro Talysurf CLI 1000 – 3D Surface Profiling Systems fabricado por Taylor Hobson Precision e foram feitas imagens no microscópio eletrônico de varredura EVO MA10, da Zeiss.

Nesses ensaios, foram avaliados a dureza ao risco, de acordo com a norma ASTM G171 [10], para um passe, além do fator f_{ab} [6], taxa de desgaste e mecanismos de desgaste.

3. Resultados

3.1. Ensaios com passe simples.

As figuras 2 (a), (b) e (c) apresentam a dureza ao risco [10], em função da carga aplicada e a velocidade de riscamento para as três ligas ensaiadas. Para a liga Co-Cr-Fe houve uma pequena tendência de aumento dos valores de dureza ao risco com o aumento da velocidade de riscamento, que sofreu aumentos de uma e duas ordens de grandeza. Isto também foi observado em trabalho anterior [11] em ensaios com aço carbono com diferentes velocidades de riscamento. Uma possível explicação para esse comportamento pode estar associada com a movimentação das discordâncias móveis, no qual o aumento da velocidade de riscamento não daria tempo dessas discordâncias se movimentarem, e estas atuariam como discordâncias travadas, produzindo assim certo aumento de resistência mecânica do material [12].

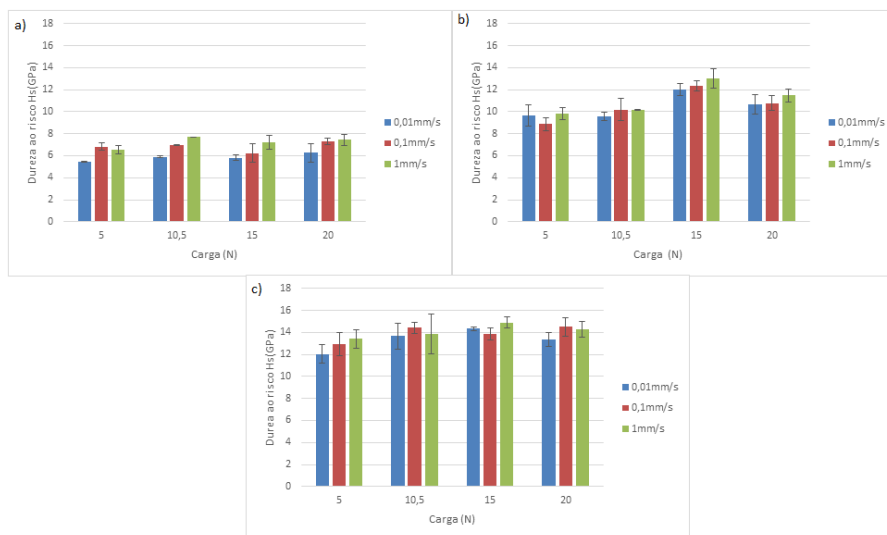


Figura 2. Dureza ao risco (Hs) em função da carga aplicada para diferentes velocidades de riscamento para: (a) Co-Cr-Fe, (b) Stellite 6 e (c) Tribaloy T-400.

Nas outras ligas, Stellite 6 e Triballoy T-400, não há uma correlação evidente do comportamento da dureza ao risco com a velocidade de riscamento. De um modo geral, a

liga Triballoy T-400 apresentou maiores valores de dureza ao risco, que está ligado com a maior dureza global desta liga, tabela 2.

Os valores de f_{ab} , figuras 3 (a), (b) e (c), para todas as três ligas não apresentaram uma correlação com a velocidade de riscamento. De um modo geral, observando-se os valores médios, todas as ligas apresentaram f_{ab} menor que 0,5, o que se traduz em um micromecanismo de desgaste predominante de microsulcamento. Os valores relativamente altos dos desvios padrões do parâmetro f_{ab} , no caso das ligas Stellite 6 e Triballoy T-400 podem ser explicados ao fato destas ligas não serem homogêneas, apresentando tanto fases duras como mais macias. Contudo, mesmo para a liga Co-Cr-Fe, que possui uma microestrutura homogênea, os valores de desvio padrão também foram altos.

Para confirmação dos micromecanismos de desgaste, foram feitas imagens de MEV, figuras 4 (a), (b), (c), (d), (e) e (f). As setas brancas indicam o sentido do riscamento. Podemos observar a formação de material deslocado para as laterais dos riscos em todas as ligas evidenciando a predominância do microsulcamento.

Nas figuras 4 ((c), (d), (e) e (f)) notamos a presença de microtrincamento nos carbonetos e nas fases Laves das ligas Stellite 6 e Triballoy T-400, respectivamente, por serem esses, bastante duros e frágeis. As setas pretas mostram regiões onde houve um estreitamento dos riscos, fato citado anteriormente, que altera o perfil médio dos riscos causando dificuldade para medição do fator f_{ab} , como consequência, aumentando o desvio padrão. Vale a pena observar que nessas regiões onde houve estreitamentos há uma diminuição do material deslocado para as laterais do risco, que resulta no aumento dos desvios padrão do fator f_{ab} .

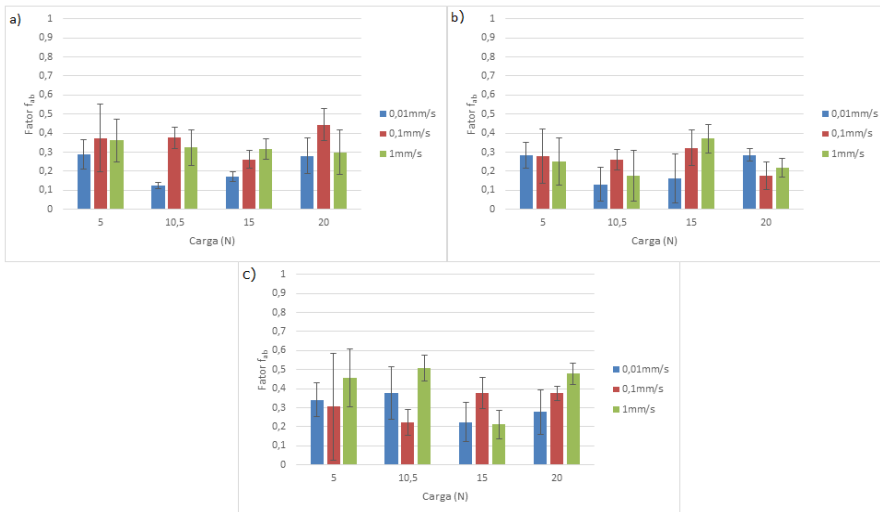


Figura 3. Fator f_{ab} em função da carga aplicada para diferentes velocidades de riscamento para as ligas: (a) Co-Cr-Fe, (b) Stellite 6 e (c) Triballoy T-400.

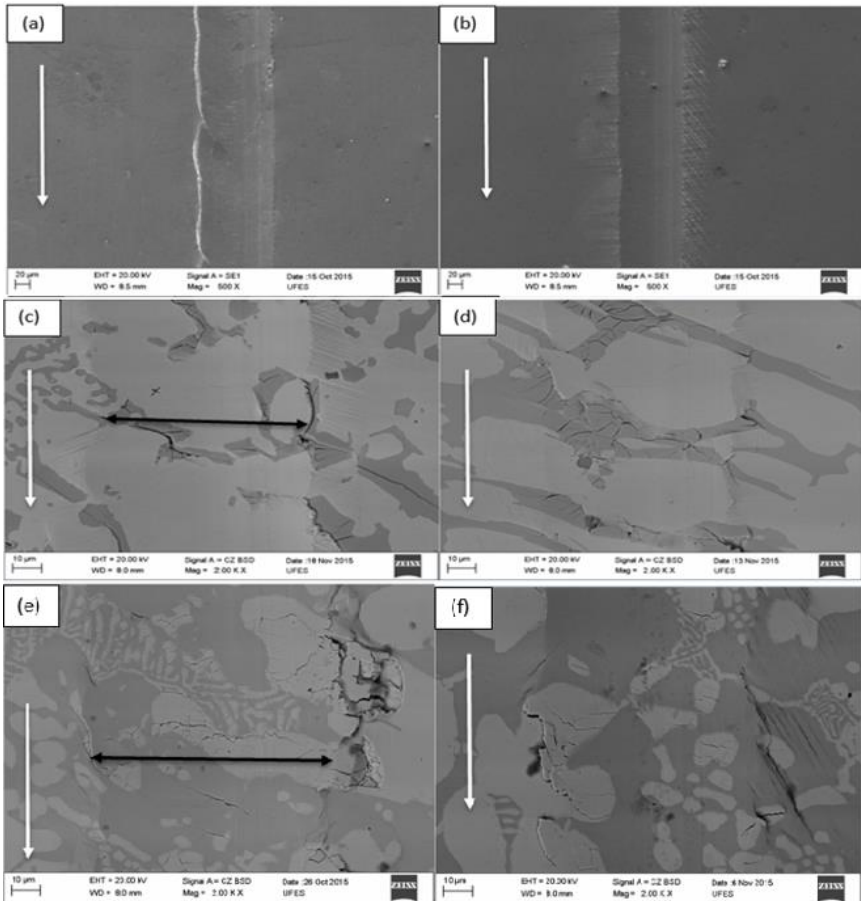


Figura 4. Imagens de MEV dos riscos (a) 20N a 0,1mm/s e (b) 10,5N a 0,01mm/s na liga Co-Cr-Fe, (c) 15N a 1mm/s e (d) 10,5N a 0,01mm/s na liga Stellite 6 e (e) 20N a 1mm/s e (f) 15N a 0,1mm/s na liga Tribaloy T-400.

3.2. Ensaio com vários passes

As Figuras 5 (a), (b) e (c) apresentam os resultados do fator f_{ab} em função da carga e do número de passes. Para todas as ligas, podemos observar que os valores de f_{ab} não apresentaram uma correlação com a carga. Seus valores, para todas as condições, estão abaixo de 0,5, o que indica a predominância do micromecanismo de microsulcamento. Há uma tendência a diminuição desses valores com o aumento do número de passes.

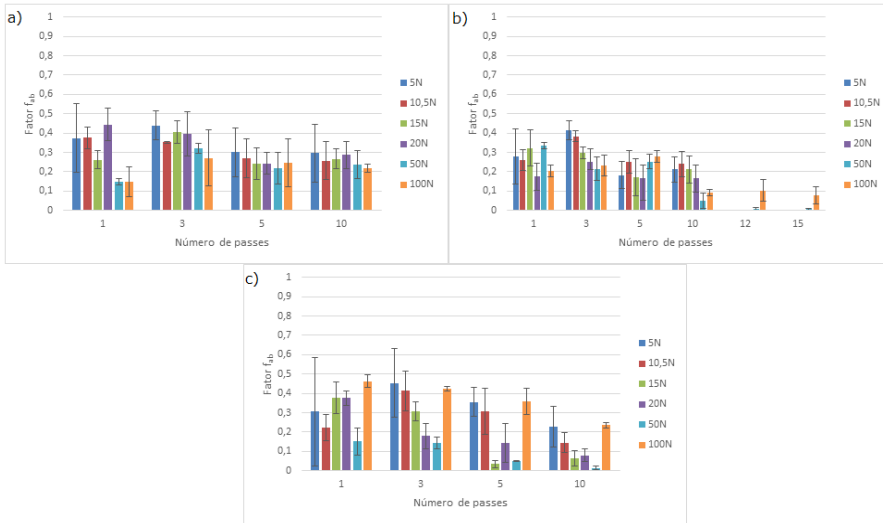


Figura 5. Fator f_{ab} em função da carga e do número de passes para as ligas: (a) Co-Cr-Fe, (b) Stellite 6 e (c) Tribaloy T-400.

Para a liga Co-Cr-Fe, as imagens de MEV, figuras 6 (a) e (b), mostram que com o aumento da carga e do número de passes, a quantidade de material deslocado para as laterais do risco aumentou, indicando maior predominância do micromecanismo de microsulcamento. Houve também um aumento na quantidade de bandas de deslizamento presente nas laterais do risco como mostrado na figura 6(a), para a carga de 10,5N com 1 passe e figura 6(b), para a carga de 20N com 10 passes. A seta branca indica o sentido de riscamento.

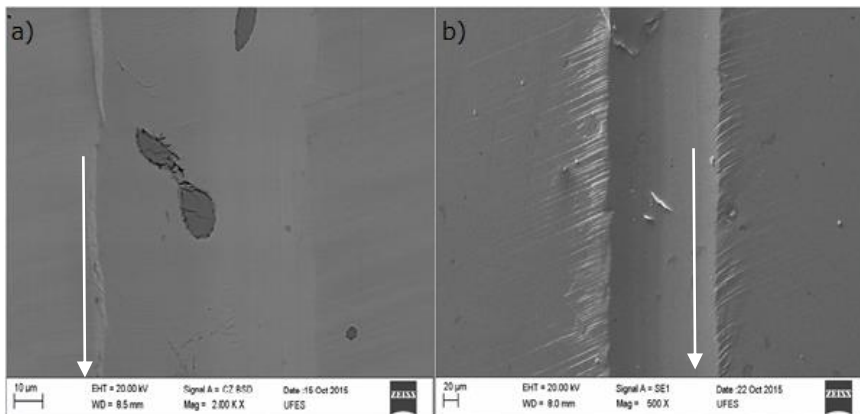


Figura 6. Imagens de MEV dos riscos: (a) 10,5N com 1 passe e (b) 20N com 10 passes, para a liga Co-Cr-Fe.

Para os ensaios com as cargas de 50 e 100N, há uma grande severidade no desgaste, como pode ser observado nas imagens de MEV, figuras 7 (a) e (b). Há um maior deslocamento de material para as laterais do risco com o aumento do número de passes e, também, uma maior formação de bandas de deslizamento nas laterais dos riscos com o aumento do número de passes, se comparado com as cargas menores. Além disso, podemos observar a formação de debris e a deformação plástica do material que é deslocado pelo riscamento encobrindo o material à frente (*smearing*).

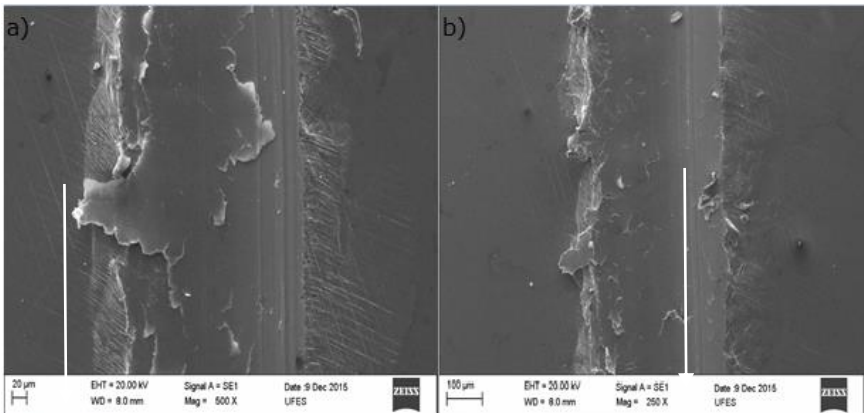


Figura 7. Imagens de MEV dos riscos: (a) 50N com 10 passes e (b) 100N com 10 passes, para a liga Co-Cr-Fe.

Para a liga Stellite 6, as imagens de MEV, figuras 8 (a) e (b), mostram o mesmo comportamento da liga anterior, ou seja, com o aumento da carga e do número de passes, há um aumento da quantidade de material deslocado para as laterais do risco, indicando maior predominância do micromecanismo de microsulcamento. Há também um aumento na quantidade de bandas de deslizamento presente nas laterais do risco, mas nesse caso, somente na matriz de cobalto (cinza claro). Já os carbonetos de cromo (cinza escuro) apresentaram trincamento, mesmo em cargas baixas, que foi ampliado com o aumento da carga e do número de passes. Essas trincas não se propagaram pela matriz ductil.

Para os ensaios com as cargas de 50 e 100N, podemos observar, figuras 9 (a) e (b), a alta severidade do desgaste com uma elevada quantidade de trincas dos carbonetos, não somente dentro do risco, mas também nas laterais desses. Com o aumento do número de passes, há um deslocamento de material devido a deformação plástica da matriz, cobrindo o material a frente. Para maiores números de passes, podemos observar um processo de mistura mecânica, onde os carbonetos estão extremamente fraturados e misturados a matriz.

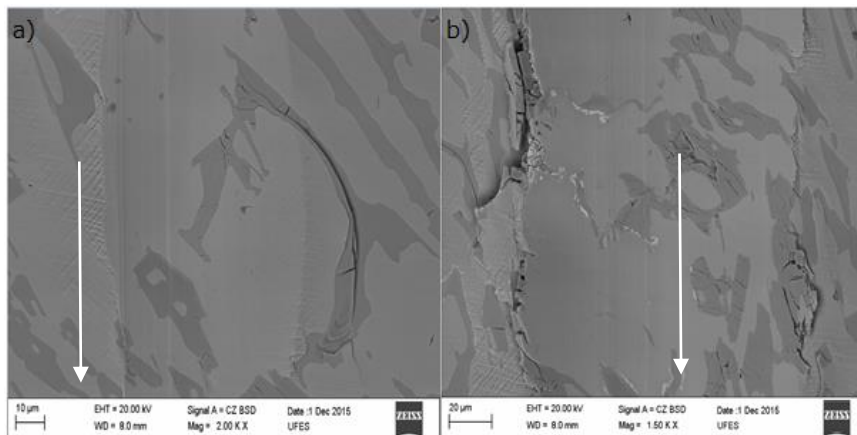


Figura 8. Imagens de MEV dos riscos: (a) 5N com 10 passes e (b) 20N com 10 passes, para a liga Stellite 6.

Para a liga Tribaloy T-400, as imagens de MEV, figuras 10 (a) e (b), mostram que, com o aumento da carga e do número de passes, houve um aumento da quantidade de material deslocado para as laterais do risco, indicando maior predominância do micromecanismo de microsculcamento. A quantidade de bandas de deslizamento presente na matriz (cinza escuro) nas laterais do risco é menor devido a grande fração volumétrica de fases Laves (cinza claro) presente nessa liga. As fase Laves apresentaram trincamento, mesmo em cargas baixas, que foi aumentando com o aumento da carga e do número de passes. Pode-se observar também na figura 10 (a), que o ensaio com 10 passes e a carga de 5N foi muito suave, tornando muito difícil se identificar as dimensões do risco.

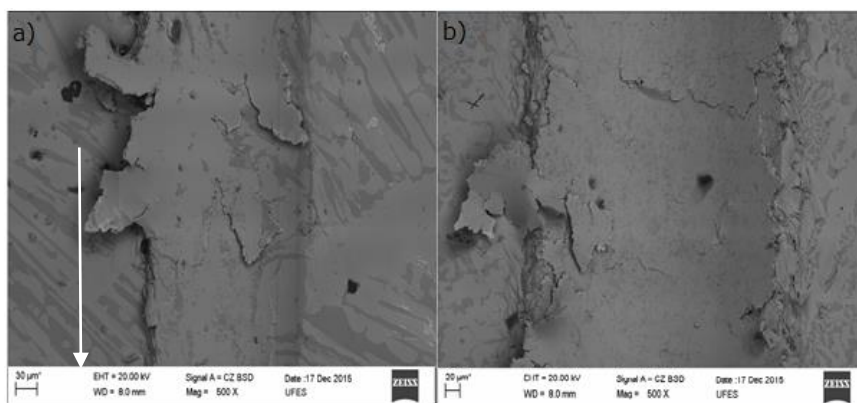


Figura 9. Imagens de MEV dos riscos: (a) 50N com 15 passes e (b) 100N com 15 passes, para a liga Stellite 6.

Para os ensaios com as cargas de 50 e 100N, figuras 11 (a) e (b), há uma grande severidade no desgaste, onde se observa que com poucos passes, já se obteve intensa formação de material deslocado para as bordas do risco, trincamento da fase Laves e formação de debrís. Foi observado também, como nas ligas anteriores, a ocorrência de *smearing*, e além disso, a formação de uma mistura mecânica, como ocorrido com a liga Stellite 6.

Na figura 12 podemos observar o comportamento das ligas em termos da taxa de desgaste^[13] em função da carga e do número de passes. Não se observa uma correlação da taxa de desgaste com a carga. Contudo, podemos observar claramente a diminuição da taxa de desgaste com o aumento do número de passes. Para as ligas Stellite 6 e Tribaloy T-400, com o aumento do número de passes, essa taxa chega a ser desprezível, exceto para a carga de 100N, indicando a boa resistência ao desgaste dessas ligas. Essas ligas apresentaram os menores valores de taxa de desgaste e estes foram semelhantes, exceto para a carga de 100N onde a liga Stellite 6 obteve um comportamento muito melhor.

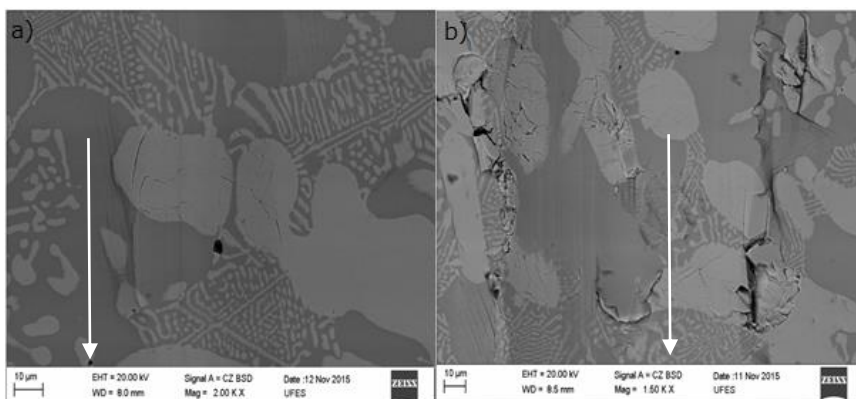


Figura 10. Imagens de MEV dos riscos: (a) 5N com 10 passes e (b) 20N com 10 passes, para a liga Tribaloy T-400.

4. Discussão

4.1. Liga Co-Cr-Fe

Mesmo com cargas elevadas e um grande número de passes, o material não perdeu sua capacidade de deformação plástica devido ao não aparecimento de trincas. Esse comportamento é semelhante ao encontrado por Xu, Zwaag e Xu [14] que, em seu trabalho, estudaram ligas com durezas e capacidades de deformação diferente, entre os quais um aço TWIP, que é um aço austenítico com grande quantidade de manganês e alta capacidade de encruamento devido à formação de maclas por deformação plástica. Foram realizados ensaios de esclerometria retilínea com vários passes e várias cargas, onde um indentador de maior raio e ângulo de ponta efetuava os vários passes com as cargas determinadas, encruando o material, e outro indentador de menor ângulo e raio de ponta efetuava somente um risco, dentro desses riscos feitos com o indentador maior, com uma pequena carga. Dentre as ligas estudadas, o aço TWIP, não apresentou sinais de esgotamento plástico com o aumento da carga e da quantidade de passes. Nas outras

ligas, nos quais foi atingida a suas capacidades de deformação plástica ocorreram trincas. Isto sugere uma alta capacidade de deformação plástica de liga Co-Cr-Fe.

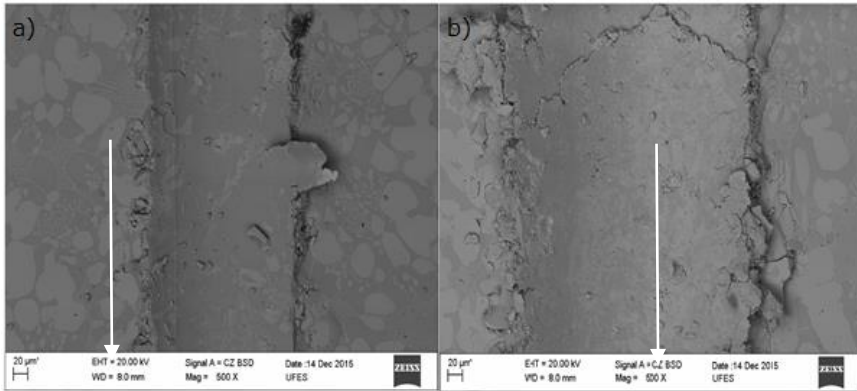


Figura 11. Imagens de MEV dos riscos: (a) 50N com 10 passes e (b) 100N com 10 passes, para a liga Tribaloy T-400.

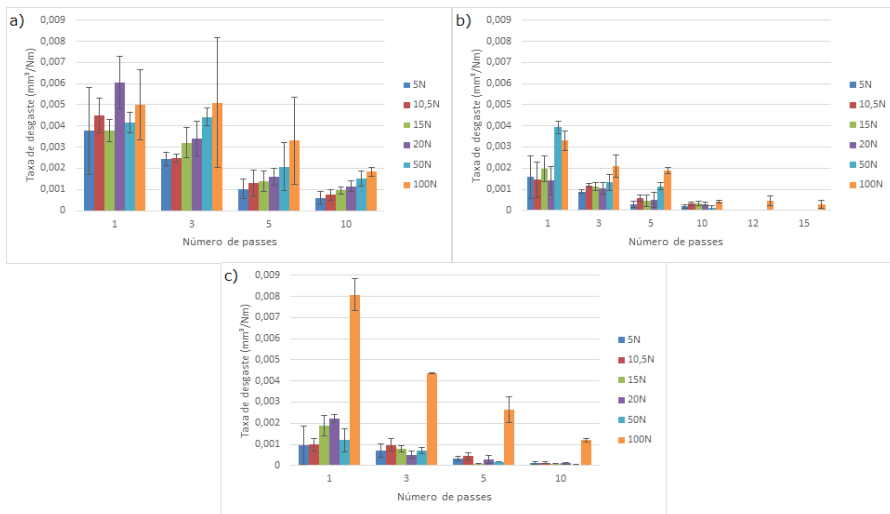


Figura 12. Taxa de desgaste em função da carga e do número de passes para as ligas: (a) Co-Cr-Fe, (b) Stellite 6 e (c) Tribaloy T-400.

4.2. Liga Stellite 6

As bandas de deslizamento na matriz do material presente em praticamente todos os ensaios também foi observada em outros trabalhos [15-17]. A presença dessas bandas de deslizamento na liga fundida indica uma alta taxa de encruamento e alta tendência a transformação de fase induzida por deformação [17].

O deslocamento de material por deformação plástica que encobria os carbonetos, *smearing*, foi observado com maior nitidez em ensaios com cargas elevadas e maior quantidade de passes. Isto também foi observado nos trabalhos de Setty, Kosel e Fiore (1982) [16] e Shetty, Kosel e Fiore (1983) [17]. Podemos notar, também, que houve destacamento de material que foi parcialmente ou totalmente retirado do risco, debris, mais evidente em altas cargas com aumento do número de passes, também encontrado em outros trabalhos [16,17].

4.3. Liga Triballoy T-400

Nesta liga, fica bastante evidente a fragilidade do comportamento da fase Laves, que pôde ser observado em todos os ensaios, no qual ocorreu a propagação de trincas, mesmo para fora do risco. Como resultado da natureza frágil da fase Laves, as ligas Triballoy possuem uma resistência à propagação de trinca relativamente baixa.

Como sabemos, devido a grande fração volumétrica de fase Laves presente na liga Triballoy T-400, esta governa o seu comportamento quanto à resistência a abrasão. Podemos observar que para altas cargas e grande número de passes, a liga apresentou comportamento semelhante ao da liga Stellite 6, com formação de uma mistura mecânica, composta de fases Laves extremamente fraturadas e da matriz do material, que a partir daí, se comporta de maneira homogênea e dúctil, diferente do comportamento heterogêneo demonstrado pelas ligas antes da formação da mistura, como pode ser observado na figura 5, com a queda do fator f_{ab} , mostrando que a predominância do micromecanismo de microsulcamento está cada vez mais evidente, mesmo com a grande quantidade de debris formados dentro e fora do risco para essas mesmas altas cargas e grandes quantidades de passes.

5. Conclusões

- Os ensaios com um passe variando-se a velocidade de riscamento em até duas ordens de grandeza, demonstraram que esta não foi um parâmetro que influenciou de maneira relevante as variáveis analisadas.
- Para ensaios com um passe, de um modo geral, a liga Triballoy T-400 apresentou maiores valores de dureza ao risco, que está ligado com a maior dureza global desta liga.
- Os valores de f_{ab} ficaram abaixo de 0,5 para todas as condições, indicando a predominância do micromecanismo de microsulcamento, tanto para um como para vários passes.
- Para ensaios com vários passes, a taxa de desgaste da liga Co-Cr-Fe apresentou um comportamento de desgaste inferior ao das outras ligas, com valores maiores de taxa de desgaste. As ligas Stellite 6 e Triballoy T-400 obtiveram resultados próximos, com valores de taxa de desgaste semelhantes exceto para os ensaios com a carga de 100N, onde os valores de taxa de desgaste da liga Stellite 6 foram menores do que os da liga Triballoy T-400.

6. Referências

- [1] MEZLINI, S. et al. Effect of indenter geometry and relationship between abrasive wear and hardness in early stage of repetitive sliding. *Wear*, [s.l.], v. 260, n. 4-5, p.412-421, fev. 2006. Elsevier.
- [2] ONACHIE, M. J.; DONACHIE, S. J. *Superalloys: A Technical guide*. 2ª Edição. ed. ASM International, 2002.
- [3] ZHANG, S.; ZHAO, D. (Eds.). *Aerospace Materials Handbook*. CRC Press, 2013.
- [4] DAVIS, J. R. (Ed.). *ASM Specialty Handbook - Nickel, Cobalt, and their alloys*. ASM International, 2000.
- [5] HUTCHINGS, I. M. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*. London: Butterworth-Heinemann, 1992.
- [6] ZUM GAHR, K. H.. Wear by hard particles. *Wear*, Karlsruhe, v. 31, n. 10, p.587-596, 1998, Elsevier.
- [7] WOLDMAN, M. et al. The influence of abrasive body dimensions on single asperity wear. *Wear*, [s.l.], v. 301, n. 1-2, p.76-81, abr. 2013. Elsevier.
- [8] XU, Xiaojun; ZWAAG, Sybrand van Der; XU, Wei. A novel multi-pass dual-indenter scratch test to unravel abrasion damage formation in construction steels. *Wear*, [s.l.], v. 322-323, p.51-60, jan. 2015. Elsevier.
- [9] LINDROOS, Matti et al. Wear behavior and work hardening of high strength steels in high stress abrasion. *Wear*, [s.l.], v. 322-323, p.32-40, jan. 2015. Elsevier.
- [10] ASTM G 171-03 - Standard Test Method for Scratch Hardness of Materials Using a Diamond Stylus. 2009.
- [11] MAAN, N. and VAN GROENOU, A. B. Low speed scratch experiments on steels. *Wear*, v.42, p. 365- 390, 1977.
- [12] FERREIRA, F. M. Avaliação tribomecânica via esclerometria retilínea e endentação instrumentada do aço ABNT 8550. 2010. 119 p. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- [13] WOLDMAN, M. et al. The influence of abrasive body dimensions on single asperity wear. *Wear*, [s.l.], v. 301, n. 1-2, p.76-81, abr. 2013. Elsevier.
- [14] XU, Xiaojun; ZWAAG, Sybrand van Der; XU, Wei. A novel multi-pass dual-indenter scratch test to unravel abrasion damage formation in construction steels. *Wear*, [s.l.], v. 322-323, p.51-60, jan. 2015. Elsevier.
- [15] SHETTY, H.R.; KOSEL, T. H.; FIORE, N. F. A study of abrasive wear mechanisms using diamond and alumina scratch tests. *Wear*, Notre Dame, v. 80, p.347-376, January 1982, Elsevier.
- [16] SHETTY, H.R.; KOSEL, T. H.; FIORE, N. F. A study of abrasive wear mechanisms in cobalt-base alloys. *Wear*, Notre Dame, v. 84, p.327-343, July 1983, Elsevier.
- [17] AHMED, R. et al. Single asperity nanoscratch behaviour of HIPed and cast Stellite 6 alloys. *Wear*, [s.l.], v. 312, n. 1-2, p.70-82, abr. 2014. Elsevier.
- [18] ALSTEAD, Alison; RAWLINGS, Reeds D.. The effect of iron additions on the microstructure and properties of the "Tribaloy" Co-Mo-Cr-Si wear resistant alloys. *Journal Of Materials Science*, Londres, v. 20, p.1693-1704, 1985.

CÁLCULO DE COEFICIENTES DINÁMICOS PARA COJINETES HIDRODINÁMICOS DE LONGITUD FINITA

Claudio E. Merelli^{1,2,3}, Daniel O. Barilá²,
Gustavo G. Vignolo^{1,2,3}, Lidia M. Quinzani³

1-Departamento de Ingeniería, Universidad Nacional del Sur,
Av Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.
cemerelli@plapiqui.edu.ar

2-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco –
Laboratorio de Mecánica de los Fluidos, Ruta Prov. N°1 Km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.
dbarila@unpata.edu.ar

3-Planta Piloto de Ingeniería Química (PLAPIQUI), Universidad Nacional del Sur – CONICET
Camino La Carrindanga km. 7, Bahía Blanca, Argentina.
gvignolo@plapiqui.edu.ar; lquinzani@plapiqui.edu.ar

Palabras clave: Cojinetes hidrodinámicos, Coeficientes dinámicos, Ecuación de Reynolds, Perturbación regular.

Resumen

El funcionamiento de la maquinaria industrial depende en gran medida del desempeño de los apoyos de las partes móviles, siendo los cojinetes hidrodinámicos una de las tecnologías más empleadas por su fácil fabricación, gran versatilidad ante cargas elevadas e impactos, extensa vida útil y relativo bajo costo y tamaño.

Para modelar el comportamiento dinámico de un sistema mecánico se requiere del conocimiento de la respuesta de cada uno de sus componentes ante cargas variables, incluyendo los apoyos. De esta manera, los coeficientes de rigidez y amortiguamiento de los cojinetes son muy importantes a la hora de estudiar las frecuencias críticas de los rotores y la determinación de zonas de posible inestabilidad que se acopla a la de los demás mecanismos.

El propósito de este trabajo es la determinación analítica de los coeficientes dinámicos en cojinetes de longitud finita. Para ello se hace uso de una aproximación que resuelve la Ecuación de Reynolds para flujo isotérmico por medio del método de perturbación regular. Previamente, esta técnica fue implementada para estimar parámetros estáticos como presión, caudal y factor de fricción, con buenas predicciones para relaciones de aspecto (L/D) y excentricidad relativa (η) para las cuales las soluciones de cojinetes cortos (ISJB) y cojinetes largos (ILJB) no son válidas [1].

Esta solución aproximada se emplea para determinar los coeficientes dinámicos del sistema tribológico rotor-fluido-cojinete de manera analítica. Los resultados son comparados con los homónimos para ISJB y los propios de resolver numéricamente la Ecuación de Reynolds. Se obtiene que la solución de orden cero, que considera $L/D \rightarrow 0$ (ISJB), puede ser utilizada únicamente para describir el comportamiento de cojinetes hasta valores de $L/D \approx 1/4$ y excentricidades $\eta \rightarrow 0$. Asimismo, la implementación del método descripto produce buenas predicciones de los coeficientes de rigidez y amortiguamiento hasta valores de excentricidades relativas $\eta \rightarrow 1$ y relaciones de aspecto $L/D \approx 1$.

1. Introducción

La lubricación hidrodinámica queda descrita por un sistema de ecuaciones diferenciales formado por los balances de cantidad de movimiento, masa y energía, aplicados a la capa muy delgada de fluido que se encuentra confinado entre dos superficies en movimiento relativo. En el caso particular de fluido newtoniano en flujo isotérmico, la integración en el espesor de película del balance de masa combinado con los balances de cantidad de movimiento, da lugar a una ecuación diferencial a derivadas parciales para la presión que se conoce con el nombre de Ecuación de Reynolds. Esta es una ecuación de aparente sencillez que, sin embargo, aún sigue siendo motivo de estudio ya que no se ha podido ser resuelta en forma exacta, aún para los casos más sencillos. En el caso de cojinetes hidrodinámicos el análisis de orden de magnitud de las ecuaciones que describen el flujo muestra que existen dos parámetros adimensionales que gobiernan el comportamiento del sistema: la relación de aspecto (L/D) y la excentricidad relativa ($0 < \eta < 1$). Llevando el primero de estos parámetros a sus valores límite, se obtienen dos soluciones analíticas exactas de la Ecuación de Reynolds, ampliamente conocidas en el campo de la lubricación, la del cojinete infinitamente corto ($L/D \rightarrow 0$) y la del cojinete infinitamente largo ($L/D \rightarrow \infty$), que se identifican por sus siglas en inglés como ISJB y ILJB, respectivamente [2][3]. En la práctica, tales soluciones arrojan resultados válidos únicamente en su orden de magnitud quedando la descripción exacta del flujo en cojinetes de longitud finita para el campo de los métodos numéricos. Paralelamente, son varios los intentos que se pueden encontrar en la literatura de soluciones analíticas aproximadas [4] [5] [6] [7] [8] [9]. En particular, estos autores usaron con gran éxito en el pasado el método de perturbación regular para extender la solución de ISJB hasta valores de L/D cercanos a 1, para toda η [1]. Lo novedoso del planteo realizado en ese trabajo es que no sólo se realizó la expansión de la presión usando el parámetro de perturbación $(L/D)^2$, sino también el número de Ocvirk (equivalente al número de Sommerfeld) que es una medida de la capacidad de carga obtenida por integración del campo de presión sobre el eje, relativa a la fuerza actuante por unidad de área proyectada. La metodología propuesta permitió describir con mayor precisión que otros métodos existentes, tanto el número de Ocvirk y la capacidad portante como el caudal y la fuerza de fricción.

Por otro lado, las características dinámicas de un cojinete, además de las estáticas, son fundamentales para el comportamiento de las máquinas que los utilizan. La rigidez de los cojinetes hidrodinámicos afecta las velocidades críticas y la estabilidad del rotor, lo que resulta de gran importancia sobre todo en aplicaciones en las que su uso pretende amortiguar impactos y disipar efectos desestabilizadores. En este sentido, es importante contar con métodos eficientes para calcular las características dinámicas de un cojinete [10].

Un gran número de trabajos se abocaron a la determinación de estos parámetros a través de la implementación de métodos numéricos [11] [12], inclusive en un grado creciente de dificultad asumiendo otras circunstancias como desalineaciones del eje y flexibilidad en el rotor [13] [14].

Rao y Biswas [15] encontraron expresiones analíticas de los coeficientes rotodinámicos en cojinetes de longitud finita en forma empírica, ponderando las soluciones ISJB e ILJB. A pesar de la falta de fundamento analítico de esta metodología, las predicciones de los coeficientes resultan muy satisfactorias para un rango amplio de excentricidades y relaciones de aspecto.

Chasalevris y Sfyris [16] determinaron una solución analítica al asumir la existencia de una solución particular y una homogénea de la Ecuación de Reynolds. Si bien, al igual que Rao y Biswas dicha solución se adapta muy bien en un gran rango de valores de excentricidad y relaciones de aspecto, es demasiado laboriosa a la hora de reproducir sus resultados y no existen expresiones simples de los coeficientes dinámicos.

En el presente trabajo se extiende el método de perturbación regular usado previamente [1], empleándolo para el cálculo de la fuerza estática, el ángulo de desfasaje entre la línea de centros y la carga y los coeficientes dinámicos de cojinetes de longitud finita. Estos parámetros rotodinámicos se calculan resolviendo la ecuación de Reynolds, con la diferencia respecto del caso estático que se le impone al eje pequeñas fluctuaciones alrededor de los puntos de equilibrio en la dirección radial y tangencial. Estas, modifican la ecuación del espesor de película agregando términos temporales.

2. Desarrollo

La Figura 1 esquematiza el sistema en estudio, el cual contempla un eje de radio R y largo L que gira a una velocidad angular Ω dentro de un cojinete estático de radio R_B , ambos separados por una película continua de fluido lubricante. Al aplicar una carga W sobre el rotor, este se desplaza del centro del cojinete una distancia e (excentricidad) generando una cavidad curva de altura $H(X)$ por la que el eje arrastra al lubricante, generándose un efecto hidrodinámico el cual le permite al sistema resistir grandes impactos con baja fricción sin producir contacto entre las partes. Al analizar el movimiento del eje bajo carga estática se denota un desfasaje entre su desplazamiento y la carga aplicada simbolizados por el ángulo ϕ .

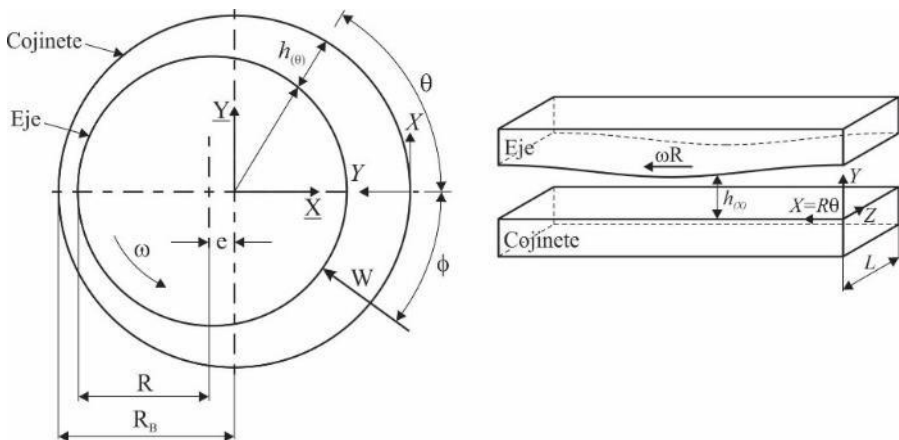


Figura 1. Geometría y sistema de coordenadas.

En el planteo de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido en la lubricación hidrodinámica se realizan simplificaciones para facilitar su resolución. Debido a que el huelgo C es mucho menor que el radio R ($C \ll R$), se desprecian los efectos de curvatura pudiéndose trabajar las ecuaciones que describen el comportamiento del fluido

lubricante en coordenadas cartesianas, como se ve en la Figura 1-a. Además, se considera flujo isotérmico, fluido Newtoniano incompresible, flujo laminar con $Re \frac{c}{R} \ll 1$ y Re de orden uno o menor, y efectos convectivos y gravitacionales despreciables.

Las ecuaciones diferenciales que describen el flujo resultan:

$$\text{Balance de masa: } 0 = \frac{U}{\pi R} \frac{\partial u}{\partial \Theta} + \frac{V}{C} \frac{\partial v}{\partial Y} + \frac{W}{L} \frac{\partial w}{\partial Z} \quad (1)$$

$$\Theta\text{-Balance de cantidad de movimiento: } 0 = -\frac{P_{REF}}{\pi R} \frac{\partial p'}{\partial \Theta} + \mu \frac{U}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial Y^2} \quad (2)$$

$$y\text{-Balance de cantidad de movimiento: } 0 = -\frac{P_{REF}}{C} \frac{\partial p'}{\partial Y} + \mu \frac{V}{c^2} \frac{\partial^2 v}{\partial Y^2} \quad (3)$$

$$z\text{-Balance de cantidad de movimiento: } 0 = -\frac{P_{REF}}{L} \frac{\partial p'}{\partial Z} + \mu \frac{W}{c^2} \frac{\partial^2 w}{\partial Y^2} \quad (4)$$

donde las variables adimensionales son:

$$\eta = \frac{e}{c}, \quad \Theta = \frac{X}{\pi R}, \quad y = \frac{Y}{c}, \quad z = \frac{Z}{L}, \quad u = \frac{V_{\Theta}}{U}, \quad v = \frac{V_y}{V}, \quad w = \frac{V_z}{W}, \quad p' = \frac{P - P_{EXT}}{P_{REF}} \quad (5)$$

Analizando el BM, se deduce que, si los tres términos son de orden de magnitud similar, entonces $V = \frac{U c}{R}$ y $W = \frac{U L}{R}$. Por otro lado, de acuerdo a la aproximación de cojinetes infinitamente cortos, conocida como solución de Ocvirk [2], el gradiente de presión en la dirección Θ sería despreciable frente al axial. Esto permite concluir que para cojinetes cortos el perfil de velocidad axial debería ser lineal, como en flujo Couette, y que P_{REF} se puede estimar a partir de Ec. (4, BCMz), quedando definida como:

$$P_{REF} = \frac{\mu U}{R} \left(\frac{R}{c}\right)^2 \left(\frac{L}{R}\right)^2 \quad (6)$$

Consecuentemente, los balances adimensionales de masa y cantidad de movimiento quedan:

$$0 = \frac{1}{\pi} \frac{\partial u}{\partial \Theta} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \quad (7)$$

$$0 = -\frac{1}{\pi} \left(\frac{L}{R}\right)^2 \frac{\partial p'}{\partial \Theta} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (8)$$

$$0 = -\frac{\partial p'}{\partial y} + \left(\frac{c}{L}\right)^2 \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad (9)$$

$$0 = -\frac{\partial p'}{\partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (10)$$

Donde, se observa que el gradiente de presión en dirección radial (y) puede despreciarse, ya que el balance de cantidad de movimiento en esa dirección es $(c/L)^2$ veces más pequeño que los otros.

Bajo esta consideración, las Ecs. (7, BCMx) y (8, BCMz) se pueden combinar con el BM para dar la ecuación conocida como Ecuación de Reynolds [17]:

$$\frac{dh}{dt} + \frac{1}{2\pi} \frac{dh}{d\Theta} = \frac{1}{12\pi^2} \left(\frac{L}{R}\right)^2 \frac{\partial}{\partial\Theta} \left(\frac{\partial p'}{\partial\Theta} h^3\right) + \frac{1}{12} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial p'}{\partial z} h^3\right) \quad (11)$$

Las condiciones de borde empleadas son:

$$u|_{y=1} = 1 ; u|_{y=0} = 0 ; v|_{y=1} = \frac{dh}{dt} ; v|_{y=0} = 0 ; w|_{y=1} = 0 ; w|_{y=0} = 0 \quad (12)$$

donde $h = \frac{H}{c} = 1 + \eta \cos(\pi\Theta)$ es el espesor adimensional de lubricante ($h=H/c$).

Para determinar el orden de magnitud de t se toma la condición de borde $v|_{y=1} = \frac{dh}{dt}$, donde al reemplazar por variables con dimensiones se tiene que:

$$\left. \frac{VR}{UC} \right|_{y=1} = \frac{T_c}{C} \frac{dH}{dT} \rightarrow V = \frac{dH}{dT} T_c \frac{U}{R} \quad (13)$$

Siendo T_c el valor característico del tiempo, que, de acuerdo con la Ec. (13), debe ser $T_c = \frac{R}{U}$ para mantener la igualdad.

El huelgo $H(\theta)$ sale de relaciones trigonométricas, resultando:

$$H = c + R + e \cos(\theta) - R \sqrt{1 - \left(\frac{e}{R}\right)^2 \sin^2(\theta)} \approx c + e \cos(\theta) \quad (14)$$

que define

$$h = \frac{H}{c} = 1 + \frac{e}{c} \cos(\theta) = 1 + \eta \cos(\pi\Theta) \quad (15)$$

siendo η la excentricidad relativa, $\eta = \frac{e}{c}$.

Para resolver la Ec. de Reynolds, además de las condiciones de no-deslizamiento listadas en la Ec. (12), se usan las condiciones de borde de presión:

$$p'|_{\theta=0} = p'|_{\theta=\pi} = 0 ; p'|_{z=1/2} = 0 ; \left. \frac{\partial p'}{\partial z} \right|_{z=0} = 0 \quad (16)$$

considerando sólo el flujo en la sección convergente del cojinete.

Tradicionalmente el comportamiento de los cojinetes hidrodinámicos se relacionan con el número de Sommerfeld (S) [18], [19], o su equivalente, el número de Ocvirk (O) [2], [20]. Estos números miden la importancia de la presión (dada por su orden de magnitud) relativa a la presión media, P_p , calculada como la fuerza actuante sobre el eje dividida por su área proyectada, $P_p = \frac{F}{2RL}$. En este trabajo se usa:

$$O = S \left(\frac{L}{R}\right)^2 = \frac{\mu U}{R P_p} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{R}\right)^2 \quad (17)$$

Un valor pequeño de este número señala, por lo tanto, no sólo mayor carga, F , para una dada P_{REF} , sino también mayor excentricidad. Si se introduce este número adimensional en la ecuación de Reynolds, y se adimensionaliza la presión con P_p , se obtiene otra expresión de la Ec. de Reynolds:

$$O\left(\frac{dh}{dt} + \frac{1}{2\pi} \frac{dh}{d\Theta}\right) = \frac{1}{3\pi^2} \left(\frac{L}{D}\right)^2 \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{\partial p}{\partial \Theta} h^3\right) + \frac{1}{12} h^3 \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \quad (18)$$

con O definida en la Ec. (17) y $p = \frac{P - P_{EXT}}{P_p}$.

2.1 Coeficientes dinámicos

Para la determinación de los coeficientes dinámicos en cojinetes, se considera al centro del eje moviéndose con pequeñas amplitudes ($\Delta\eta(t)$, $\Delta\psi(t)$) alrededor de una posición de equilibrio (η_0 , ϕ_0), como se esquematiza en la Figura 2.

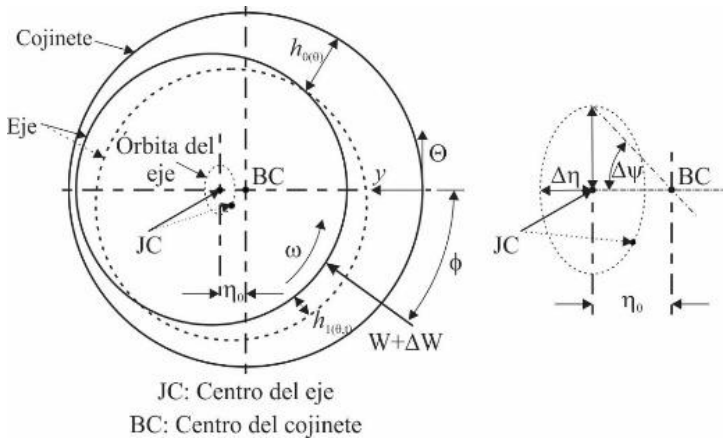


Figura 2. Representación del eje moviéndose con pequeñas amplitudes

Estas vibraciones son de un orden de magnitud mucho menor que η_0 y modifican el espesor de película $h(\Theta)$ que pasa a estar compuesto por una parte estática $h_0(\Theta)$ y otra dinámica $h_1(\Theta, t)$, donde:

$$h(\Theta, t) = h_0(\Theta) + h_1(\Theta, t) \quad \text{con} \quad \begin{cases} h_0(\Theta) = 1 + \eta_0 \cos(\pi\Theta) \\ h_1(\Theta, t) = \Delta\eta(t) \cos(\pi\Theta) + \eta_0 \Delta\psi(t) \sin(\pi\Theta) \end{cases} \quad (19)$$

que permiten expresar la velocidad y la aceleración como:

$$\frac{dy}{dt} = \Delta\dot{\eta}(t) ; \quad \eta_0 \frac{d\Theta}{dt} = \eta_0 \Delta\dot{\psi}(t) \quad (20)$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \Delta\ddot{\eta}(t) ; \quad \eta_0 \frac{d^2\Theta}{dt^2} = \eta_0 \Delta\ddot{\psi}(t) \quad (21)$$

donde cada punto sobre una variable indica su derivada respecto del tiempo.

Como en todo sistema mecánico, las fuerzas generadas en el rotor son función de los desplazamientos, velocidades y aceleraciones, por lo que:

$$F_{\Theta} = F_{\Theta}(\eta_0, \eta_0 \Delta \psi, \Delta \eta, \eta_0 \Delta \dot{\psi}, \Delta \dot{\eta}, \Delta \ddot{\eta}, \eta_0 \Delta \ddot{\psi}) \quad (22)$$

$$F_y = F_y(\eta_0, \eta_0 \Delta \psi, \Delta \eta, \eta_0 \Delta \dot{\psi}, \Delta \dot{\eta}, \Delta \ddot{\eta}, \eta_0 \Delta \ddot{\psi}) \quad (23)$$

Teniendo en cuenta que este análisis se realiza para pequeñas amplitudes en el movimiento alrededor de un punto de equilibrio, las fuerzas de reacción se pueden aproximar por los primeros términos de una expansión en serie de Taylor:

$$F_{\Theta} = F_{\Theta_0} + \frac{dF_{\Theta}}{d\theta} \Delta\theta + \frac{dF_{\Theta}}{dy} \Delta y + \frac{dF_{\Theta}}{d\dot{\Theta}} \Delta\dot{\Theta} + \frac{dF_{\Theta}}{d\dot{y}} \Delta\dot{y} + \frac{dF_{\Theta}}{d\ddot{\Theta}} \Delta\ddot{\Theta} + \frac{dF_{\Theta}}{d\ddot{y}} \Delta\ddot{y} \quad (24)$$

$$F_y = F_{y_0} + \frac{dF_y}{d\Theta} \Delta\Theta + \frac{dF_y}{dy} \Delta y + \frac{dF_y}{d\dot{\Theta}} \Delta\dot{\Theta} + \frac{dF_y}{d\dot{y}} \Delta\dot{y} + \frac{dF_y}{d\ddot{\Theta}} \Delta\ddot{\Theta} + \frac{dF_y}{d\ddot{y}} \Delta\ddot{y} \quad (25)$$

es factible definir los coeficientes de elasticidad, amortiguación e inercia en cojinetes como:

$$K_{ij} = - \left(\frac{dF_i}{dj} \right)_0 \begin{cases} i = \Theta, y \\ j = \Theta, y \end{cases} \quad C_{ij} = - \left(\frac{dF_i}{d \left(\frac{dj}{dt} \right)} \right)_0 \begin{cases} i = \Theta, y \\ j = \Theta, y \end{cases} \quad M_{ij} = - \left(\frac{dF_i}{d \left(\frac{d}{dt} \left(\frac{dj}{dt} \right) \right)} \right)_0 \begin{cases} i = \Theta, y \\ j = \Theta, y \end{cases} \quad (26)$$

donde $\frac{dj}{dt}$ representa las velocidades del centro del eje ($\dot{y}, \dot{\Theta}$), y $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial j}{\partial t} \right)$ representa sus

aceleraciones ($\ddot{y}, \ddot{\Theta}$). Así, por ejemplo, $K_{\Theta y}$ es el coeficiente de rigidez que se produce en la dirección Θ debido a un desplazamiento estático en la dirección y , y $C_{\Theta y}$ es el coeficiente de amortiguación que se produce en la dirección Θ debido a velocidad de desplazamiento en y . Este comportamiento cruzado en cojinetes queda fácilmente demostrado en el cálculo estático, donde la línea centros tiene un ángulo de desfase (ϕ) con respecto a la carga aplicada que varía con la excentricidad (η). El signo negativo en los coeficientes es debido a que un valor positivo de ellos le corresponde una fuerza de reacción. Los M_{ij} se definen como los coeficientes de inercia, los que son importantes únicamente para excitaciones a grandes frecuencias [21], las que no serán tratadas en este trabajo.

Las características dinámicas del sistema tribológico eje-lubricante-cojinete se puede asemejar a resortes y amortiguadores de comportamiento no lineal de sistemas mecánicos, como se puede ver en la Figura 3. En este caso el sistema queda completamente definido con el uso de 8 coeficientes, cuatro de rigidez (K_{ij}) y cuatro de amortiguamiento (C_{ij}). $K_{\Theta\Theta}$, K_{yy} , $C_{\Theta\Theta}$ y C_{yy} son comúnmente referidos como coeficientes directos de amortiguación y elasticidad y se corresponden a fuerzas que se oponen directamente al desplazamiento o a la velocidad de movimiento del centro del eje en el cojinete. En cambio $K_{\Theta y}$, $K_{y\Theta}$, $C_{\Theta y}$ y $C_{y\Theta}$ se denominan de acoplamiento cruzado ya que representan la reacción al desplazamiento o velocidad perpendicular al de aplicación de la carga. Cuando los coeficientes de rigidez cruzados $K_{\Theta y}$ y $K_{y\Theta}$ son de signos opuestos, el acoplamiento se vuelve desestabilizante produciendo fuerzas que agregan energía a la órbita del eje, resultando en amplitudes muy grandes de desplazamiento que pueden no llegar a ser contrarrestadas por la disipación directa del cojinete [22].

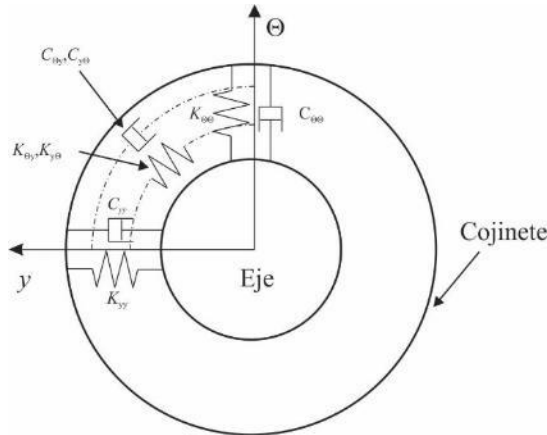


Figura 3. Resortes y amortiguadores no lineales que representan al lubricante.

Por definición, todos los coeficientes son evaluados en una posición de equilibrio con todos los otros desplazamientos y velocidades iguales a cero. Es por ello que se considera que existen distintas presiones dinámicas superpuestas actuando junto a la presión estática [10], de esta manera se tiene que:

$$p = p_{est} + \Delta p \quad (27)$$

$$\Delta p = p_{\theta} + p_y + p_{\dot{\theta}} + p_{\dot{y}} \quad (28)$$

donde p_{est} es la presión correspondiente al caso estático, y p_{θ} , p_y , $p_{\dot{\theta}}$ y $p_{\dot{y}}$ son las presiones dinámicas que resultan de los desplazamientos del centro del eje.

Substituyendo las ecuaciones (27) y (19) en (18), reteniendo únicamente los términos de primer orden, definiendo

$\varepsilon = (L/D)^2$ y separando variables, y tomando como términos independientes los que son debidos a las fluctuaciones del eje, se llega a 5 ecuaciones diferenciales: una para el caso estático y las otras 4 para el cálculo de coeficientes dinámicos:

$$\frac{1}{6} \pi \frac{\partial^2 (h_0^3(\Theta) p_{est})}{\partial z^2} + \frac{2\varepsilon}{3\pi} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{\partial (p_{est})}{\partial \Theta} h_0^3(\Theta) \right) = O \frac{\partial (h_0(\Theta))}{\partial \Theta} h_0^3(\Theta) \quad (29)$$

$$\frac{1}{6} \pi \frac{\partial^2 (h_0^3(\Theta) p_y)}{\partial z^2} + \frac{2\varepsilon}{3\pi} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{\partial (p_y)}{\partial \Theta} h_0^3(\Theta) \right) = \left(\begin{array}{l} O \sin(\pi\Theta) \pi - \frac{3O \cos(\pi\Theta)}{h_0(\Theta)} \frac{\partial (h_0(\Theta))}{\partial \Theta} + \\ h_0(\Theta) \frac{2\varepsilon \cos(\pi\Theta)}{\pi} \frac{\partial (p_{est})}{\partial \Theta} \frac{\partial (h_0(\Theta))}{\partial \Theta} \\ + h_0^2(\Theta) 2\varepsilon \sin(\pi\Theta) \frac{\partial (p_{est})}{\partial \Theta} \end{array} \right) \Delta \eta \quad (30)$$

$$\frac{1}{6}\pi \frac{\partial^2 (h_0^3(\Theta) p_\Theta)}{\partial z^2} + \frac{2\varepsilon}{3\pi} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{\partial(p_\Theta)}{\partial \Theta} h_0^3(\Theta) \right) = \left(\begin{array}{l} 0 \cos(\pi\Theta)\pi - \frac{3O \sin(\pi\Theta)}{h_0(\Theta)} \frac{\partial(h_0(\Theta))}{\partial \Theta} + \\ h_0(\Theta) \frac{2\varepsilon \sin(\pi\Theta)}{\pi} \frac{\partial(p_{est})}{\partial \Theta} \frac{\partial(h_0(\Theta))}{\partial \Theta} \\ + h_0^2(\Theta) 2\varepsilon \cos(\pi\Theta) \frac{\partial(p_{est})}{\partial \Theta} \end{array} \right) \eta_0 \Delta \psi \quad (31)$$

$$\frac{1}{6}\pi \frac{\partial^2 (h_0^3(\Theta) p_\psi)}{\partial z^2} + \frac{2\varepsilon}{3\pi} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{\partial(p_\psi)}{\partial \Theta} h_0^3(\Theta) \right) = (2O\pi \cos(\pi\Theta)) \Delta \dot{\eta} \quad (32)$$

$$\frac{1}{6}\pi \frac{\partial^2 (h_0^3(\Theta) p_\Theta)}{\partial z^2} + \frac{2\varepsilon}{3\pi} \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{\partial(p_\Theta)}{\partial \Theta} h_0^3(\Theta) \right) = (2O\pi \sin(\pi\Theta)) \eta_0 \Delta \dot{\psi} \quad (33)$$

Este sistema de ecuaciones puede ser resuelto de manera numérica, por la técnica de elementos finitos o bien por diferencias finitas, obteniéndose todos los perfiles de presión para un determinado valor de relación de aspecto ε y excentricidad η . Estas resoluciones conllevan un gran tiempo de cálculo para determinar las condiciones en un punto dado, es por ello que el desarrollo de nuevas técnicas analíticas es beneficioso para el entendimiento de problemas complejos. Para el caso particular de coeficientes dinámicos en cojinetes infinitamente cortos, se debe hacer $\varepsilon=0$ y resolver el sistema de ecuaciones integrando las presiones únicamente en z .

La determinación de los parámetros rotodinámicos se realiza al integrar pertinentemente las presiones dinámicas obtenidas de las ecuaciones diferenciales (30-33), como se muestra en las Ecs. (40) y (41):

2.2. Resolución del sistema de ecuaciones empleando el método de la perturbación regular

En este trabajo se propone el método de la perturbación regular para la determinación de los 8 coeficientes rotodinámicos, las cargas estáticas y el ángulo entre la carga y la línea de centros (ϕ). Como ya se comentara, esta técnica fue previamente utilizada para la resolución de la Ec. De Reynolds (11) (caso estático) [1] realizando una expansión en series tanto de la presión como del número de Ocvirk usando como parámetro de perturbación de $\varepsilon=(L/D)^2$. Esta técnica dio muy buenos resultados en la predicción del caudal, fricción y capacidad portante para valores de L/D y η en los cuales la soluciones ISJB e ILJB no resultan adecuadas.

En esta extensión se propone que, además de la presión estática y el número de Ocvirk, todas las presiones dinámicas se puedan expresar como series basadas en $(L/D)^2$ como parámetro de perturbación. De esta manera:

$$\begin{aligned} p_i &= p_{i0} + \varepsilon p_{i1} + O(\varepsilon^2) \quad \text{con } i = est, \Theta, y, \dot{\Theta}, \dot{y} \\ O &= O_0 + \varepsilon O_1 + O(\varepsilon^2) \end{aligned} \quad (34)$$

En este procedimiento, una vez determinados los perfiles de presión, se deben integrar en el área para poder obtener las fuerzas y así, los coeficientes dinámicos. Para este desarrollo se consideran solamente los términos de orden uno (ε), por lo que el método solo permite el cálculo del valor absoluto de las fuerzas y, en consecuencia, de los coeficientes.

Por ejemplo, para el caso estático es:

$$F^2 = F_\Theta^2 + F_y^2 = \left[\int_A P_{est} \sin(\pi\Theta) dA \right]^2 + \left[\int_A P_{est} \cos(\pi\Theta) dA \right]^2 \quad (35)$$

donde, al reemplazar $dA = \pi RL da$, $p_{est} = p_{0est} + \varepsilon p_{1est}$ y $P_{est} = P_p p_{est}$,

y expandiendo los cuadrados y dejando sólo los términos de orden cero y uno, se llega a:

$$F_\Theta^2 = (\pi RLP_p)^2 \left(\left[\int_A p_{est0} \sin(\pi\Theta) da \right]^2 + \varepsilon \int_A p_{est1} \sin(\pi\Theta) da \int_A p_{est0} \sin(\pi\Theta) da + O(\varepsilon^2) \right) \quad (36)$$

que permite calcular:

$$f_\Theta = \frac{F_\Theta}{\pi RLP_p} = \left(\left[\int_A p_{est0} \sin(\pi\Theta) da \right]^2 + \varepsilon \int_A p_{est1} \sin(\pi\Theta) da \int_A p_{est0} \sin(\pi\Theta) da \right)^{1/2} \quad (37)$$

donde f_Θ es la componente en dirección circunferencial de la fuerza adimensional. Lo mismo se puede hacer para F_y , y así calcular:

$$\phi = \arctan\left(\frac{F_\Theta}{F_y}\right) \quad (38)$$

Quedando el término de orden cero (correspondiente a la solución ISJB) elevado al cuadrado. Si bien esto es una desventaja no genera grandes dificultades debido a que con el sistema de coordenadas empleado los 8 coeficientes determinados numéricamente mantienen su signo para cualquier valor de excentricidad (η) y ($0 < L/D < 2$), por lo que su signo se puede fácilmente adaptar para el método propuesto siendo, de todos modos, solución de la raíz.

De esta manera, a través del método de perturbación regular se calculan los coeficientes y la fuerza adimensionales como:

$$\left. \begin{aligned} f_i &= \sqrt{(f_{i0})^2 + \varepsilon f_{i0} f_{i1}} \\ k_{ij} &= \sqrt{(k_{ij0})^2 + \varepsilon k_{ij0} k_{ij1}} \\ c_{ij} &= \sqrt{(c_{ij0})^2 + \varepsilon c_{ij0} c_{ij1}} \end{aligned} \right\} i, j = y, \Theta \quad (39)$$

dónde:

$$K_{\psi^r} = \frac{\pi RLP_p}{C} k_{\psi^r} = \frac{\pi RLP_p}{C} \int_A p_w (\sin(\pi\Theta))^m (\cos(\pi\Theta))^n da \quad \left\{ \begin{array}{l} r = 0; 1 \\ i = \Theta, y \\ j = \Theta, y \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} i = \Theta, j = \Theta \Rightarrow a = \Theta \\ i = \Theta, j = y \Rightarrow a = y \\ i = y, j = \Theta \Rightarrow a = \Theta \\ i = y, j = y \Rightarrow a = y \end{array} \right\} \begin{array}{l} m = 1, n = 0 \\ n = 1, m = 0 \end{array} \quad (40)$$

$$C_{\psi_r} = \frac{\pi LR^2 P_p}{UC} c_{\psi_r} = \frac{\pi LR^2 P_p}{UC} \int_A P_{ar} (\sin(\pi\Theta))^m (\cos(\pi\Theta))^n da \quad \begin{cases} r=0;1 \\ \left. \begin{matrix} i = \dot{\Theta}; j = \dot{\Theta} \\ j = \dot{\Theta}; \dot{y} \end{matrix} \right\} \Rightarrow \begin{cases} i = \dot{\Theta}; j = \dot{\Theta} \Rightarrow a = \dot{\Theta} \\ i = \dot{\Theta}; j = \dot{y} \Rightarrow a = \dot{y} \\ i = \dot{y}; j = \dot{\Theta} \Rightarrow a = \dot{\Theta} \\ i = \dot{y}; j = \dot{y} \Rightarrow a = \dot{y} \end{cases} \begin{matrix} m=1, n=0 \\ n=1, m=0 \end{matrix} \end{cases} \quad (41)$$

En el caso de los coeficientes de rigidez K_{yy} y $K_{\Theta y}$, estos pueden obtenerse directamente derivando respecto a η las fuerzas F_{Θ} y F_y , no siendo necesaria la resolución de la ecuación diferencial de p_y .

El valor de P_p se obtiene de la Ec. (17), una vez calculado el número de Ocvirk, $P_p = \frac{4\mu U}{RO} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2$. Al reemplazar esta expresión en las Ecs. (37), (40) y (41) es factible de determinar que los órdenes de magnitud de la fuerza, coeficientes de rigidez y amortiguamientos son:

$$O(F) = \pi\mu UL \frac{4}{O} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2, \quad O(K) = \frac{\pi\mu UL}{C} \frac{4}{O} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2, \quad O(C) = \pi\mu L \frac{4}{O} \left(\frac{R}{C}\right)^3 \left(\frac{L}{D}\right)^2 \quad (42)$$

Haciendo $r=0$ en las Ecs. (40) y (41) (soluciones ISJB) se obtienen:

$$\begin{aligned} f_{y0} &= \frac{O_0 \eta^2}{\pi(1-\eta^2)^2}; \quad f_{\Theta 0} = -\frac{1}{4} \frac{O_0 \eta}{(1-\eta^2)^{3/2}}; \quad O_0 = \frac{8(1-\eta^2)^2}{\pi\sqrt{16\eta^2 + \pi^2(1-\eta^2)}} \\ k_{\Theta y 0} &= \frac{1}{4} \frac{O_0 \eta}{(1-\eta^2)^{3/2}}; \quad k_{\Theta \Theta 0} = \frac{O_0 \eta}{\pi(1-\eta^2)^2}; \quad k_{y\Theta 0} = -\frac{1}{4} \frac{O_0(2\eta^2+1)}{(1-\eta^2)^{5/2}}; \quad k_{yy 0} = \frac{2O_0\eta(\eta^2+1)}{(1-\eta^2)^3 \pi} \\ c_{\Theta y 0} &= c_{y\Theta 0} = \frac{2O_0 \eta}{\pi(1-\eta^2)^2}; \quad c_{\Theta \Theta 0} = -\frac{1}{2} \frac{O_0}{(1-\eta^2)^{3/2}}; \quad c_{yy 0} = \frac{1}{2} \frac{O_0(2\eta^2+1)}{(1-\eta^2)^{5/2}} \end{aligned} \quad (43)$$

Mientras que para $r=1$

$$\begin{aligned} f_{\Theta 1} &= -\frac{1}{40} \frac{((11O_0+10O_1)\eta^3 + (4O_0-10O_1)\eta)}{(1-\eta^2)^{5/2}}; \quad f_{y1} = \frac{1}{5} \frac{((6O_0+5O_1)\eta^4 + (6O_0-5O_1)\eta^2)}{\pi(1-\eta^2)^3}; \quad O_1 = -\frac{1}{10} \frac{((11\pi^2-192)\eta^4 + (-192-7\pi^2)\eta^2 - 4\pi^2)O_0}{(\pi^2-16)\eta^4 + (16-2\pi^2)\eta^2 + \pi^2} \\ k_{\Theta y 1} &= \frac{1}{40} \frac{((11O_0+10O_1)\eta^3 + 4O_0-10O_1)}{(1-\eta^2)^{5/2}}; \quad k_{\Theta \Theta 1} = \frac{1}{5} \frac{((6O_0+5O_1)\eta^4 + 6O_0-5O_1)}{\pi(1-\eta^2)^3}; \quad k_{y\Theta 1} = \frac{1}{40} \frac{(22O_0+20O_1)\eta^4 + (49O_0-10O_1)\eta^2 + 4O_0-10O_1}{\pi(1-\eta^2)^2} \\ k_{yy 1} &= \frac{2}{5} \frac{((6O_0+51O_1)\eta^4 + 24O_0\eta^2 + 6O_0-5O_1)\eta}{\pi(1-\eta^2)^4}; \quad c_{\Theta \Theta 1} = \frac{1}{20} \frac{(11O_0+10O_1)\eta^2 + 4O_0-10O_1}{(1-\eta^2)^{3/2}}; \quad c_{\Theta y 1} = -\frac{2}{5} \frac{((6O_0+5O_1)\eta^4 + 6O_0-5O_1)\eta}{\pi(1-\eta^2)^3} \\ c_{y\Theta 1} &= -\frac{2}{5} \frac{((4O_0+5O_1)\eta^2 - 5O_1)\eta}{\pi(1-\eta^2)^3}; \quad c_{yy 1} = \frac{1}{20} \frac{((16O_0+20O_1)\eta^4 + (25O_0-10O_1)\eta^2 + 4O_0-10O_1)}{(1-\eta^2)^{5/2}} \end{aligned} \quad (44)$$

3. Resultados y Conclusión

Para mostrar el alcance del método, los resultados obtenidos por la perturbación regular (**P&O-perturbation**) son comparados con los correspondientes a la solución de Ocvirk (**ISJB**) y la numérica (**Numeric**). El ajuste se muestra con respecto al sistema de referencia estático (\underline{X} , \underline{Y}), utilizando la siguiente matriz de transformación:

$$\begin{pmatrix} L_{XX} & L_{XY} \\ L_{YX} & L_{YY} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(\phi) & -\sin(\phi) \\ \sin(\phi) & \cos(\phi) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} L_{rr} & L_{r\theta} \\ L_{\theta r} & L_{\theta\theta} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos(\phi) & \sin(\phi) \\ -\sin(\phi) & \cos(\phi) \end{pmatrix} \Rightarrow L = k, c \quad (45)$$

Cómo así también, la fuerza, los coeficientes de rigidez y amortiguamiento se representan mediante las siguientes adimensionalizaciones:

$$k_{ij} = \frac{K_{ij}}{4 \frac{\pi\mu UL}{C} \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2 f_T} ; c_{ij} = \frac{C_{ij}}{4 \pi\mu L \left(\frac{R}{C}\right)^3 \left(\frac{L}{D}\right)^2 f_T} \left. \vphantom{k_{ij}} \right\} i, j = X, Y ; f_T = \frac{F_T}{4 \pi\mu UL \left(\frac{R}{C}\right)^2 \left(\frac{L}{D}\right)^2} \quad (46)$$

La Figura 4 muestra los resultados obtenidos.

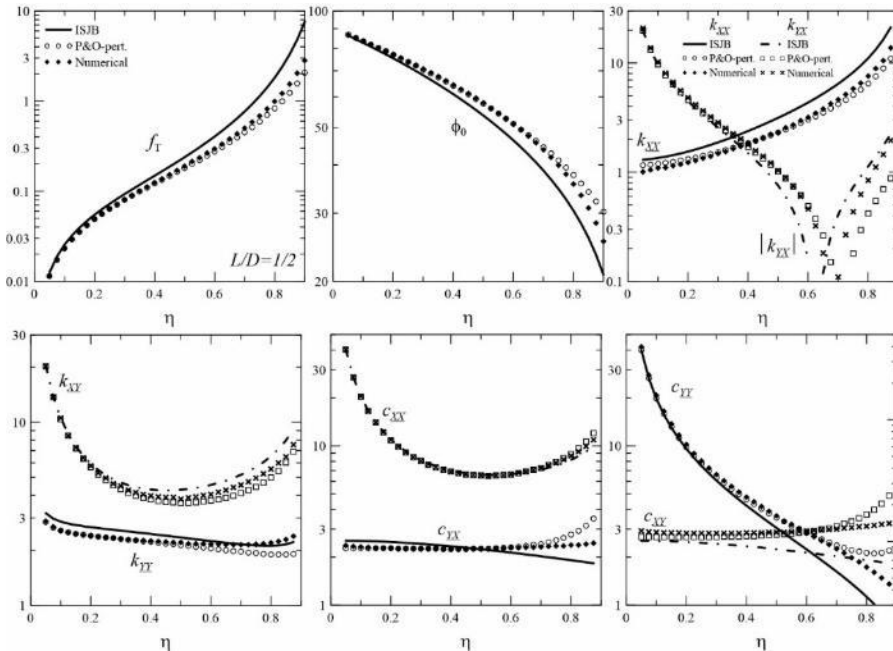


Figura 4. Parámetros calculados en función de la excentricidad relativa para $L/D=0.5$: Ángulo de desfasaje (ϕ), fuerza total adimensional (f_T), coeficientes de rigidez adimensional (k_{ij}) y coeficientes de amortiguación adimensional (c_{ij}).

Cómo era de esperar, los valores calculados por los tres métodos prácticamente coinciden para valores de excentricidad pequeños, cercanos a cero. Este comportamiento se hace aún más notorio a medida que disminuye la relación de aspecto (L/D). En cuanto al método de la perturbación regular, éste da resultados muy satisfactorios, que se acercan al resultado numérico, hasta excentricidades altas, como se puede ver en los datos para $L/D=0,5$.

Si bien, en algunos de los coeficientes no se observan diferencias sustanciales a medida que aumenta la excentricidad, es debido a que los mismos están adimensionalizados por sus respectivas fuerzas y en el caso de la solución de Ocvirk, ésta actúa como un factor de corrección atenuando la discrepancia que los coeficientes calculados por este método presentan para grandes excentricidades. Para $\eta=0.5$, el error porcentual de la fuerza calculada por la solución de Ocvirk es del 26% mientras que para la solución del método de perturbación es de tan solo 4%, y para $\eta=0.9$ el error para ISJB es de 138% mientras que para el método propuesto es de solo el 24%.

Esto demuestra el gran alcance que tiene esta relativa simple solución. Sería sencillo utilizar un factor de ajuste basándose únicamente en el cálculo de la fuerza total para poder extrapolar esta solución hacia nuevos valores de relación de aspecto. Si se mostraran los valores reales la diferencia total sería mucho más notoria a favor de la propuesta de este trabajo.

4. Referencias

- [1] Vignolo, G.G., Barilá, D.O., Quinzani, L.M., Approximate analytical solution to Reynolds equation for finite length journal bearings, *Tribology International*, Volume 44, Issue 10, September 2011, Pages 1089-1099, ISSN 0301-679X, <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2011.03.020>.
- [2] Dubois, G.B., Ocvirk, F.W., Analytical derivation of short bearing approximation for full journal bearings. *NACA Report* 1953;1157.
- [3] Sommerfeld, A., The hydrodynamic theory of lubrication friction. *Zs Math Phys* 1904;50(1,2):97–155.
- [4] Pinkus, O., *Theory of hydrodynamic lubrication*. NewYork: McGrawHill; 1961.
- [5] Barrero Ripoll, A., Perez-Saborid Sanchez-Pastor, M. *Fundamentos y Aplicaciones de la Mecánica de Fluidos*. Madrid: McGraw Hill; 2005.
- [6] Ling, F., Asymptotic analyses in isothermal fluid film lubrication theories. *SIAM Rev* 1986;28(3):343–66.
- [7] Nayfeh, A., *Perturbation methods*. New York: John Wiley & Sons; 1973.
- [8] Capriz, G., Cimatti, G., On some singular perturbation problems in the theory of lubrication. *Appl Math Opt* 1978;4:285–97.
- [9] Tayler, A.B., A uniformly valid asymptotic solution of Reynolds equation: the finite journal bearing with small clearance. *Proc Roy Soc A* 1968;305(1482):345–61.
- [10] Lund, J.W., Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings. *ASME. J. Tribol.* 1987;109(1):37-41. doi:10.1115/1.3261324.
- [11] Qiu, Z.L., Tieu A.K., The Effect of Perturbation Amplitudes on Eight Force Coefficients of Journal Bearings, *Tribology transaction*, Vol 43 (2000),1, 109-115, Vol 39(1996),2, 469-475.
- [12] Hitoshi Hattori. Dynamic Analysis of a rotor-journal Bearing System with large dynamic loads, *JSME*, Series C, Vol. 36, No 2,1993.

- [13] Jang G.H., Kim Y.J., Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees of Freedom or a General Rotor-Bearing System, *Journal of Tribology*, ASME, JULY 1999, Vol. 121 / 499.
- [14] Ebrat, O., Mourelatos, Z. P., Vlahopoulos, N., and Vaidyanathan, K. (2004), "Calculation of Journal Bearing Dynamic Characteristics Including Journal Misalignment and Bearing Structural Deformation," *Tribology Transactions*, 47(1), pp 94–102.
- [15] Rao, T.V.V.L.N., Biswas, S., Hirani, H., Athre, K., An Analytical Approach to Evaluate Dynamic Coefficients and Nonlinear Transient Analysis of a Hydrodynamic Journal bearing, *Tribology transaction*, Vol 43 (2000),1, 109-115.
- [16] Chasalevris, A., Sfyris, D., Evaluation of the finite journal bearing characteristics, using the exact analytical solution of the Reynolds equation, *Tribology International*, Volume 57, January 2013, Pages 216-234, ISSN 0301-679X.
- [17] Reynolds, O., On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Towers experiments, including an experimental determination of the olive oil. *Phil Trans Roy Soc* 1886;177:157–234.
- [18] Hamrock, B.J., Schmid, S.R., Jacobson, B.O., *Fundamentals of fluid film lubrication 2nd ed.* New York: Marcel Dekker, Inc.; 2004.
- [19] Sommerfeld, A., The hydrodynamic theory of lubrication friction. *Zs Math Phys* 1904;50(1,2):97–155.
- [20] McHugh, J.D., Learning from unexpected consequences-the roots of tribology. *Lubr Eng* 1999;55(7):33–9.
- [21] San Andrés, L., *Dynamics of a Rigid Rotor-Fluid Film Bearing System*, Class Notes on Modern Lubrication, Texas A&M University, College Station, TX, 2006.
- [22] Wilkes, J.C., Childs D.W., Tilting Pad Journal Bearings—A Discussion on Stability Calculation, Frequency Dependence, and Pad and Pivot, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, DECEMBER 2012, Vol. 134 / 122508-1.

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE COJINETES HIDRODINÁMICOS

**Gustavo G. Vignolo^{1,2,3}, Daniel O. Barilá²,
Claudio E. Merelli^{1,2,3}, Lidia M. Quinzani³**

1-Departamento de Ingeniería, Universidad Nacional del Sur,
Av Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.
cemerelli@plapiqui.edu.ar

2-Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco –
Laboratorio de Mecánica de los Fluidos, Ruta Prov. N°1 Km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.
dbarila@unpata.edu.ar

3-Planta Piloto de Ingeniería Química (PLAPIQUI), Universidad Nacional del Sur –
CONICET Camino La Carrindanga km. 7 – CC 717 -, Bahía Blanca, Argentina.
gvignolo@plapiqui.edu.ar , lquinzani@plapiqui.edu.ar

Palabras clave: Cojinetes hidrodinámicos, Estudio Experimental, Ecuación de Reynolds.

Resumen

Los cojinetes hidrodinámicos son elementos que se utilizan generalmente para soportar rotores en máquinas que requieran gran vida útil. Son, por lo tanto, parte fundamental de un sinnúmero de equipos, de las más diversas aplicaciones y potencias. La determinación de los parámetros de flujo en la película lubricante es una herramienta esencial a la hora de diseñar o estudiar el desempeño de tales dispositivos. No obstante, los medios analíticos conocidos son muy limitados debido a la gran cantidad de simplificaciones. Por otra parte, los métodos de simulación numérica requieren de validación experimental cuando sus modelos incorporan complejidades como transferencia de calor y cavitación.

Dada la dificultad para encontrar datos de ensayos representativos que comprueben estas formulaciones físico-matemáticas y, como parte de un proyecto integral de estudio de cojinetes hidrodinámicos, se diseñó y construyó un banco de ensayos con el objetivo de medir experimentalmente las variables principales de la película fluida y del cojinete en conjunto. Conforme a los requerimientos, el equipo puede medir presión de lubricante y temperatura del cojinete en distintos puntos y así determinar el perfil circunferencial y longitudinal de ambas magnitudes. Además, determina la posición del rotor y todas las cargas presentes en un ensayo: fuerza vertical, horizontal y par de fricción [1].

El presente trabajo muestra un conjunto de mediciones realizadas con el equipo descrito para un cojinete dado, en diversos estados de carga y a distintas velocidades de rotación. Como es de esperar, las presiones en la película manifiestan una fuerte dependencia con la carga aplicada, mientras que las temperaturas sobre el cojinete lo hacen con la velocidad de rotación. Los resultados de los ensayos son comparados con un modelo numérico termo-hidrodinámico previamente desarrollado [2].

1. Introducción

Los cojinetes hidrodinámicos son elementos de máquina empleados para soportar rotores de equipos con altas cargas y que requieran una gran vida útil. Esto los convierte en componentes esenciales de una enorme diversidad de máquinas. En su forma más elemental están compuestos por dos cilindros, uno dentro del otro. Usualmente, el externo

es estático y recibe, por sí solo, el nombre de cojinete, y el interno es un rotor llamado eje o muñón. Entre ambas superficies se sitúa un fluido (lubricante) que evita su contacto directo al producir presión como consecuencia del arrastre que sufre por parte del rotor dentro la geometría (cuña) que se forma entre las superficies sólidas. Tal fenómeno brinda capacidad portante al conjunto, permitiendo el deslizamiento suave de las partes. El análisis del flujo del lubricante es una herramienta esencial a la hora de diseñar o estudiar el desempeño de tales dispositivos. No obstante, los medios analíticos conocidos son muy limitados debido a la gran cantidad de simplificaciones que asumen o bien el grado de complejidad que adquieren. Por otra parte, los métodos de simulación numérica requieren de validación experimental cuando sus modelos incorporan fenómenos como transferencia de calor y cavitación [3, 4].

A pesar de que la lubricación hidrodinámica ha sido estudiada desde fines del siglo XIX, logrando notables avances, su desarrollo es aún incipiente en aspectos tales como la predicción de su desempeño dinámico, su comportamiento con fluidos reológicamente complejos, etc. Estas situaciones se manifiestan particularmente a la hora de contrastar formulaciones analíticas o numéricas con resultados experimentales, dado que la base de datos de ensayos existente presenta cuantiosos vacíos que deben aún llenarse. Ello ha motivado a que, como parte de un programa de estudio de cojinetes hidrodinámicos, se haya diseñado y construido un banco de ensayo de tales elementos [1] con la doble función de aportar datos de ensayos de referencia y de verificar modelos analíticos y numéricos propios.

En el presente trabajo se muestra información experimental obtenida con el equipo construido y se la compara con predicciones de un modelo numérico termohidrodinámico previamente desarrollado.

1.1. Descripción del banco de ensayo

El banco de ensayo desarrollado cuenta con un rotor impulsado por un motor eléctrico, un sistema de almacenamiento y suministro de lubricante, un rodamiento para aplicar la carga en la mitad del eje y un cojinete instrumentado, como puede verse en la figura 1.

Las variables que pueden medirse simultáneamente en cada ensayo son: presión en la película fluida, temperatura de suministro de lubricante, temperatura en la superficie del cojinete, posición y alineación del eje, velocidad de rotación del eje, capacidad portante y par de fricción del cojinete. Las variables de control del sistema son la velocidad de rotación y la carga aplicada.

La presión se determina en doce puntos de la película fluida (ocho sobre la línea de simetría axial y cuatro fuera de esta línea) en una posición angular determinada. De igual forma, se disponen doce termocuplas para medir la distribución de temperatura en la superficie del cojinete.

Para la medición de posición y alineación del eje se cuenta con cuatros sensores de proximidad: dos horizontales y dos verticales.

La capacidad portante y par de fricción se determina mediante tres celdas de carga: dos verticales y una horizontal.

El eje, de 60 mm de diámetro y 464 mm de distancia entre apoyos, cuenta con un extremo montado sobre un rodamiento oscilante de bolas, y el otro sobre el cojinete instrumentado.

El motor que imprime el movimiento al eje es asíncrono de 5 HP, dotado de variador vectorial de frecuencia (rango de velocidades: 500 a 6000 rpm). La unión entre motor y eje se hace mediante un acoplamiento elástico. Los cojinetes que pueden ensayarse son de, 50, 55 y 60 mm de diámetro, cada uno con relaciones L/D: $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$, y 1, y relación radio a huelgo: de entre 300 y 600. Los cojinetes se montan en una carcasa denominada "porta cojinete", la cual lo sujeta y le permite el anclaje de los diversos instrumentos de medición figura 1.b).

Una descripción más detallada de las características del equipo pueden encontrarse en [1].

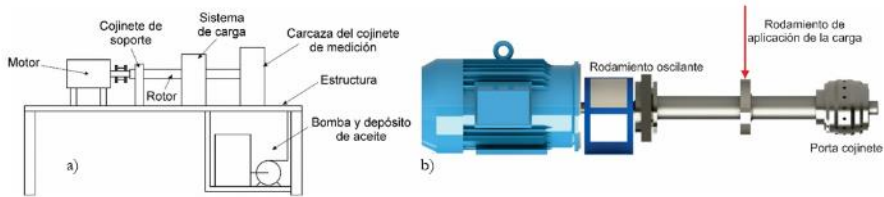


Figura 1. a) Esquema general del banco de ensayos; b) Esquema 3D del banco de ensayos.

1.2. Modelo Termo-hidrodinámico

En general, el análisis termo-hidrodinámico de cojinetes puede dividirse en dos categorías [3]. En la primera de ellas se incluye el tratamiento completo del balance de energía a lo largo del espesor de la película fluida usando métodos de diferencias o elementos finitos [4]. En la segunda se emplea alguna aproximación para considerar todo el fenómeno que sucede en el espesor, usualmente considerando la distribución local de temperatura a través de algún valor "representativo" [5]. Las ventajas y desventajas de la primera radican en la exactitud del modelo a expensas de complejidad, mientras que para la segunda se gana en sencillez a expensas de exactitud del modelo. Dependiendo de las necesidades, puede optarse por uno u otro enfoque.

En el modelo empleado, el cual se encuadra dentro de la primer categoría mencionada, se resuelven numéricamente las ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento y energía de manera acoplada, de modo de estimar el campo de presión y el de temperatura, entre otras variables. Para el mismo se considera que el lubricante es un fluido Newtoniano, de densidad, capacidad calorífica y conductividad térmica constantes, mientras que la viscosidad se asume variable con la temperatura de acuerdo con la ley de Vogel ($\mu = \mu_0 e^{\beta_0(T-T_0)}$). Una descripción detallada del modelo puede encontrarse en [2].

2. Desarrollo

2.1. Puesta en marcha del banco

A fin de contar con resultados experimentales confiables, se calibraron los instrumentos del banco y se relevaron las dimensiones de los cojinetes y muñones en el Laboratorio de Metrología de la UNPSJB. Dado que los sensores de proximidad permiten medir las posiciones relativas entre muñón y cojinete y dado que el banco cuenta con un sistema

auto-alineante para este último, deben establecerse las posiciones límite del muñón dentro del cojinete (figura 2.a). Para ello se posiciona el sistema en las siguientes configuraciones:

1. rotor centrado horizontalmente y apoyado en la superficie inferior del cojinete,
2. rotor centrado horizontalmente y apoyado en la superficie superior del cojinete,
3. rotor centrado verticalmente y apoyado en la superficie lateral derecha del cojinete, y
4. rotor centrado verticalmente y apoyado en la superficie lateral izquierda del cojinete.

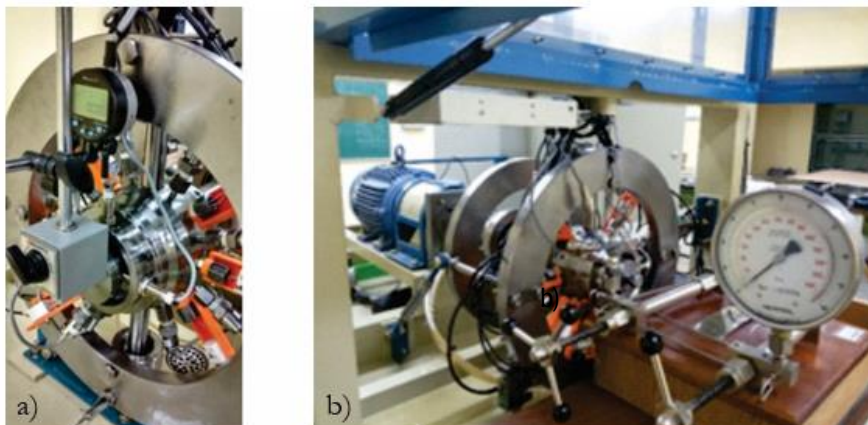


Figura 2: a) Proceso de determinación del centro del cojinete;
b) Proceso de calibración de los sensores de presión

En todos los casos, se carga el rotor con una fuerza de 25 kgf para no producir daño en el cojinete de bronce. En cada posición se registran simultáneamente las señales de los sensores de posición, de las celdas de carga y la medida indicada por el comparador. De estas cuatro operaciones se determina el huelgo vertical y horizontal entre muñón y cojinete y la posición del muñón en la que se encuentra centrado.

Para la calibración de los sensores de presión, se monta cada uno en una línea que es presurizada por una bomba de tornillo manual junto con un patrón calibrado, como puede verse en la figura 2.b). La lectura de los sensores es tomada con el mismo sistema de adquisición empleado en los ensayos. La discrepancia máxima en la medida de todos los sensores no supera al 3%.

Previo al inicio de una tanda de ensayos, se requiere de la determinación de las propiedades del lubricante (viscosidad, densidad, capacidad calorífica, etc.). Para el presente trabajo se ha recurrido a un laboratorio externo para tal fin.

La Figura 3 muestra el equipo en el estado actual, con todos los sistemas operativos, mientras que la Figura 4 muestra el banco en funcionamiento.



Figura 3. a) Banco de ensayo operativo; b) Tablero del banco en funcionamiento. Se aprecia el manómetro indicando la presión de suministro (en 65 Psi) y la frecuencia de giro del motor (en 50Hz).



Figura 4. Equipo en funcionamiento. Se aprecia cómo el excedente de aceite escurre por los extremos del cojinete.

2.2. Ensayos Realizados

Los resultados obtenidos de los primeros ensayos realizados sobre el banco, los cuales se presentan en este trabajo, fueron efectuados a velocidad y carga limitadas ya que el objetivo primordial fue evaluar el desempeño de los sistemas del equipo.

Para ello se utilizó el cojinete de 55mm de diámetro nominal y $L/D=1$, con una relación $R/c = 393,86$ y un aceite lubricante SAE 15W40, cuyas características se listan en la Tabla 1. La temperatura de entrada del aceite fue siempre de 40°C.

Tabla 1. Propiedades del lubricante usado en los ensayos1

μ_0	0,057 Pa.s
ρ	865 kg/m ³
β_0	0,03 K ⁻¹
k	0,130 W/m K
\hat{C}_v	2000 J/kg K

Los ensayos se realizaron considerando tres velocidades de giro:

$$\omega \rightarrow 1150 - 1440 - 1730 \text{ rpm} \quad (1)$$

y cuatro unidades de carga unitaria estática a cada velocidad:

$$\text{carga} \rightarrow 0 - 100 - 180 - 255 \text{ kgf} \quad (2)$$

Ello define las velocidades lineales, $U = 2\pi RN$, números de Reynolds, $Re = \frac{\rho UR}{\mu}$,

presiones de referencia, $P_{ref} = \frac{\mu_0 U}{R} \left(\frac{R}{c}\right)^2 \left(\frac{L}{R}\right)^2$, temperaturas de referencia,

$T_{ref} = \frac{\mu_0 U}{\rho \hat{C}_v R} \left(\frac{R}{c}\right)^2$, presiones proyectadas, $P_p = \frac{F}{2RL}$, y números de Sommerfeld,

$S = \frac{\mu U}{P_p R} \left(\frac{R}{c}\right)^2$, que se listan en la Tabla 2. F_{teo} son las cargas teóricas y F_{med} son las medidas en los ensayos, empleadas en los cálculos subsiguientes.

Tabla 2. Condiciones experimentales cubiertas en los ensayos.

ω [rpm]	U [m/s]	Re	P_{ref} [MPa]	T_{ref} [K]	F_{teo} [kgf]	F_{med} [kgf]	P_p [MPa]	S
1150	3,31	1380	4,26	0,616	100	101	0,326	3,26
					180	177	0,575	1,85
					255	255	0,826	1,29
1440	4,15	1730	5,33	0,771	100	102	0,329	4,05
					180	191	0,620	2,15
					255	251	0,814	1,64
1730	4,98	2080	6,41	0,926	100	101	0,326	4,91
					180	181	0,587	2,73
					255	262	0,850	1,88

En cada ensayo se procedió fijando la velocidad del rotor y la presión de suministro de aceite (establecida en 4 bar para todos los ensayos) y se aplicó carga gradualmente hasta que la medición de las celdas de carga indicó el valor buscado. Luego se midió la posición relativa entre rotor y cojinete (con lo que se calcularon las excentricidades del cojinete respecto del rotor en ambas direcciones vertical y horizontal, y el ángulo de posición), las temperaturas en la superficie del cojinete y las presiones en la película fluida.

3. Resultados

3.1. Excentricidad y Ángulo

La Figura 5 muestra las excentricidades relativas ($\eta=e/c$), vertical y horizontal, calculadas en los nueve ensayos a partir de las posiciones medidas del rotor. Los valores se presentan organizados por velocidad del rotor, incrementando cuanto mayor es la carga estática utilizada.

La Tabla 3 lista los valores de excentricidad relativa, $\eta = \sqrt{\eta_v^2 + \eta_h^2}$, así como los ángulos de desplazamiento del rotor $\phi = \eta_v / \eta_h$, calculados a partir de los datos de la Figura 5. Puede apreciarse que el ángulo de desplazamiento es significativo en todos los casos, indicando que las reacciones cruzadas del cojinete también lo son. Asimismo, se aprecia que a mayor carga estática, mayor es el desplazamiento global, y que a mayor velocidad de rotación, mayor es el ángulo. El ángulo máximo es de $\approx 55^\circ$ para 1730 rpm.

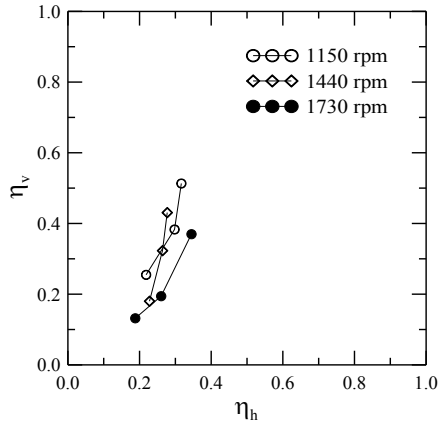


Figura 5. Excentricidades relativas medidas en las distintas condiciones de ensayo.

Tabla 3. Excentricidades y ángulos de desplazamiento medidos.

ω [rpm]	F [kgf]	η	ϕ [°]
1150	100	0,34	40,6
	180	0,49	37,8
	255	0,60	31,7
1440	100	0,29	51,7
	180	0,42	39,3
	255	0,51	32,8
1730	100	0,23	54,9
	180	0,32	53,3
	255	0,51	43,0

La Figura 6 muestra la excentricidad relativa en función del número de Ocvirk, $O = S \left(\frac{L}{R} \right)^2$. Cada punto indica una condición de ensayo distinta (carga estática - velocidad). Puede apreciarse que a medida que el número de Sommerfeld disminuye (ya sea por mantener la velocidad aumentando la carga, o por disminuir la velocidad de rotación manteniendo la carga) aumenta la excentricidad. El ajuste de los datos a una

relación potencial resulta en $S \approx 10,2 \eta^{-3,50}$. Además, se observa que iguales valores de O producen iguales excentricidades, independientemente del estado de carga y velocidad. En el gráfico también se incluye la relación entre O y η obtenida numéricamente por Raimondi y Boyd [6], la aproximación analítica para cojinetes de longitud finita, P+O-pert [7] y la solución para cojinetes isotérmicos infinitamente cortos, ISJB [8]. Se observa que la correlación con los resultados de Raimondi y Boyd es muy buena. El leve desplazamiento puede atribuirse al modelo térmico simplificado empleado por estos autores. La solución que mejor ajusta los valores experimentales es la de P+O-pert.

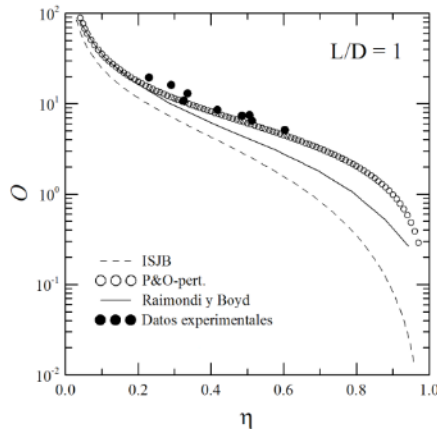


Figura 6. Número de Ocvirk en función de la excentricidad relativa. Comparación con predicciones de modelos presentados en la Figura 4.3.

3.2. Presión

La Figura 7 muestra las presiones manométricas alcanzadas en la película fluida sobre el plano axial medio del cojinete a carga constante y para distintas velocidades de giro. Puede apreciarse que los perfiles de cada gráfico, que corresponden a una misma carga, no difieren sensiblemente entre sí. Esto se explica por el hecho de que la capacidad portante del cojinete resulta de la integración de la presión. Por ende, al aumentar la carga para una misma velocidad de giro, la presión aumenta para lograr mayor capacidad portante. Además, se observa que el perfil pierde simetría a medida que se aumenta la carga, desplazándose la posición del valor máximo hacia ángulos mayores (se desplaza hacia la derecha). Cabe señalar que para todos los gráficos, el valor del ángulo está medido respecto de la ranura de suministro de aceite (posición de aplicación de la carga) en el sentido de giro del rotor, lo que produce que los perfiles se desarrollen hasta pasados los 270° . No obstante, al observar el desplazamiento angular de la línea de centros respecto de la vertical (ϕ), y considerando que la presión de suministro empleada para todos los ensayos fue de 4bar, se aprecia que en el inicio de la zona divergente, $(\theta + \phi) > \phi$, la presión en la película se corresponde con la de suministro.

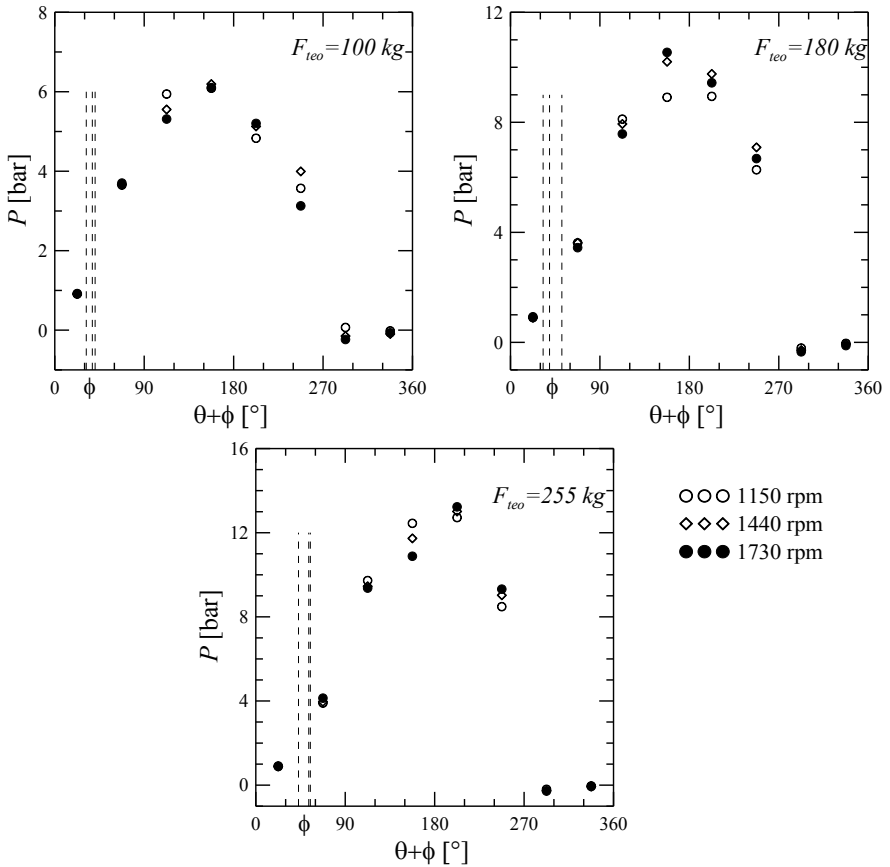


Figura 7. Perfiles de presión circunferenciales obtenidos en $z=0$ a carga constante usando distintas velocidades de giro.

Los datos de la Figura 7 se vuelven a presentar en la Figura 8, esta vez adimensionalizando cada perfil con el valor de P_{ref} correspondiente (ver Tabla 2) y en función del ángulo adimensional Θ . En esta presentación las curvas ya no se superponen para una dada carga sino más bien para un valor de excentricidad relativa. Puede observarse que al aumentar la excentricidad se produce el doble efecto de un incremento en el valor máximo de presión adimensional y su corrimiento hacia la derecha. Ello produce que la pendiente con la que el perfil entra en la zona de cavitación sea mayor según lo sea la excentricidad.

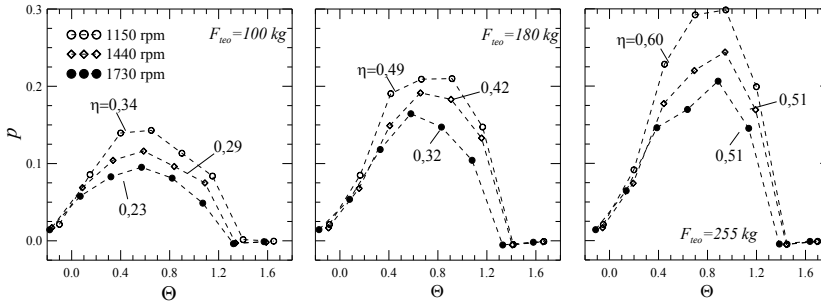


Figura 8. Perfiles de presión adimensional equivalentes a los de la Figura 7. Se señala junto a cada curva el valor de excentricidad medido en cada caso.

Por otro lado, la Figura 9 presenta los valores de presión medidos en distintas posiciones axiales, a $202,5^\circ$ de la ranura de suministro de aceite (en el sentido de giro del rotor), para una carga de 255 kg y distintas velocidades de rotación. Para otras condiciones operativas los resultados son similares. Se observa la existencia de un valor máximo de presión en el centro y un descenso suave y gradual hacia los bordes. La figura de la derecha presenta los tres mismos perfiles de presión pero adimensionalizados con sus P_{ref} respectivos y en función de la posición axial adimensional z .

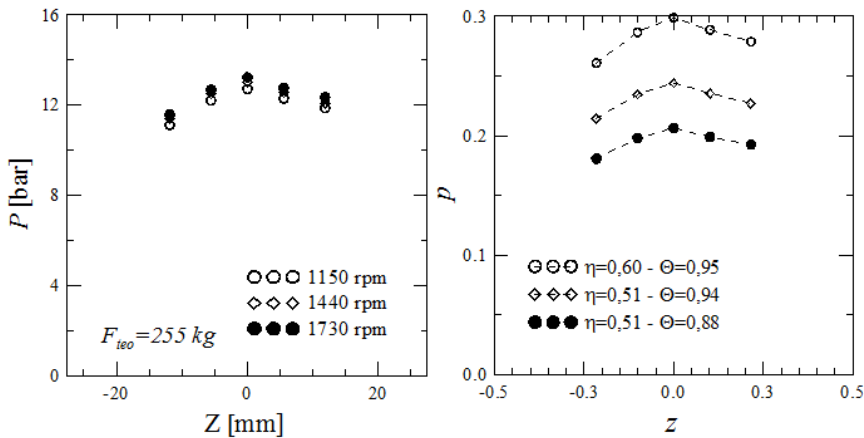


Figura 9. Perfiles de presión axiales obtenidos usando distintas velocidades de giro y 255 kg de carga. A la derecha se presentan los perfiles adimensionales.

3.3. Temperatura

La Figura 10 muestra las temperaturas medidas sobre la superficie del cojinete, en su plano axial medio, a carga constante y para distintas velocidades de giro. Se observa que la temperatura aumenta con ω aunque prácticamente no cambia con la magnitud de la carga (existe un incremento pero muy leve). El aumento de la velocidad de giro afecta sensiblemente la temperatura debido al incremento en las tensiones de corte (la disipación viscosa es proporcional al cuadrado de éstas). Los datos de la Figura 10 se vuelven a

presentar en la Figura 11 pero en forma adimensional, usando las correspondientes T_{ref} (ver Tabla 2) y en función del ángulo adimensional Θ . De esta manera se hace más notable el incremento de temperatura que sufre el lubricante. Puede apreciarse que, a pesar de que todos los experimentos se realizaron en iguales condiciones de suministro (40°C), los perfiles de temperatura sobre el cojinete muestran un valor inicial distinto en función de las características de cada ensayo. Ello se debe a que el conjunto cojinete-porta cojinete tiene una capacidad limitada para evacuar calor al medio, requiriendo de un incremento en su temperatura según sea la cantidad de energía que recibe del fluido. Además, se observa que la temperatura aumenta con la posición, rubricándose la hipótesis utilizada en el modelo termohidrodinámico [2] de que la mayor parte del calor generado por el fluido es llevado por el mismo según va fluyendo.

Cabe recordar que la disipación producida en el flujo depende de la viscosidad y de la pendiente de los perfiles transversales de velocidad. Esta última se ve afectada tanto por la velocidad del muñón como por la excentricidad. No obstante, la influencia de la excentricidad parece compensarse con el efecto producido por el cambio en la viscosidad, mientras que la velocidad del rotor se muestra como la variable dominante sobre los perfiles de temperatura.

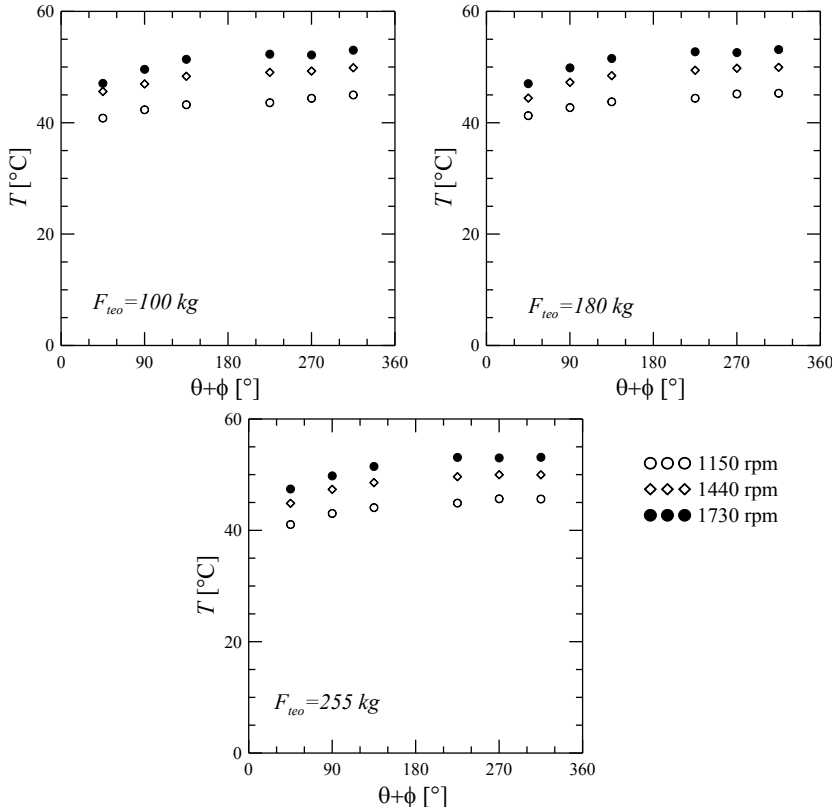


Figura 10: Perfiles de temperatura circunferenciales obtenidos en $z=0$ a carga constante usando distintas velocidades de giro.

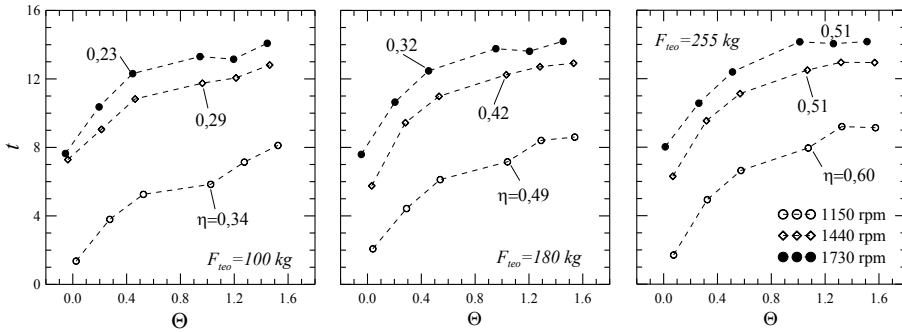


Figura 11: Perfiles de temperatura adimensional equivalentes a los de la Figura 10. Se señala junto a cada curva el valor de excentricidad correspondiente a cada ensayo.

La Figura 12 ilustra la variación de temperatura axial, medida a 225° de la ranura de suministro de aceite, en el sentido de giro del rotor para una carga de 255 kgf y distintas velocidades de rotación. Para todas las condiciones ensayadas se observa un perfil axial de temperatura prácticamente constante.

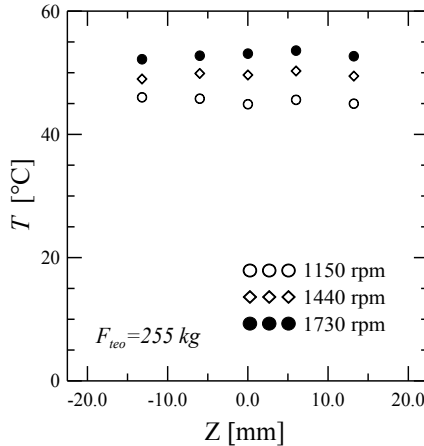


Figura 12. Perfiles de temperatura axiales a velocidad de giro constante y distintas cargas aplicadas.

3.4. Comparación con resultados numéricos

A continuación se comparan los resultados obtenidos en el ensayo a 1730 rpm y 180 kg de carga y su correspondiente simulación numérica con el programa THD [2] usando las propiedades del lubricante listadas en la Tabla 1 y las condiciones de trabajo enunciadas en la Tabla 3. Las condiciones iniciales de presión y temperatura para la simulación se corresponden con las empleadas en el ensayo (4bar y 40°C).

La Figura 13 muestra los perfiles, medido y calculado, de presión en el plano axial medio del cojinete en función del ángulo adimensional Θ . Cabe notar que el algoritmo desarrollado

no contempla aún la región divergente del flujo, por lo que la temperatura del muñón se ha fijado como la media de los resultados experimentales obtenidos. Asimismo, la excentricidad empleada se corresponde con la reportada en la Tabla 3 para las condiciones escogidas ($\eta = 0,32$ y $\phi = 53,3^\circ$). En forma equivalente, la Figura 14 muestra los perfiles, medido y calculado, de temperatura en el plano axial medio del cojinete.

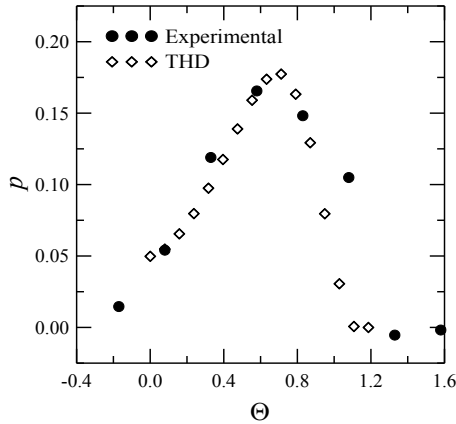


Figura 13. Presión adimensional sobre el plano axial medio. Comparación con la predicción del modelo THD.

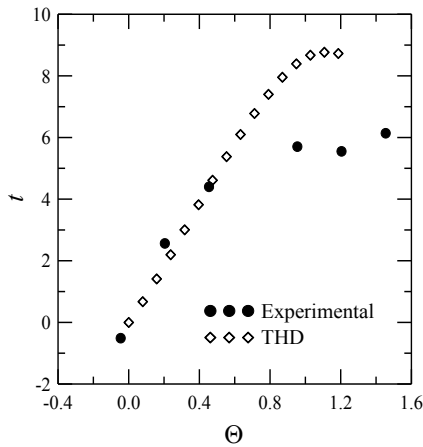


Figura 14. Temperatura adimensional sobre el plano axial medio. Comparación con la predicción del modelo THD.

Puede apreciarse que los valores tanto de presión como de temperatura son razonablemente bien descritos por el modelo teórico, sobre todo considerando las actuales limitaciones del programa. Se observa que la temperatura estimada con el modelo es ligeramente mayor a la medida, producto de la omisión de la transferencia de calor al

medio en la superficie del cojinete. La correlación en el perfil de presión muestra buena correspondencia en todo el rango, indicando que la excentricidad considerada está en concordancia con la carga aplicada.

4. Conclusiones

Por lo expuesto en los apartados previos, puede concluirse que el diseño y fabricación del banco de ensayo de cojinetes ha resultado en un sistema que en la actualidad se encuentra plenamente operativo. Del mismo se han obtenido resultados experimentales de acuerdo a lo esperado y, lo más importante, pueden aún obtenerse un sinnúmero de datos tanto para validar y profundizar los modelos matemáticos propios, como para aportar a la limitada base de datos experimentales que pueden hallarse en la bibliografía. Claro está que puede y debe seguirse trabajando en pos de mejorar las aptitudes del banco, pero se entiende que se cuenta al momento con una base sólida para futuros desarrollos en el tema.

5. Referencias

- [1] Vignolo, G.G., Barilá, D.O. y Quinzani, L.M. Banco de ensayos para estudio experimental de cojinetes hidrodinámicos, *Actas del II CAIM*, 67:2–14, 2010.
- [2] Vignolo, G.G., Barilá, D.O. y Quinzani, L.M. Determinación Numérica De Parámetros Termohidrodinámicos En Cojinetes, *Mecánica Computacional*, 29:3999-4012, 2010.
- [3] Elrod, H.G. and Brewe, D.E., Thermohydrodynamic Analysis for Laminar Lubricating Films, *Tribology Series*,11:443-450, 1987.
- [4] Mitsui, J. A Study of Thermohydrodynamic Lubrication in a Circular Journal Bearing, *Tribology International*, 20:331-341, 1987.
- [5] Vignolo, G.G., Barilá, D.O. y Quinzani, L.M., Análisis Termohidrodinámico de Cojinetes Cortos, *Mecánica Computacional*, 27:1755-1765, 2008.
- [6] Raimondi, A.A., y Boyd , J., A Solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to Analysis and Design-III, *Trans . ASLE*, 1:194-209, 1958.
- [7] Vignolo, G.G., Barilá, D.O. y Quinzani, L.M. Approximate analytical solution to Reynolds equation for finite length journal bearings, *Tribology International*, 44:1089-1099, 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.triboint.2011.03.020>
- [8] Dubois GB y Ocvirk FW. Analytical derivation of short bearing approximation for full journal bearings. *NACA Report 1157*, 1953.

IMPORTANCIA DE LA LIMPIEZA Y LA METODOLOGÍA EN EL ANÁLISIS DE LUBRICANTE

Mg. Ing. Enrique D. Sanmarco¹, Sr. Cristian N. Bosco²

1-Profesor, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata.

enrique.sanmarco@ing.unlp.edu.ar

2-Alumno y Becario, Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata.

cristiannbosco@gmail.com

Palabras claves: lubricación, análisis, procedimientos, muestras

Resumen

El análisis de lubricante es una herramienta de mantenimiento muy importante cuando es aplicada correctamente, en ciertos casos, hasta puede llegar a salvar al equipo de una falla catastrófica.

Para ello deben tenerse en cuenta todas las recomendaciones y cuidados, desde la extracción de la muestra del equipo, la manipulación de la misma y su posterior análisis. En todos los casos, el no respetar cuidadosamente los pasos a seguir en forma ordenada, pueden llevar a pérdidas funcionales y económicas considerables, ya sea en insumos, mano de obra y, sobre todo, en el lucro cesante.

El presente trabajo muestra un conjunto de metodologías y procedimientos a utilizar para la extracción de muestras, considerando los cuidados a tener en cuenta y la correcta elección del método, según el tipo de equipo elegido.

1. Objeto

El objetivo del presente informe es mostrar cuán importante son la limpieza y el desarrollo de metodologías a la hora de realizar análisis de lubricante, a fin de obtener la mayor y mejor información sobre qué está ocurriendo dentro de nuestros equipos.

2. Introducción

Así como habitualmente nos hacemos análisis de sangre y estudios físicos para saber nuestro estado de salud, de igual forma son de importancia los análisis de lubricante y su monitoreo de condición para nuestros equipos. Esta información es importante a fin de poder encontrar la causa raíz de una eventual o potencial falla.

Existen muchos tipos de análisis de lubricante que muestran el estado de la máquina; por mencionar algunos, se pueden citar: medición de viscosidad, conteo de partículas, medición de acidez, contenido de agua, dilución de combustible, material carbonoso, entre otros.

Estos análisis y tantos otros coinciden en una cosa: todos requieren que se extraiga una muestra del lubricante fuera del equipo y es allí donde se comienza a pensar en la limpieza y el método de extracción, debido a que una mala práctica puede llevar a contaminar la muestra o bien no obtener una muestra que represente adecuadamente lo que ocurre con

el lubricante y, esto, conducirnos a lecturas erróneas que puede desembocar en decisiones costosas, tanto en equipos, como en producción y hasta en pérdidas personales.

Muchas veces, las tareas de extracción de muestras no se realizan a conciencia y se toman como una tarea más dentro de la labor diaria, lo cual conlleva a que no se tomen todos los cuidados necesarios para que la muestra sea representativa y que no contenga contaminantes externos.

3. Desarrollo

Cuando hablamos de analizar el lubricante de una máquina, lo que en realidad estamos queriendo es verificar el estado en que se encuentra la misma, como se suele decir “pedir que la máquina nos hable”. Para poder “escucharla” e “interpretarla” correctamente debemos generar un esquema basado en la periodicidad de las tomas de muestra, lo cual nos va a permitir hacer un análisis estadístico del estado del equipo y la calidad de la muestra.

▪ Muestreo periódico

La importancia de un muestreo periódico se manifiesta cuando se hace un seguimiento exhaustivo de los equipos en busca de fallas potenciales, los sistemas de mantenimiento de estándares de nivel mundial se basan en estudios estadísticos que demuestran la evolución de los equipos y sistemas dentro de una planta o una flota.

Realizar muestreos periódicos, ayudará a confeccionar una estadística sobre las tendencias de comportamiento de los equipos, ya sea en conjunto o individualmente. Pero también, aportará información para saber, por ejemplo, cómo se están comportando los filtros y, en función de esto, poder tomar decisiones como extender el tiempo en servicio, cambiarlos con anticipación y hasta cambiar de marca o tipo de filtro. O bien, al analizar aceites de motor, se pueden ampliar los intervalos de cambio de aceite, lo cual infiere en un importante capital de inversión cuando se trabaja con numerosos vehículos o motores estacionarios.

Así como se arman rutas de lubricación, se debe establecer un calendario de toma de muestras y apegarse a él, la idea de realizar muestreos “cuando los tiempos lo permitan” debe quedar en el olvido.

▪ Calidad de la muestra

En lo que refiere a la calidad de la muestra, intervienen varios factores a saber:

3.1. Ubicación del punto del muestreo

Este factor en general, no es tomado en cuenta con la importancia que se debería tomar. Realizar muestreos en puntos aleatorios del equipo no garantiza que la muestra sea representativa de lo que está ocurriendo con el lubricante. Debe evitarse tomar muestra en tanques o reservorios, donde el aceite ya se encuentra en reposo y los contaminantes se separan de dicho aceite (si son aire o agua) o se van a fondo del tanque (si son partículas o lodos), además, dependiendo de la cercanía con los extremos se pueden llegar a extraer contaminantes que llevan allí mucho tiempo y que no son reflejo de la actualidad.

La mejor práctica es tomar la muestra en una zona “viva”, es decir, en lugares donde el fluido se encuentre en circulación y si posee un régimen turbulento mejor, esto beneficia

el mantener las partículas y otros contaminantes en suspensión; junto con esto se recomienda que el equipo se encuentre trabajando en régimen, por lo menos, con 30 minutos de funcionamiento continuo; en caso de que el equipo se encuentre parado por razones externas, es recomendable hacer recircular el aceite del tanque por un tiempo similar al anterior.

Generalmente se recomienda que se hagan las extracciones antes del/los filtro/s, esto nos asegurará que el aceite que llevaremos a analizar ha pasado por todos los elementos del sistema, con lo cual traerá la información más completa.

3.2. Tipo de muestreo

Los tipos de muestreo surgen de los diferentes equipos que puedan llegar a muestrearse, es decir, no todas las máquinas poseen los aditamentos para hacer una muestra representativa como se solicita en el inciso anterior, por lo cual aparecen los distintos métodos que se detallan a continuación:

- *Extracción por válvula toma muestra:* se trata de una válvula que se encuentra estratégicamente ubicada en el circuito de lubricación y permite extraer la cantidad de aceite necesaria para el análisis. Uno de los cuidados más importantes a tener en cuenta al usar estas válvulas, es dejar drenar al menos 10 veces el volumen de la misma, esto garantizará que se elimine la suciedad que se haya podido acumular en su interior ya que la válvula se encuentra en contacto con el ambiente. Una de las ventajas más valorables de este método es que la muestra se toma siempre en el mismo punto, por lo cual, la estadística que llevemos a cabo, va a mostrar solamente lo que ocurre con el lubricante y su paso por el equipo, y no dependerá de otros condicionantes. No se deben confundir las válvulas de purga con las de toma muestra, en general las primeras se encuentran al fondo del tanque, y allí generalmente se deposita toda la suciedad que no queda en los filtros.
- *Extracción por bomba de vacío:* es el método más aceptado después del de válvula. El mismo consiste en introducir una pequeña manguera dentro del sistema y mediante una bomba de vacío manual se hace succión extrayendo así la muestra de aceite, por ejemplo, en motores de combustión interna, dicha manguera suele introducirse por el conducto de la varilla de medición de aceite. Este método cuenta con la desventaja de no poseer la capacidad de igualar el mismo punto de extracción entre un muestreo y otro, aunque este inconveniente podría llegar a subsanarse, no es propio del método. Una de las recomendaciones que hace el Ing. Gerardo Trujillo [1] dice que se puede mantener la botella limpia dentro de una bolsa tipo “zip-lock” la cual solo se abre cuando se introduce la manguera de extracción (se perfora la bolsa con la manguera), esto ayuda a que la contaminación que se introduce en la muestra producto del ambiente sea casi nula.
- *Extracción directa del tanque:* este método es el utilizado cuando las dos opciones anteriores no tienen lugar de aplicación, consiste en introducir el recipiente de toma muestra directamente en el reservorio de aceite hasta que el mismo se llene. Aunque es el método más económico, no se recomienda ya que esta forma de obtener la muestra es la que más posibilidades tiene de ingresar contaminantes a la misma, si el ambiente no es limpio también corre riesgo de contaminación el tanque del equipo ya que debe abrirse para la extracción de la muestra.

3.3. Limpieza de los elementos a utilizar

Los elementos a utilizar en la toma de muestras son pocos, por lo cual debería ser tarea fácil mantenerlos limpios y en buen estado. La lista puede resumirse a:

- Frascos de muestreo.
- Bomba de vacío manual.
- Manguera.
- Etiquetas.
- Elementos de limpieza y protección: gafas, guantes, paños de limpieza.

En lo que refiere a frascos de muestreo, existen normas (por ejemplo el estándar ISO 3722) que establecen los niveles de limpieza de los mismos, estos niveles deben tenerse en cuenta en función de los niveles de limpieza que se requieran en el equipo. Para clarificar esto, una botella se considera "Limpia" si contiene menos de 100 partículas/ml de tamaño mayor a 10 μm , si la botella está catalogada como "Super limpia" la misma contiene menos de 10 partículas/ml mayores a 10 μm y una botella "Ultra limpia" posee en su interior menos de 1 partícula/ml mayor a 10 μm . Con esto, si nuestro equipo debe poseer un código de limpieza ISO 19/17, significa que la muestra tiene entre 2500 y 5000 partículas/ml, a este nivel de contaminación, la limpieza de la botella no es significativa. En cambio si la máquina en cuestión tiene un código de limpieza ISO 12/10, donde el rango de cantidad de partículas mayores a 6 μm va de 20 a 40 partículas/ml, en este caso una botella de categoría "Limpia" e inclusive una "Super limpia", tendrán efecto en la lectura de la contaminación presente en la muestra.

Es buena práctica conservar cada uno de los elementos de muestreo, limpios y guardados en bolsas selladas. Esto garantizará el fácil almacenaje mientras no se utilicen y a su vez nos evitará tener que volver a limpiarlos antes de su utilización.

3.4. Limpieza del entorno

Muchas veces, cuando quien va a tomar la muestra no pertenece la empresa, se trata de dejar una buena impresión acerca de los estándares de limpieza de los espacios, lo que lleva a que generalmente el día anterior a la toma de muestra, el personal de mantenimiento hace una limpieza rápida del entorno de la máquina. Esto generará una lectura por parte del operario de muestreo que no será la correcta; por ejemplo, si el ambiente generalmente es polvoriento pero ese día no, el analista hallará sílice dentro de la muestra que no podrá justificar, pudiendo provenir de una contaminación externa.

Por otro lado, si la limpieza se hace unas horas antes del muestreo, al exponer la botella con el entorno, la misma se contaminará con las partículas que se encuentran en suspensión; generando nuevamente una lectura errónea del estado del lubricante.

En función de lo expuesto, se deja constancia de que es conveniente mantener el entorno del equipo limpio como política de mantenimiento. En caso de no ser posible, deberá tratar de mantenerse en las mejores condiciones de seguridad posibles, evitando así accidentes y contaminaciones indeseadas en las muestras.

3.5. Correcto etiquetado de la muestra

La etiqueta de la muestra contiene información adicional que ayudará a entender parte de lo que se encuentre en el análisis. En ella se vuelca información del tipo de máquina que es y tipo de lubricante que contiene, las horas de funcionamiento del lubricante, si posee volumen de relleno, datos del operario que realizó la muestra, fecha y hora, además de otra información que el operario o extractor de la muestra creen importante para el resultado del análisis.

Sin duda también pueden agregarse notas aparte que ayuden a la comprensión de lo que se encuentre en la muestra, por ejemplo, el estado del entorno al momento del muestreo y si es ese el estado habitual, o datos del equipo como última parada de mantenimiento o cambio de sellos, entre otros.

Fecha:...../...../.....
Operario:.....
Cód. Máq.:.....
Hs func. Lub.:.....
Recarga Lub.: SI / NO
Fecha de rec.:...../...../..... -Its

Ilustración 1. Ejemplo de etiqueta 1.

FECHA: _____
EMPRESA: _____
LUBRICANTE
Hs/km func. Lub. Punto de muestra
MUESTRA TOMADA POR

Ilustración 2. Ejemplo de etiqueta 2.

Algunas recomendaciones acerca del etiquetado que se hacen en el libro “Muestreo de lubricantes” [1], son por ejemplo, etiquetar no solo la botella sino también la tapa para luego no confundirlas con otras, por otro lado se debe asegurar la correcta limpieza del exterior del frasco de modo que la etiqueta se adhiera correctamente al mismo.



Figura 1. Ejemplo de etiquetado en tapa.



Figura 2. Limpieza del frasco de muestra.

4. Procedimientos de toma de muestra

4.1. Métodos de extracción

Existen varios métodos para la extracción de muestras de aceite, los más utilizados son los que se mencionan a continuación.

4.1.1. Extracción por válvula de toma de muestras

- a. Abrir completamente la válvula de toma de muestra.
- b. Descartar los primeros 500 ml de fluido (ver nota 1).
- c. Sin cerrar la válvula llenar la botella de 250 ml
- d. Enjuagarla con el mismo fluido, luego desecharlo.
- e. Volver a llenar la botella hasta un 80% aproximadamente
- f. Cerrarla con tapa hermética
- g. Cerrar la válvula de toma de muestra.
- h. Rotular el recipiente una vez limpio el exterior.

NOTA 1: descartar los primeros 500 ml es de suma importancia debido a que con esto se limpian todas las impurezas que puedan haberse acumulado en el orificio de la válvula, lo cual nos daría una lectura incorrecta de los resultados si incluimos dichas impurezas en la muestra a evaluar.



Figura 3. Esquema de extracción por válvula de toma de muestras.

4.1.2. Extracción por vacío

- a. Acoplar la botella a la bomba de vacío manual.
- b. Conectar la manguera a la bomba de vacío manual.
- c. Introducir la manguera hasta el nivel medio del tanque.
- d. Hacer vacío con la bomba hasta que el fluido llene la botella.
- e. Enjuagar la botella con el mismo fluido, luego desecharlo.
- f. Tomar la muestra, llenando la botella hasta el 80% aproximadamente.
- g. Sacar la manguera del tanque y de la bomba.
- h. Desacoplar la botella de la bomba.
- i. Cerrarla con tapa hermética
- j. Rotularla correctamente.

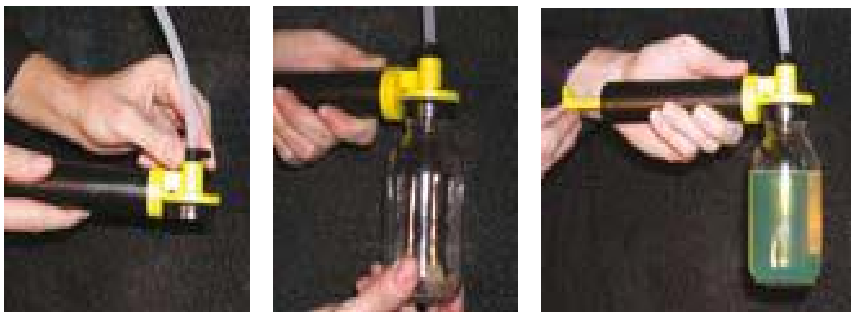


Figura 4. Toma de muestra por medio de bomba de vacío.

NOTA 2: Cabe destacar que en este caso, con una preparación previa de la botella, pueden evitarse algunos pasos como el de enjuagar la botella. La preparación de la botella consiste en hacer una limpieza rigurosa e inmediatamente introducir la misma, junto con la tapa, en una bolsa del tipo "ziplock" también limpia. De esta manera lo único que debe hacerse es conectar la botella a la bomba manual sin abrir la bolsa (como muestra la figura 3), conectar la manguera de la bomba haciendo presión para romper dicha bolsa y luego tomar la muestra, al finalizar solo se retira la manguera, se desenrosca la botella y antes de sacarla de la bolsa para rotularla se le coloca la tapa.



Figura 5. Botella con bolsa "ziplock" montada en la bomba de vacío manual.

4.1.3. Extracción por inmersión

- a. Sumergir la botella en el fluido para realizar el llenado (ver nota 3).
- b. Enjuagarla con el fluido ingresado y desecharlo.
- c. Volver a sumergir para tomar la muestra.
- d. Llenar hasta un 80 % aproximadamente y retirar.
- e. Cerrarla con tapa hermética.
- f. Limpiar el exterior con solvente.
- g. Rotular.

NOTA 3: Se recomienda que se introduzca la botella en una zona central del depósito, lo más alejado de las paredes posible y sin llegar al fondo de este.

5. Conclusiones

El no desarrollar procedimientos de toma de muestras que se atengan a criterios rigurosos de limpieza y que se realicen con periodicidad, puede llevar a lectura erróneas del estado de los equipos y motores lo cual nos hará perder tiempo y dinero en el mejor de los casos, en otros podemos comprometer la integridad de la máquina y hasta poner en riesgo la salud de los operarios.

Es recomendable mantener el manual de prácticas actualizado y capacitar al personal acerca de éstas, de ser posible se recomienda que el que haga la toma de la muestra sea quien opera la máquina, de esta manera se garantizan varios aspectos que tienen que ver con que el fluido se encuentre en régimen de trabajo, dado que la tarea será una más dentro de las tareas habituales del operario se establecerá la periodicidad del muestreo y el mismo contará con la información más completa que se pueda obtener, dado que es quien convive a diario con la máquina el que la provee.

6. Bibliografía

- [1] G. Trujillo Corona, Muestreo de lubricantes, México: Noria Latin América, 2015.
- [2] Artículo "Toma de muestras, análisis e informes" de Oscar Entin Filtraciones Industriales.

PLANO DE LUBRIFICAÇÃO INTELIGENTE EXECUTADO POR PLANILHA COM PROGRAMAÇÃO EM VBA APLICADO EM PLANTAS INDUSTRIAIS

Eric Fernandes Maia¹, Joaquim Renato Barros²

1-Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia,
Monte Castelo, São Luís, Brasil.
ericfmaia@gmail.com

Palavras-chave: Lubrificação, Manutenção, VBA, Engenharia Mecânica.

Resumo

A análise de óleos lubrificantes e líquidos de arrefecimento é um excelente termômetro para indicar as condições protetoras dos fluidos e conseqüentemente o nível de desgaste de peças e componentes: como transmissões, motores diesel, sistemas hidráulicos e outros.

Sabemos da grande importancia da lubrificação na manutenção, pois ao colocarmos uma camada de um lubrificante entre duas superfícies de um determinado equipamento, impediremos o contato entre estas. Retirando esse contato, evitaremos durante o movimento, cisalhamento e arranhamento com o desprendimento de calor e desgaste dessas superfícies. Definiremos então como lubrificante, as substâncias que interpostas entre duas superfícies em deslocamento relativo, diminuem a resistência ao movimento. A função dos lubrificantes é evitar o contato metálico, reduzir o atrito, e conseqüentemente o desgaste, refrigerar, etc. Os principais fatores que exercem influência na lubrificação são: velocidade, temperatura e pressão.

O objetivo de um plano de lubrificação é promover uso correto dos lubrificantes reduzindo a quantidade de manutenções corretivas, diminuindo a reposição de peças e aumentando a produtividade. Ao implantar um sistema de planejamento deste porte e controle de lubrificação e treinamento de pessoal responsável por esta área é possível reduzir o desgaste excessivo de componentes mecânicos e falhas devido ao emprego de lubrificantes não recomendados, bem como por lubrificação inadequada e aplicação correta das técnicas de lubrificação. O emprego racional de lubrificantes elimina o desperdício e prolonga a vida útil dos lubrificantes em uso e das máquinas. Este controle é feito por meio do acompanhamento das cargas por programa de análise.

Pensando neste cenário foi desenvolvido uma planilha (figura 1) inteligente programado em VBA que é capaz de determinar rotas otimizadas, quantidade de lubrificante a ser aplicado e técnicas de lubrificação eficiente a partir de um levantamento de dados de máquinas como rolamentos, temperaturação de operação, classificação, rotação e etc. Tudo isso visando minimo de perdas possíveis de consumo de lubrificantes, paradas de equipamentos postergando a vida útil do mesmo, além de promover um ganho de qualidade para o lubrificador.



Figura 1. Ilustração da planilha em VBA.
 (a) Parâmetros de cálculos para a rota (b) Dados de máquinas.

Este plano foi aplicado em plantas industriais (Alcoa e Hydro) que antes apresentavam grande déficit de manutenção relacionados a lubrificação (paradas, retrabalhos, lubrificação deficiente e etc). E a utilização desta planilha promoveu uma evolução significativa neste aspecto organizacional da manutenção tornando ela mais eficiente e orgânica.

1. Introdução

Em qualquer setor industrial, independentemente do seu tamanho, o estabelecimento de um programa lógico, ou seja, um plano de lubrificação é fator primordial para a obtenção da melhor eficiência operacional dos equipamentos.

A existência de um plano de lubrificação e sua implementação influem de maneira direta nos custos industriais pela redução do número de paradas para manutenção, diminuição das despesas com peças de reposição e com lubrificantes e pelo aumento da produção, além de melhorar as condições de trabalho dos serviços de lubrificação de uma determinada empresa.

O primeiro passo para a elaboração e instalação de um plano de lubrificação refere-se a um levantamento cuidadoso e detalhado das máquinas e equipamentos e das suas reais condições de operação. Para maior facilidade, recomenda-se que tal levantamento seja efetuado por setores da empresa, especificando-se sempre todos os equipamentos instalados, de maneira que eles possam ser identificados de maneira inequívoca e corretamente.

Uma vez concluído este primeiro passo, deve-se fazer um levantamento dos manuais dos fabricantes destes equipamentos levantados e verificar quais os tipos e marcas de lubrificantes para eles recomendados.

De posse dos dados anteriores, deve-se elaborar um plano de lubrificação para cada equipamento, em que ele deve ser identificado. E ainda mencionar todos os seus pontos de lubrificação, métodos a empregar, produtos recomendados e periodicidade da lubrificação.



Plano de Lubrificação - Relação de Máquinas



Empresa: Empresa de Lubrificação Ltda

Total de Conjuntos Cadastrados na Empresa: 18

Total de Equipamentos (sub-conjuntos) Cadastrados na Empresa: 21

Total de Itens (redutores, mancais, bicos braseiros, reservatórios hidráulicos, etc) Cadastrados na Empresa: 73

Área: Externa (Total de Conjuntos - 8)

Sector: ECAP	Total Conj.:	Total Equip.:	Total Itens:	Total Pts.:
1 - Conjunto: Agitador de Tanque de Lodo	Tag: AVL	Equipamentos: 1	Itens: 2	Pontos: 2
2 - Conjunto: Bomba de Efluentes	Tag: BYDC	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
3 - Conjunto: Bomba dosadora 1	Tag: BOMPA	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
4 - Conjunto: Prensa de esteira de Lodo	Tag: PEL	Equipamentos: 3	Itens: 3	Pontos: 23
5 - Conjunto: Soprador 1	Tag: SP1	Equipamentos: 1	Itens: 2	Pontos: 5
6 - Conjunto: Soprador 2	Tag: SP2	Equipamentos: 1	Itens: 2	Pontos: 5

Área: Tratamento (Total de Conjuntos - 12)

Sector: ATEC	Total Conj.:	Total Equip.:	Total Itens:	Total Pts.:
7 - Conjunto: Bomba Autoescurvante	Tag: SATL	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
8 - Conjunto: Bomba de Efluentes 2	Tag: BYFC	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
9 - Conjunto: Bomba de transferência de Efluentes	Tag: BFE	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
10 - Conjunto: Bomba dosadora de cloro 1	Tag: BDA1	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
11 - Conjunto: Bomba dosadora de acido 2	Tag: BDA2	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
12 - Conjunto: Decantador de Lodo 1	Tag: CTE1	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
13 - Conjunto: Soprador 123	Tag: 123	Equipamentos: 1	Itens: 2	Pontos: 5

Sector: ETC	Total Conj.:	Total Equip.:	Total Itens:	Total Pts.:
14 - Conjunto: Agitador do Tanque	Tag: RRAAGTG	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
15 - Conjunto: Agitador do Tanque de preparação	Tag: BBAGTGP	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
16 - Conjunto: Filtro Prensa 1	Tag: FP1	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
17 - Conjunto: Filtro Prensa 2	Tag: FP2	Equipamentos: 1	Itens: 1	Pontos: 1
18 - Conjunto: Máquina separadora	Tag: MSDS	Equipamentos: 2	Itens: 4	Pontos: 5

Figura 2. Modelo de um plano de lubrificação utilizada pela LUBRIFIQUE, ne la vemos a relação de máquinas que sofrerão a lubrificação.

Visando racionalizar o uso dos óleos e graxas lubrificantes, sempre que é elaborado um plano de lubrificação procura-se reduzir ao máximo a quantidade de produtos recomendados, pois o objetivo deste trabalho também é reduzir custos.

No que se refere ao controle, podem ser elaboradas fichas para cada seção da empresa, nas quais serão mencionados os respectivos equipamentos e anotados dados como: frequência de lubrificação, quantidade de lubrificantes a aplicar etc. Tais fichas são distribuídas aos operários encarregados da execução da lubrificação e devem ser devolvidas com as anotações devidas.

O consumo é controlado, quando possível, por equipamento. Em geral, para métodos de lubrificação manual (almotolia, pistola de graxa, copos graxeiros, copos conta-gotas etc.), fica difícil o controle de consumo por equipamento. Recomenda-se, nesse caso, considerar o consumo por seção, dividi-lo pelo número de pontos lubrificados, obtendo-se então um consumo médio por ponto de lubrificação, que multiplicado pelo número de pontos a lubrificar do equipamento, fornece o seu consumo médio no período de tempo considerado. Esse consumo deve ser dimensionado de acordo com o porte de cada empresa.

Um modelo de plano de lubrificação disponibiliza também em seu esqueleto um local para monitoramento das datas a serem emitidas e a execução dos planos preventivos criados, a fim de acompanhar a correção de atrasos e/ou possíveis avarias. A metodologia de gestão de lubrificação implantada nesta ferramenta considera-se de muita utilidade, haja vista que, para a execução eficiente relacionada às tarefas de manutenção nas empresas, sendo simultaneamente, de estrutura e operacionalidade simplificada.

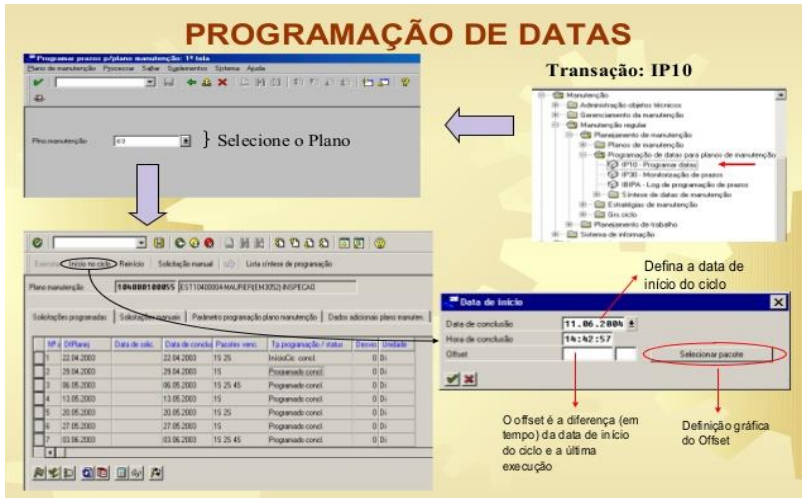


Figura 3. Programação de datas de um plano de lubrificação no SAP (software usado gerenciamento de manutenção).

2. Materiais e Métodos

Para a elaboração deste modelo de plano de lubrificação utilizamos uma planilha com Programação em VBA, onde são feitos todos os cálculos necessários para geração e montagem do plano. Conforme figura abaixo.

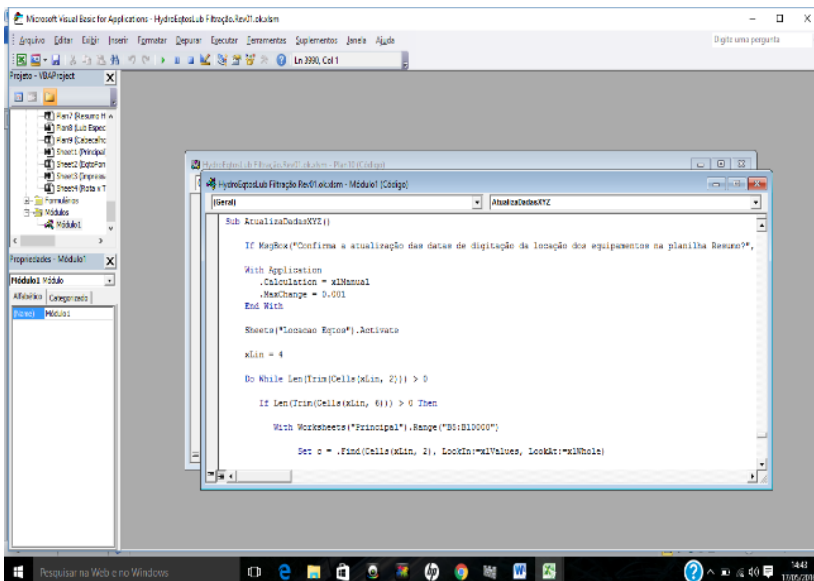


Figura 4. Tela de Programação em VBA da planilha, onde são inseridas todas as informações de cálculo.

Sabemos que para lubrificar corretamente significa planejar e programar a lubrificação e para conseguir uma lubrificação eficiente é preciso saber o tipo e a quantidade do lubrificante e quando e onde usá-lo. A coordenação e controle desses fatores citados é o que chamamos de planejamento da lubrificação, e essa planilha faz isso, com o suporte do VBA.

Para fazermos o planejamento da lubrificação, ou seja para montarmos, este modelo de plano de lubrificação com rotas de lubrificação temos as seguintes fases abaixo:

- Primeiro identificamos as bases de cálculos para a montagem da rota final ao qual o lubrificador irá seguir, como velocidade de deslocamento (velocidade estimada em que o lubrificador anda), lubrificação (tempo que o lubrificador passará em cada ponto da maquina) e velocidade de subida (considerado que o lubrificador poderá acessar locais altos);

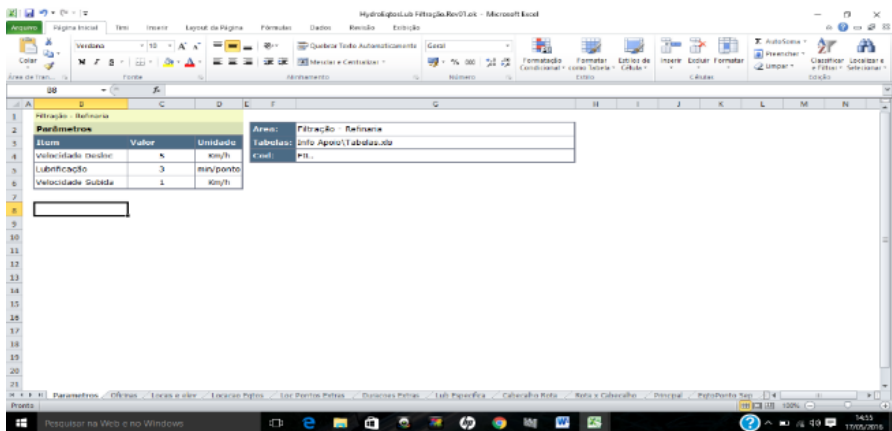


Figura 5. Sheet da planilha onde serão colocado esses parâmetros de cálculo.

- Depois disso fazemos o levantamento de todas as máquinas que farão parte do plano de lubrificação e colocamos as coordenadas dos equipamentos levantadas a partir da planta baixa ou plano diretor da empresa, em com base em algum ponto de referencia pré- determinado, fator este que é primordial para a montagem de rotas de lubrificação. Temos X, Y que se refere a latitude e longitude e Z que se refere a elevação de um determinado equipamento.

Locais e Elevações	
Local (Princípio-Segundo-Descrição)	Elevação
010-010-Linha 1/2/3-Terreo	0
010-010-Piso dos disadores 08A/B	6150
010-010-Piso das misturas 08A/B	3150
010-010-Piso do filtro E-08B-11X	11450
010-010-Piso do TP Indic. E-08B-11X	22850
010-010-Piso do filtro E-08B-11X	21850
010-010-Piso do Eler de canoa	23050
010-010-Piso dos Agitadores Cad A-20A	13490
010-010-Piso dos Agitadores Cad B-20B	15430
010-010-Piso do filtro de lama	1850
010-010-Piso agitadores 08A/B	7000
010-010-Piso 08A/B	10500
010-010-Piso agitadores 08A/B-Area 01	9700
010-010-Piso agitadores 08A/B	7000
010-010-Piso sacos de moinos 08A/B	5750
010-010-Piso das 08A/B-Computas dos filtros	1850
010-010-Piso Lavadora de areia 27A/B	6000
010-010-Piso agitadores 33A/B	6000

Localiza de Equipamentos				
Equipamento	X	Y	Local	Data do digito
P-08B-03A	954181	487161	010-010-Linha 1/2/3-Terreo	01out
P-08A-03A	978307	438782	010-010-Linha 1/2/3-Terreo	01out
P-08B-03B	978307	415532	010-010-Linha 1/2/3-Terreo	01out
P-08A-03B	974807	409862	010-010-Linha 1/2/3-Terreo	01out
P-08C-03A	977343	326960	020-020-Linha 4/5-Terreo	01out
P-08C-03B	978641	296160	020-020-Linha 4/5-Terreo	01out
P-08D-03A	978432	287370	030-030-Linha 6/7-Terreo	01out
P-08D-03B	978335	256647	030-030-Linha 6/7-Terreo	01out
E-08A-01X	1021819	182111	010-010-Piso dos disadores 08A/B	01out
E-08B-01X	1021803	322227	010-010-Piso dos disadores 08A/B	01out
E-08C-01X	1021841	327142	020-020-Piso dos disadores 08C	01out
E-08D-01X	1021841	321142	030-030-Piso dos disadores 08D	01out
E-08A-02X	1020256	338110	010-010-Piso dos moinos-08A/B	01out
E-08B-02X	1020256	322318	010-010-Piso dos moinos-08A/B	01out
E-08C-02X	1020256	327318	020-020-Piso dos moinos-08C	01out
E-08D-02X	1020256	331318	030-030-Piso dos moinos-08D	01out
E-08B-11X	1020605	308510	010-010-Piso do filtro E-08B-11X	01out
E-08B-13X	1021044	313239	010-010-Linha 1/2/3-Terreo	01out

Figura 6. Dados de coordenadas. (a) Coordenadas em X e Y (b) Coordenadas de elevação.

Em caso de equipamentos grandes que possuem varios pontos de lubrificação em diferentes coordenadas como correias transportadoras, carregadores de navios e etc, consideramos mais de uma coordenada de acordo com a localização daquele ponto de lubrificação e demarcamos na planilha como "pontos extras".

Tag	Descricao	X	Y	Local
MC-02A-03A	Mancal M11-100-14Abri dren, lubrif e fechar#M.POLIREX EM	1119400	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
MC-02A-03A	Mancal M12-100-14Abri dren, lubrif e fechar#M.POLIREX EM	1119400	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Mancal M7- Lab - Red.	1119488	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Redutor	1119488	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Mancal M10 - Tamb. Ação.	1119488	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Mancal M10-Tamb Ação-Lab. Ext	1119400	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Mancal M10-Tamb Ação-Lab. Int	1119400	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Mancal M11-Tamb. Ação.	1119488	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03A	Mancal M11-Tamb Ação-Lab. Int	1119488	722732	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
MC-02A-03B	Mancal M11-100-14Abri dren, lubrif e fechar#M.POLIREX EM	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
MC-02A-03B	Mancal M12-100-14Abri dren, lubrif e fechar#M.POLIREX EM	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03B	Redutor	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03B	Mancal M10 - Tamb. Ação.	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03B	Mancal M10-Tamb Ação-Lab. Ext	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03B	Mancal M10-Tamb Ação-Lab. Int	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03B	Mancal M11 Tamb. Ação.	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.
C-02A-03B	Mancal M11-Tamb Ação-Lab. Int	1119432	722854	010-010-Piso dos transportadores moagem-Acção.

Figura 7. Máquinas com pontos de lubrificação em diversas coordenadas.

- Na próxima etapa é feita uma identificação de todos os pontos de lubrificação, dados de máquinas, tags (identificação do equipamento), identificação de lubrificantes, tarefas, intervalos de lubrificação e todo e qualquer outro tipo de informação que seja relevante para a lubrificação e posteriormente montagem de rota.

MTL 2016 – La Plata, Argentina

Tag (com base)	Tag Pai	Fabricante	Referencia	Modelo	Complexo / Área de Manutenção / Equip.	Tarefa
001-306-01A	T-054-12B			Manual 011	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0101
001-306-01A	T-055-12A	WEG 1000	FR0270/A	Manual 012	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0102
001-306-01B	T-055-13B			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0103
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0104
001-306-01A	T-055-13A	SP7 AF-107A	FR0170/A	Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0105
001-306-01B	T-055-12B			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0106
001-306-01B	T-055-12B	WEG 1000	FR0270/A	Manual 011	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0107
001-306-01B	T-055-12B			Manual 012	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0108
001-306-01B	T-054-12B			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0109
001-306-01B	T-054-12B	WEG 1000	FR0270/A	Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0110
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0111
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0112
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0113
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0114
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0115
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0116
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0117
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0118
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0119
001-306-01A	T-054-12A			Receptor	03091 Aparelho, sapó e toalha	01-01-01-001-001-0120

Figura 8. Sheet com o controle de dados dos equipamentos.

- Em seguida é feito o sequenciamento dos pontos de lubrificação por equipamento, e de cada equipamento de forma que fique uma rota coerente e viável para execução da atividade por parte do lubrificador, nesta etapa também criamos código para identificar cada rota,

Oficina	Local	Equipamento	Pontos a Lubrificar-PNL	Ant. Recl.	Disponível
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0366-002	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010610
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0366-002	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010611
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010612
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010613
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010614
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010615
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010616
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010617
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010618
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010619
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010620
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010621
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010622
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010623
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010624
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010625
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010626
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010627
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010628
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010629
01-Lub P1 Mec	010-Piso dos Fibras de lama	0344-00X	Manual M34 ab est-ão do filtro (010612) [atrap distribuição de graxa#LTH EP 2	160	01-01-001-001-010630

Figura 9. Sheet de sequenciamento dos equipamentos.

- Depois de feito o sequenciamento e montagem das rotas, fazemos o balanceamento do plano.

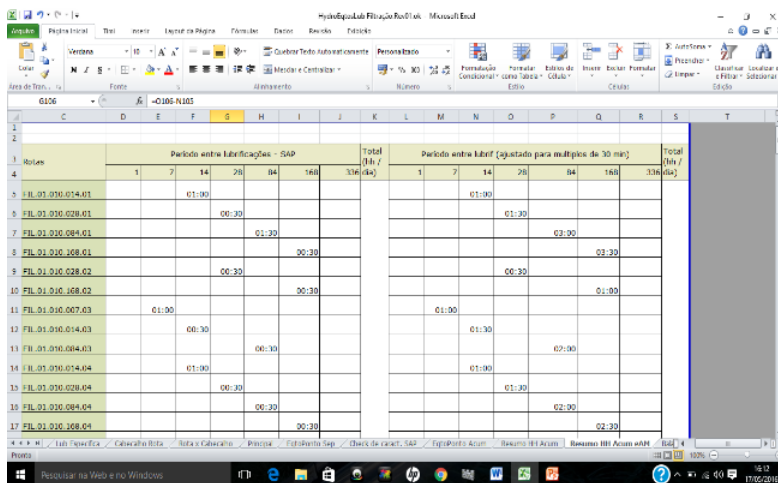


Figura 10. Sheet de balanceamento do plano.

- E por fim criamos o cabeçalho das rotas conforme a Engenharia de manutenção da empresa pede.

É interessante frisar que na montagem de todas essas etapas o VBA irá nos auxiliar, já que iremos estar manipulando inúmeros dados ao mesmo tempo.

3. Resultados e Discussões

No final depois de todo o plano montado, a planilha em VBA gera rotas em formatos TXT, para serem inseridas no software de gerenciamento de manutenção da referida empresa. Veja modelo abaixo:

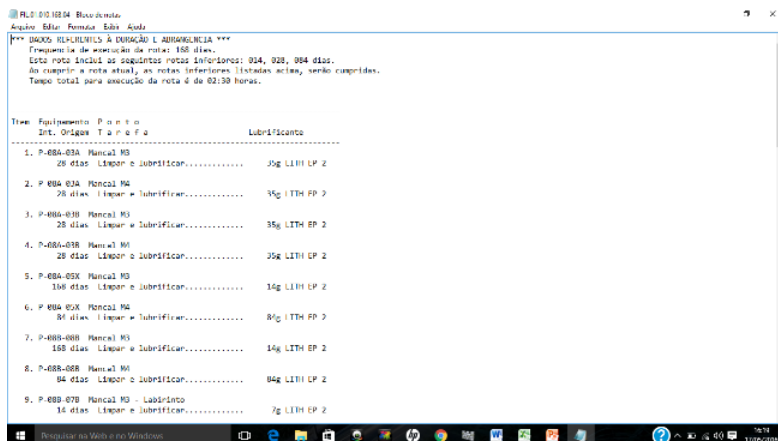


Figura 11. Rota de lubrificação no formato TXT.

4. Conclusão

As máquinas e equipamentos possuem um grande número de componentes e elementos com superfícies em movimento constante ou intermitente e variáveis níveis de velocidade e em todo esse movimento está presente o atrito, que gera aquecimento e desgaste. E para proteger e minimizar esses efeitos nesses componentes e elementos de máquinas e equipamentos é que existe a lubrificação. Lubrificar corretamente significa planejar e programar a lubrificação e para conseguir uma lubrificação eficiente é preciso saber o tipo e a quantidade do lubrificante e quando e onde usá-lo. A coordenação e controle desses fatores citados é o que chamamos de plano de lubrificação.

5. Agradecimentos

TIMI-Tecnologia da Informação e Manutenção Industrial e IFMA.

6. Referências

- [1] SIMEI, L.C, "A Gestão da Manutenção", blog dedicado a assuntos relacionados à gestão da manutenção, 2012.
- [2] BELINELLI, M. M., "Desenvolvimento de um sistema informatizado aplicado à gestão de planos preventivos de lubrificação industrial", Ponta Grossa-PR, Brasil, 2011.
- [3] Apostila de Lubrificação SENAI. Disponível em < <https://pt.scribd.com/doc/25218032/Mecanica-Lubrificacao-1-SENAI-CST>>.
- [4] Google images. Disponível em < <https://www.google.com.br/imghp?hl=pt-PT>>.

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

APLICAÇÃO DE PROCEDIMENTOS ESTATÍSTICOS NA ANÁLISE DA CURVA DE PRESSÃO NA CÂMARA DE COMBUSTÃO DE MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Nury Nieto Garzón¹, Hugo Meneses Zarza², Felipe Schroeder³,
Randhy Azevedo dos Santos⁴, Amir A. M. Oliveira⁵, Edson Bazzo⁶

Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos,
Universidade Federal de Santa Catarina, CEP: 88.040-900, Florianópolis, Brasil.

1- nury@labcet.ufsc.br, 2- hugodaniel91@hotmail.com,

3- feliperauhschroeder@gmail.com, 4- randhy@labcet.ufsc.br,

5- amir.oliveira@gmail.com, 6- e.bazzo@ufsc.br

Palavras-chave: Taxa de liberação de energia, Motor de ignição por compressão, Atraso de ignição, Parâmetros da Combustão.

Resumo

A leitura da pressão na câmara de combustão é uma variável significativa na avaliação da operação de um motor a combustão interna. A partir dos dados de pressão do cilindro alguns parâmetros da combustão podem ser determinados, como a pressão máxima, a duração da combustão, a taxa de liberação de energia e o atraso de ignição. A presença de ruído no sinal da pressão durante o ciclo pode produzir valores atípicos que alteram ou distorcem as informações obtidas. Neste trabalho é apresentado um tratamento estatístico para a aquisição transiente da pressão no cilindro de um motor a combustão interna de ignição por compressão testado em bancada dinâmométrica no intervalo de rotação de 1400 a 2300 rpm. O motor de teste é um motor monocilíndrico de 14,7 kW de potência máxima, injeção direta controlada mecanicamente e aspiração natural.

Para medição das grandezas de interesse um sensor de pressão tipo piezolétrico foi instalado na câmara de combustão, sincronizando sua leitura com um transdutor de posição (*encoder*), acoplado no eixo do motor e utilizado para determinar o ângulo de giro do eixo virabrequim e a rotação do motor. Os dados médios de pressão foram estatisticamente filtrados e interpolados para eliminar as oscilações na leitura da pressão. O tratamento de dados foi implementado no *software Matlab*, permitindo obter a curva de pressão e a derivada da pressão em função do ângulo do eixo virabrequim para o ciclo do motor em cada condição de teste.

O desenvolvimento de uma modelagem zero dimensional do motor, junto com os dados da pressão e da derivada da pressão permitiram obter alguns parâmetros da combustão como a pressão máxima, a duração da combustão e taxa de liberação de energia. O atraso de ignição, definido como o tempo entre o início da injeção e o início da ignição foi determinado através da curva de pressão, considerando que o início da injeção e o início da ignição representam pontos de inflexão na curva de pressão ou correspondentes valores zero na curva da segunda derivada da pressão. Para tal processo, os dados de pressão no intervalo de 25° de giro do eixo virabrequim antes do ponto morto superior (APMS) foram ajustados a uma função polinomial. Esta função foi derivada duas vezes, permitindo obter os respectivos ângulos de injeção e ignição. O intervalo avaliado corresponde ao período no ciclo onde acontecem a injeção e a ignição.

Os resultados obtidos mostraram a adequada aplicação da ferramenta de tratamento numérico para o processamento dos dados de pressão na câmara de combustão do motor diesel em estudo. Igualmente, verificou-se a viabilidade da obtenção do atraso de ignição através da segunda derivada da curva de pressão, mostrando ser um método simplificado de determinação deste parâmetro. Para todas as grandezas avaliadas foram calculadas as respectivas incertezas das medições.

1. Introdução

O motor diesel é uma máquina de combustão interna de ampla aplicação na área industrial, veicular e marítima. Em um motor de injeção direta, a ignição do combustível ocorre espontaneamente após este ser injetado na câmara de combustão. O desenvolvimento transiente da pressão na câmara de combustão após a injeção do combustível fornece informações sobre o acoplamento da liberação de energia térmica e da absorção de trabalho pela carga sujeita ao motor e depende de todos os fatores relacionados com o projeto do motor, a injeção de combustível e o combustível utilizado. A curva de pressão pode ser utilizada para obter uma medição indireta do momento de ocorrência de fenômenos importantes, como o instante da injeção e o instante da ignição, e do desenvolvimento da curva de liberação de energia.

O procedimento de análise deve amortecer flutuações originadas pelo processo de medição e deve ser capaz de identificar eficientemente e precisamente os eventos importantes. Na literatura são encontrados diversos trabalhos que mostram a utilização da leitura da pressão para avaliar o desempenho de um motor, especialmente quando se tem interesse em caracterizar a operação de um motor com combustíveis alternativos [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8], [9].

Este trabalho é apresentado um método estatístico de processamento das medições de pressão para análise da combustão de um motor a ciclo diesel, determinando parâmetros como a taxa de liberação de energia e o atraso de ignição. Igualmente, um processamento matemático foi aplicado para determinar o atraso de ignição a partir da curva de pressão em função do ângulo de giro do eixo virabrequim ou ângulo de manivela. O método foi implementado no *software Matlab* e aplicado a um motor de combustão interna monocilíndrico.

2. Parâmetros da combustão

O desenvolvimento da combustão determina o desempenho do motor. O processo de combustão é caracterizado por alguns parâmetros como o atraso de ignição, a pressão máxima, a temperatura máxima, a duração da combustão e a taxa de liberação de energia.

O atraso de ignição é o intervalo de tempo entre o início da injeção e a ignição. A ignição do combustível marca o início da combustão. Este ângulo pode ser identificado na curva da segunda derivada da pressão em função do ângulo de manivela. A metodologia utilizada será descrita na seção 5.

A taxa de liberação de energia corresponde à taxa em que é liberada a energia do combustível. Na combustão em motores diesel com injeção única, normalmente duas fases de combustão são identificadas, a fase pré-misturada e a fase não pré-misturada, conforme ilustrado na Figura 1.

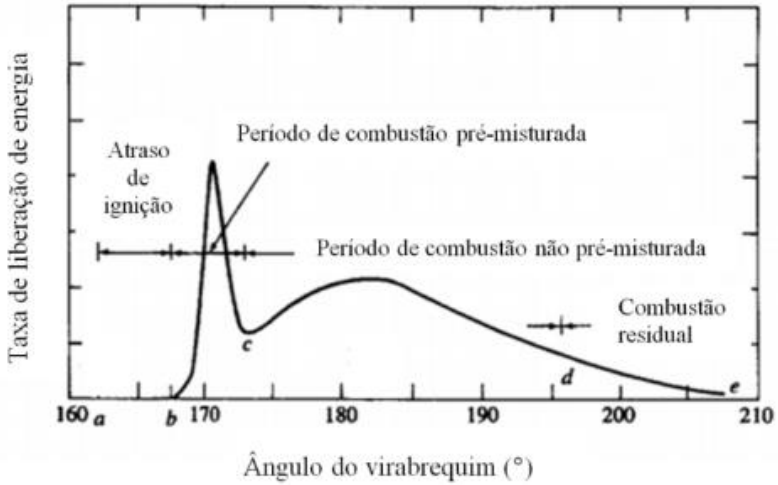


Figura 1. Fases da combustão em um motor diesel.
 Fonte: Adaptado de Heywood [10].

Na modelagem zero dimensional, a câmara de combustão é considerada um sistema termodinâmico que intercambia calor e massa com a sua vizinhança e o tempo é a única variável independente. A mistura gasosa na câmara de combustão é caracterizada por valores médios (espaciais) de pressão, temperatura e concentração de espécies químicas. Os fenômenos de escoamento e transferência de calor são todos calculados em relação à esses valores médios espaciais. Os processos de injeção, atomização, evaporação, mistura com ar e reação química não são individualizados, apenas o efeito final na geração ou absorção de energia térmica é contabilizado. Partindo da equação de conservação da energia para o sistema na fase fechada do ciclo do motor, e realizando as medições de pressão, a taxa de liberação de energia pode ser obtida através da equação (1)

$$\frac{dQ_f}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} + \frac{dQ}{dt} \quad (1)$$

onde Q_f corresponde ao calor liberado pelo combustível, p é a pressão no cilindro, V é o volume do cilindro, γ é a razão de calores específicos dos gases no cilindro e Q é o calor trocado com as paredes do cilindro. O calor líquido liberado Q_n corresponde à diferença entre o calor liberado Q_f e o calor trocado com as paredes Q . Assim a equação da taxa de liberação de energia líquida pode ser calculada pela equação (1).

$$\frac{dQ_n}{dt} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dp}{dt} \quad (2)$$

3. Bancada experimental

A bancada experimental é constituída por um motor de ignição por compressão, monocilindrico, 4 tempos, de injeção direta e controle mecânico, aspiração natural e estacionário, acoplado a um dinamômetro eletromagnético marca *Schenk*, modelo W70. O motor é da marca *Yanmar*, modelo YT22E. As especificações técnicas do motor são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Especificações do motor diesel de teste.

Item	Especificação
Tipo	Diesel, 1 cilindro horizontal, 4 tempos
Sistema de injeção	Direta
Diâmetro do cilindro	115 mm
Curso	115 mm
Cilindrada	1194 cm ³
Relação de compressão	17,3
Potência continua	14,7 kW (20 CV) / 2200 rpm
Potência intermitente	16,2 kW (22 CV) / 2200 rpm
Consumo de combustível	238 g/kWh (175 g/CVh)
Sistema de arrefecimento	Água
Sistema de partida	Manual ou elétrico
Peso liquido	195 kg – 180 kg
Dimensões	965 x 450 x 699 mm
Sistema de lubrificação	Forçada, bomba trocoide

Para a medição da pressão na câmara de combustão foi instalado um sensor piezelétrico da marca Kistler, modelo 6041A, adequado para medição dinâmica em motores a combustão interna. O sensor apresenta faixa de medição de 0 a 250 bar. Um sistema de arrefecimento foi adaptado ao sensor para garantir sua temperatura de operação durante o teste do motor, utilizando como fluido de arrefecimento uma mistura de água e líquido antiferrugem. Na Tabela 2 são apresentadas as especificações do sensor utilizado. O sensor foi instalado no cabeçote do motor, conforme especificações do fabricante para garantir seu correto funcionamento e uma medição confiável.

Tabela 2. Especificações do sensor de pressão *Kistler 6041B*.

Parâmetro	Unidade	Valor
Intervalo de medição	bar	0 a 250
Sensibilidade	pC/bar	-40
Frequência natural	kHz	70
Linearidade	%	0,3
Intervalo da temperatura de operação	°C	-20 a 350
Vazão do líquido de arrefecimento	l/min	0,2 a 0,5
Pressão do líquido de arrefecimento	bar	~ 1,7

No processo de medição, o sensor piezolétrico gera um fluxo de carga elétrica (corrente elétrica) como resposta do efeito da pressão. Como a carga produzida é relativamente baixa, da ordem pC/bar, o sinal de saída do sensor de pressão é condicionado por um amplificador que tem a função de amplificar a tensão de saída. Utilizou-se um amplificador da marca *Kistler*, modelo 5018A. A leitura da pressão p é entregue pelo equipamento em função da tensão de saída v_s , a sensibilidade do sensor de pressão G_s e a sensibilidade do amplificador de carga, G_a conforme a equação (3).

$$\dot{p} - \dot{p}_{ref} = \frac{v_s G_a}{G_s} \quad (3)$$

A pressão de referência \dot{p}_{ref} corresponde à pressão com relação à qual é zerado o amplificador de carga. O amplificador de carga foi instalado o mais próximo possível ao sensor de pressão para evitar a interferência de qualquer ruído externo, incluído o ruído elétrico, conforme recomendado por Koustav^[11].

Para medir a rotação do motor e igualmente determinar o ângulo de manivela foi utilizado um transdutor de posição (*encoder*) de 360 pulsos/revolução, marca *Autonics*, modelo E40S. O transdutor de posição foi acoplado no eixo do motor e sua leitura foi sincronizada com a leitura da pressão na câmara de combustão. Para sincronizar estas leituras, foi determinada a posição do ponto morto superior (PMS) no início do curso de admissão, sendo esta posição identificada como o valor de ângulo zero no início da leitura do transdutor de posição. Igualmente, esta posição corresponderá com a posição em que o sensor de pressão será zerado com relação à pressão atmosférica.

A determinação do PMS foi realizada utilizando um relógio comparador e uma haste em contato com o topo do pistão, permitindo identificar o ponto mais elevado de

deslocamento do pistão. O sinal do transdutor de posição foi identificado através de um osciloscópio.

Os sinais de resposta do *encoder* e do sensor de pressão foram lidos através de um sistema de aquisição de dados, marca *National Instrument*, modelo SCB-68. A aquisição dos dados e o controle do dinamômetro foi realizado através de um programa desenvolvido no *software LabVIEW*.

3.1. Procedimento experimental

Os ensaios foram realizados com óleo diesel comercial (óleo diesel tipo B S10) no intervalo de rotação de 1400 a 2300 rpm. Antes de iniciar a operação do motor, o pistão é colocado na posição do PMS e a câmara é aberta à pressão atmosférica mediante o acionamento de uma alavanca que evita o fechamento das válvulas. Nessa posição, o amplificador de carga é zerado com relação ao valor de referência definido pela pressão atmosférica. Posteriormente, o motor inicia sua operação até completar um período de aquecimento, que corresponde quando a água de resfriamento atinge uma temperatura de aproximadamente 60 °C.

Após o aquecimento, é iniciado o ciclo de teste. Com o motor operando na condição de débito máximo da bomba injetora são aplicadas cargas através do dinamômetro, obtendo como respostas, mudança nas variáveis de operação do motor como o torque, a rotação, a vazão de combustível e a temperatura dos gases de exaustão. Para cada condição de carga, e após atingir uma condição estável de funcionamento, se procede ao registro das leituras dos dados de pressão em função do ângulo de manivela. Para estas variáveis, o sistema de aquisição de dados permite a leitura de 10000 dados por segundo. O tempo de registro desses dados foi de 15 segundos.

4. Processamento numérico da leitura da pressão

A aquisição de valores de pressão na câmara de combustão pode resultar em oscilações e valores não realistas fisicamente. Observações atípicas alteram enormemente as médias e podem distorcer as conclusões obtidas através de uma análise estatística padrão [12]. Deste modo, é fundamental o tratamento numérico dos valores de leitura da pressão na câmara de combustão para determinar adequadamente os parâmetros da combustão e realizar a análise da taxa de liberação de energia. Para o tratamento dos dados experimentais foi desenvolvida uma programação no *software Matlab*. Na Figura 2 é mostrado o esquema simplificado do processo de tratamento numérico o qual envolve quatro passos principais: rejeição de dados atípicos, obtenção de dados médios, filtrado dos dados médios e interpolação dos dados filtrados.



Figura 2. Esquema simplificado do processo de tratamento numérico dos dados da pressão.

Rejeição de valores atípicos. Os valores atípicos podem ser detectados simplesmente por uma verificação lógica dos dados, através de gráficos específicos, ou ainda, através de testes apropriados. Um desses testes é o critério de Chauvenet o qual foi utilizado neste trabalho. O critério de Chauvenet especifica que uma leitura pode ser rejeitada se a probabilidade de obter um desvio particular da média estimada for menor que $1/2n$, onde n é o número de leituras realizadas. Ao aplicar o critério de Chauvenet para eliminar dados duvidosos, primeiro calcula-se a média e o desvio padrão, usando todos os dados obtidos, inclusive os dados estranhos. Posteriormente, calcula-se o desvio de cada dado em relação à média, e se divide pela estimativa do desvio padrão. Todo dado cujo valor do desvio assim obtido for pouco provável, ou seja, menos provável que $1/2n$, deverá ser rejeitado. Finalmente, calcula-se a nova estimativa da média e do desvio padrão, apenas com as leituras aprovadas.

Obtenção dos dados médios. Os dados de pressão registrados experimentalmente representam as propriedades termodinâmicas do gás na câmara, mas também apresentam a influência do escoamento no cilindro, das oscilações acústicas da combustão e do ruído gerado pelo sistema de aquisição de dados [13]. Com a obtenção do diagrama da pressão média entre diversos ciclos, uma parte apreciável das variações presentes entre os ciclos é amortecida pela justaposição dos dados médios. Portanto, é necessário definir o número de ciclos representativos para esta avaliação. Por meio da revisão bibliográfica foi observado que não existe consenso em relação ao número mínimo de ciclos necessários para a obtenção da pressão média. A Tabela 3 apresenta um resumo das propostas de vários autores.

Nos motores de ignição por centelha a dispersão cíclica é bem pronunciada, já nos motores de ignição por compressão, a maior estabilidade dos processos termodinâmicos faz com que não seja necessário um alto número de ciclos para a obtenção dos dados médios^[14]. O número ideal de ciclos para o cálculo da pressão média depende de vários fatores como o tipo de motor, as condições de funcionamento do motor, o sistema de aquisição de dados, etc. É por isso que cada autor adotou um número diferente de ciclos para calcular a pressão média.

Tabela 3. Número de ciclos tratados para a obtenção da pressão média, encontrados em diferentes trabalhos.

Autor	Tipo de motor	Número de ciclos
Brunt ^[15]	4 cilindros, Gasolina	300
Melo ^[16]	4 cilindros, Gasolina	100
Rajkumar ^[17]	5 cilindros, Diesel	100
Olsen ^[18]	1 cilindro, Diesel	20
Bueno ^[13]	6 cilindros, Turbo Diesel	50
Andaloussi ^[14]	1 e 4 cilindros, Diesel	25

Para a determinação do número de ciclos ótimo a ser tratado foi utilizada a metodologia baseada na análise do desvio padrão das pressões medidas. Essa metodologia foi utilizada por Maurya, Pal e Agarwal [19] e Andaloussi [14]. A pressão média foi calculada conforme a equação (4)

$$\bar{p} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_i \quad (4)$$

onde \bar{p} representa a pressão média, n o número de ciclos e p_i a pressão medida no ciclo n . O desvio padrão σ para cada \bar{p} , pode ser calculado utilizando a equação (5). Assim,

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{(n-1)} \sum_{i=1}^n (p_i - \bar{p})^2} \quad (5)$$

Para diferentes números de ciclos foi calculado o desvio padrão do sinal da pressão para cada ângulo θ do giro do virabrequim. A seguir, foram criadas as curvas envelope máxima e mínima. As curvas envelope correspondem às curvas tangenciais aos pontos do gráfico, permitindo uma previsão do limite mínimo e máximo do parâmetro analisado, pois correspondem aos valores $\bar{p} \pm \sigma$. Considerou-se que o número de ciclos adequado para a determinação dos dados médios da pressão é aquele onde é satisfeito o critério apresentado na equação (6).

$$(\sigma_{máx} - \sigma_{mín})_{méd} < 75 \text{ kPa} \quad (6)$$

Sendo este valor a maior diferença entre as curvas envelope. No presente trabalho foi encontrado que 50 ciclos são adequados para a obtenção dos dados médios de pressão. Observou-se que com o aumento do número de ciclos, o valor da máxima diferença diminui rapidamente, mas a partir de certo número de ciclos, esta diferença já não muda. Segundo Maurya, Pal e Agarwal [19], após esse ponto (número de ciclos), o aumento do número de ciclos para o cálculo dos dados médios, não vai aumentar a precisão dos resultados.

Filtragem dos dados médios. Bueno [20] propõe uma estratégia de filtragem inicial dos dados antes da interpolação dos mesmos, sendo um método eficaz na eliminação do ruído e na suavização dos diagramas. Portanto, após o cálculo dos valores médios da pressão, os dados foram filtrados utilizando o filtro Savitzky-Golay conforme sugerido por Bueno [20] e Maurya, Pal e Agarwal [19]. O filtro Savitzky-Golay consiste em subdividir o espaço amostral em subintervalos ímpares e com o método dos mínimos quadrados obter uma função polinomial, onde o ponto central do intervalo é substituído pelo valor calculado através da função polinomial.

Interpolação dos dados filtrados. Após a filtragem, os dados são interpolados para eliminar pequenas oscilações que resistiram à filtragem [20]. O método utilizado foi a interpolação por *splines* cúbicas suavizantes. Obtendo-se assim, a curva final da pressão em função do ângulo de manivela.

5. Obtenção do ângulo de injeção e do ângulo de ignição

Para a determinação dos ângulos de injeção e ignição foi utilizado o método proposto por Reddy et al. [9]. O método está baseado na análise da curva de pressão em função do ângulo de manivela, considerando que o comportamento da pressão é influenciado pela injeção e pela queima do combustível. No momento em que ocorre o início da injeção, diminui a taxa de elevação da pressão dentro da câmara de combustão devido à evaporação do combustível que, ao reduzir a temperatura na câmara, acaba por desacelerar a taxa de elevação da pressão. Este fenômeno representa uma inflexão na curva da pressão e um valor máximo na curva da primeira derivada da pressão. Já no início da combustão, ocorre um fenômeno inverso. A liberação de energia pela combustão produz a elevação súbita da temperatura e da pressão, sendo um novo ponto de inflexão na curva de pressão e um valor mínimo na curva da primeira derivada. Os pontos de inflexão de uma curva correspondem a pontos máximos ou mínimos na curva da primeira derivada e, portanto, valores zero na curva da segunda derivada. Seguindo esta análise foram determinados os ângulos de injeção e ignição, sendo os ângulos em que $d^2p/d\theta^2 = 0$ no intervalo analisado.

Partindo da curva de pressão em função do ângulo de manivela foi analisado o intervalo de 25° antes do ponto morto superior (APMS) no fim do curso de compressão, considerando ser este o intervalo em que ocorre a injeção e a ignição do combustível. Para este intervalo, a curva de pressão foi ajustada a um polinômio grau 10, conseguindo reproduzir as inflexões de interesse da curva. Para o polinômio obtido foram calculadas a primeira e a segunda derivada, determinado as raízes ou valor zero da curva da segunda derivada. O procedimento matemático foi desenvolvido no *software Matlab*.

Assim, tem-se que:

$$f(\theta) = \frac{d^2 p}{d\theta^2} \quad 335^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \quad (7)$$

Satisfazendo que

$$f(\theta_{SOI}) = 0 \quad (8)$$

$$f(\theta_{SOC}) = 0 \quad (9)$$

onde θ_{SOI} e θ_{SOC} correspondem aos ângulos de injeção e ignição, respectivamente. Partindo destes ângulos foi determinado o atraso de ignição ID , expresso em graus como,

$$ID = \theta_{SOC} - \theta_{SOI} \quad (10)$$

6. Resultados

Partindo dos dados da pressão na câmara de combustão foram calculados alguns parâmetros da combustão como a pressão máxima, o atraso de ignição e a taxa de liberação de energia para diferentes condições de operação do motor.

6.1. Curvas de pressão na câmara de combustão

Nas diferentes condições de carga testadas, o motor operou em um intervalo de rotação de 1400 a 2300 rpm. Os dados de pressão lidos para cada condição de teste foram processados como explicado na seção 4, obtendo a curva de pressão em função do ângulo de manivela. Para uma condição de carga, a Figura apresenta os dados da pressão antes do seu processamento numérico. A Figura apresenta a curva de pressão após o processamento numérico para três rotações médias diferentes. Observa-se a eliminação dos dados atípicos e a obtenção da correspondente curva média suavizada da pressão para cada condição de carga.

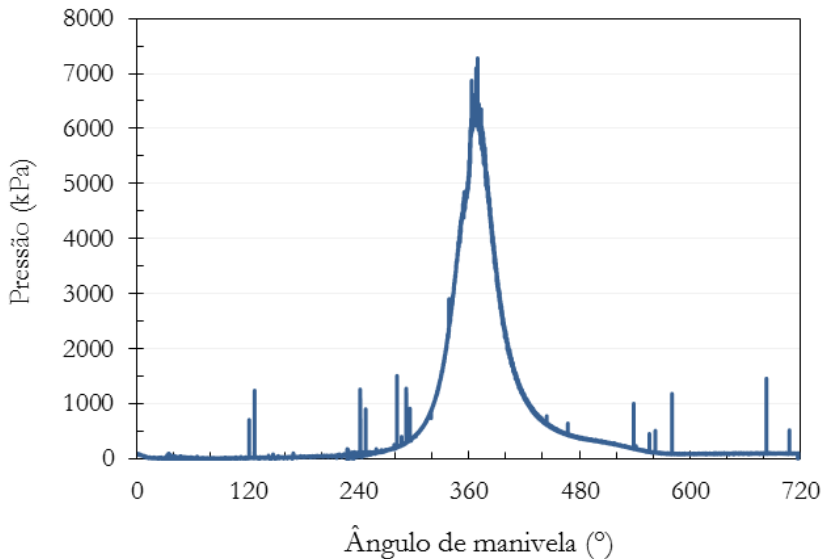


Figura 3. Pressão em função do ângulo de manivela na rotação de 2180 rpm, antes do processamento numérico.

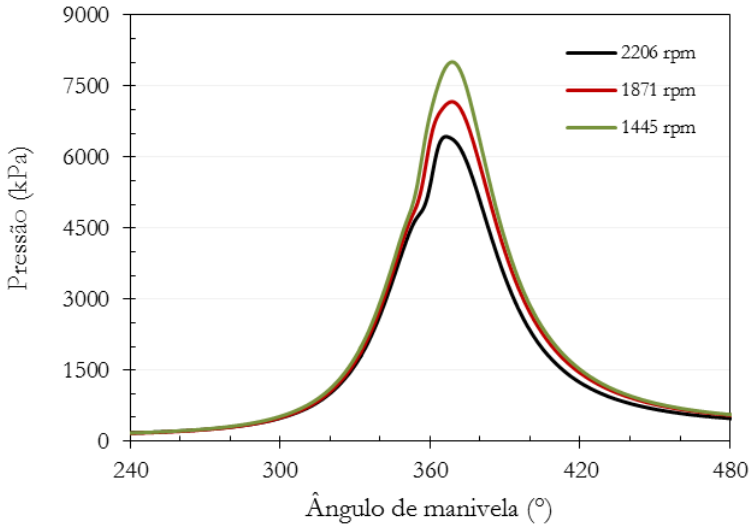


Figura 4. Pressão em função do ângulo de manivela para três rotações diferentes, após o processamento numérico.

Partindo do gráfico de pressão em função do ângulo de manivela foi obtida a pressão máxima e o ângulo da pressão máxima. Na Tabela 4 são apresentados estes resultados para algumas rotações testadas. Observam-se os maiores valores de pressão máxima nas condições de baixas rotações que correspondem às maiores cargas. Considerando que nas maiores cargas há maior quantidade de combustível injetado por ciclo, encontra-se coerente o aumento da pressão máxima com a redução da rotação. Igualmente, pode-se ressaltar que a obtenção de diferentes curvas de pressão para cada condição testada, mostra a sensibilidade do processo de medição com relação a cada condição física envolvida.

Tabela 4. Dados da pressão máxima e seu ângulo correspondente para diferentes rotações testadas.

N (rpm)	Ângulo (°)	Pressão máxima (kPa)
2293 ± 18	368,5	5642 ± 30
2206 ± 72	366,5	6431 ± 16
2137 ± 41	368,0	6697 ± 48
1871 ± 22	369,0	7167 ± 16
1445 ± 25	369,0	8007 ± 20

6.2. Ângulos de injeção e ignição

Para algumas rotações testadas foram processados os dados da curva de pressão como apresentado na seção 5, obtendo os ângulos de injeção e ignição e conseqüentemente o atraso de ignição. Na Figura 3 são apresentadas as curvas da pressão e da primeira e segunda derivada da pressão para o teste a 1800 rpm. Observa-se que os pontos de interesse identificados como A e B, correspondem a pontos de inflexão na curva da pressão, um ponto máximo e mínimo na primeira derivada e um valor zero na curva da segunda derivada.

Para o resultado apresentado na Figura 3, o ângulo de injeção (ponto A) foi $347,5^\circ$ ou $12,5^\circ$ APMS e o ângulo de ignição (ponto B) foi $353,3^\circ$ ou $6,7^\circ$ APMS, representando um atraso de ignição de $5,8^\circ$. Na Tabela 5 são apresentados os resultados de ângulos de injeção, ignição e o atraso de ignição para diferentes rotações avaliadas. Observa-se uma combustão atrasada nas condições de altas rotações (baixas cargas) em comparação com as rotações baixas (altas cargas). Isto provavelmente acontece porque nas maiores cargas há maior quantidade de combustível injetado por ciclo. Com relação ao ângulo de injeção, não é observada diferença significativa para as rotações testadas.

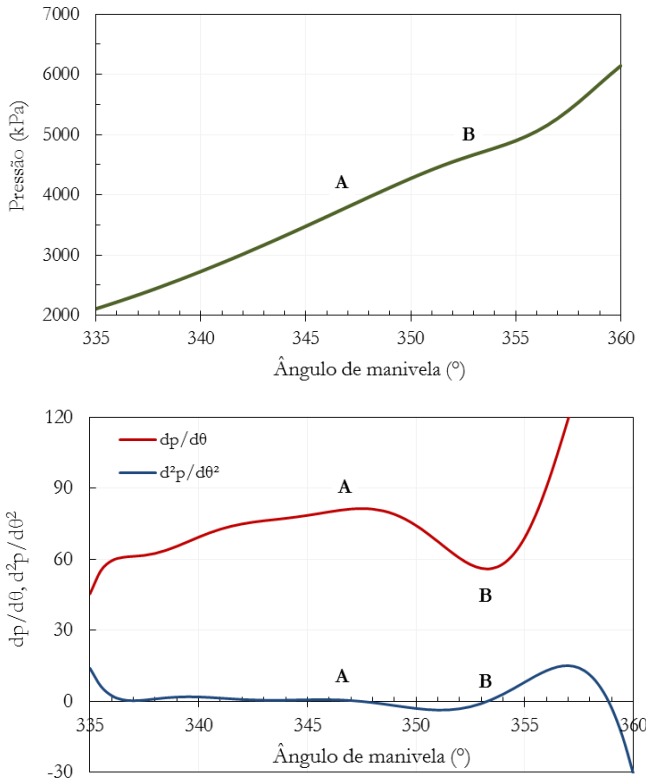


Figura 3. Curvas da pressão e da primeira e segunda derivada da pressão em função do ângulo de manivela para o óleo diesel testado a 1800 rpm.

Tabela 5. Resultados ângulos de injeção, ignição e atraso de ignição.

N (rpm)	Ângulo de injeção (°APMS)	Ângulo de ignição (°APMS)	Atraso de ignição (°)
2198	13,0 ± 1	4,6 ± 1	8,4 ± 1,4
2104	12,1 ± 1	5,4 ± 1	6,8 ± 1,4
2003	12,1 ± 1	5,6 ± 1	6,5 ± 1,4
1902	12,0 ± 1	5,9 ± 1	6,0 ± 1,4
1809	12,0 ± 1	6,4 ± 1	5,5 ± 1,4
1706	12,1 ± 1	6,9 ± 1	5,2 ± 1,4
1603	12,3 ± 1	7,5 ± 1	4,8 ± 1,4

6.3. Taxa de liberação de energia

A taxa de liberação de energia líquida foi calculada através da equação (2). Para utilizar esta equação, os dados da pressão foram derivados numericamente e o volume e sua derivada foram obtidos através das características geométricas do cilindro do motor. A Figura 4 apresenta os resultados da taxa de liberação de energia líquida para três rotações de operação do motor. Nas curvas pode ser observado o formato característico da combustão em motor diesel, sendo diferenciada a fase de combustão pré-misturada e a fase de combustão não pré-misturada. O comportamento das taxas de liberação calculadas se encontra condizente com o encontrado na literatura [10], validando a qualidade do processamento dos dados da pressão e a análise termodinâmica utilizada na avaliação do motor diesel.

Observa-se uma redução da fase pré-misturada e um aumento da fase não pré-misturada com a redução da rotação (aumento da carga). O início da ignição é refletido na curva da taxa de liberação de energia, sendo o ângulo onde a curva apresenta um valor zero, mudando de um valor negativo para um valor positivo, depois do início da injeção [21]. Conforme foi encontrado na avaliação do atraso de ignição, com a redução da rotação a combustão é adiantada. Igualmente, o fim da combustão foi determinado como o ângulo de manivela onde a taxa de liberação de energia é zero, tomando valores negativos a partir desse ponto. Pode-se observar maior duração da combustão nas baixas rotações devido à maior quantidade de combustível injetada por ciclo para estas cargas.

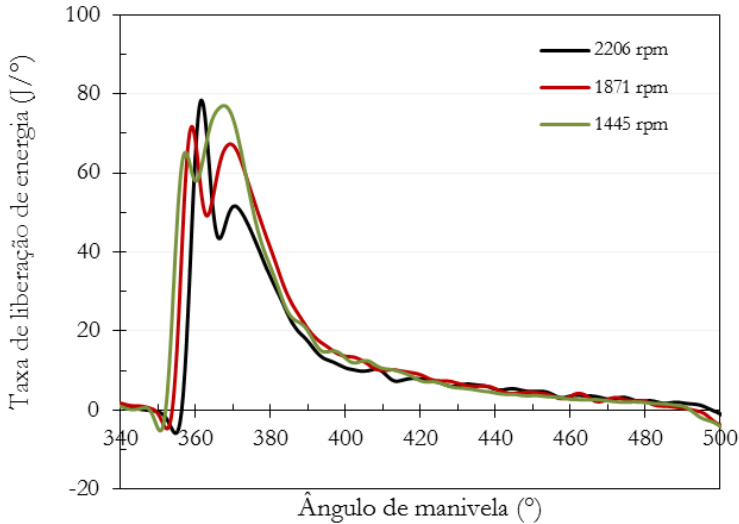


Figura 4. Taxa de liberação de energia líquida em função do ângulo de manivela para três rotações diferentes.

7. Conclusões

No presente trabalho foram avaliados a curva de pressão na câmara de combustão, e os parâmetros da combustão de um motor diesel estacionário, operando na faixa de rotação de 1400 e 2300 rpm com óleo diesel, através de procedimentos experimentais associados aos ensaios dinamométricos. Os parâmetros de combustão obtidos foram a taxa de liberação de calor, a duração da combustão, a pressão máxima e o atraso de ignição.

A instrumentação do motor com um sensor piezoeletrico permitiu a obtenção da curva de pressão na câmara de combustão. Para obter medidas precisas da pressão e dos parâmetros da combustão foi necessário o tratamento numérico dos dados de pressão, devido a que o sinal gerado pelo sensor se encontra sujeito a ruídos. Com relação ao processamento numérico, foi mostrada a escolha do número de ciclos para a obtenção dos dados médios, assim como as técnicas numéricas de filtragem e interpolação dos dados médios.

O atraso de ignição foi determinado pelo processamento numérico da curva de pressão, a qual foi ajustada a uma função polinomial para o intervalo de 25° APMS. Dois pontos de inflexão desta curva foram identificados como o ângulo de injeção e o ângulo de ignição e foram calculados através dos valores zero da segunda derivada da curva da pressão.

Com a aplicação de um modelo zero dimensional no motor foi possível obter a curva da taxa de liberação de energia a partir dos dados experimentais da pressão. Os resultados obtidos foram correspondentes com o comportamento de um motor diesel e com resultados encontrados na literatura o que validou o procedimento desenvolvido para o tratamento numérico da pressão e a análise da combustão. Igualmente, verificou-se a viabilidade da obtenção do atraso de ignição através da segunda derivada da curva de pressão, mostrando ser um método simplificado de determinação deste parâmetro.

O tratamento dos dados de pressão, a taxa de liberação de energia e o ajuste da curva de pressão foram realizados no *software Matlab*. Com o presente trabalho se desenvolveu uma ferramenta de tratamento numérico dos dados experimentais da pressão na câmara de combustão, servindo de suporte para trabalhos futuros nas pesquisas desenvolvidas com combustíveis alternativos para o motor diesel.

8. Referências

- [1] M. S. Kumar, A. Ramesh, and B. Nagalingam, "An experimental comparison of methods to use methanol and Jatropha oil in a compression ignition engine," *Biomass Bioenergy*, vol. 25, no. 3, pp. 309–318, 2003.
- [2] V. E. Geo, G. Nagarajan, and B. Nagalingam, "Studies on improving the performance of rubber seed oil fuel for diesel engine with DEE port injection," *Fuel*, vol. 89, no. 11, pp. 3559–3567, 2010.
- [3] C. D. Rakopoulos, D. C. Rakopoulos, E. G. Giakoumis, and A. M. Dimaratos, "Investigation of the combustion of neat cottonseed oil or its neat bio-diesel in a HSDI diesel engine by experimental heat release and statistical analyses," *Fuel*, vol. 89, no. 12, pp. 3814–3826, 2010.
- [4] J. M. Leenus, E. G. Varuvel, and D. Prithviraj, "Effect of diesel addition on the performance of cottonseed oil fuelled DI diesel engine.," *Int. J. Energy Environ.*, vol. 2, no. 2, pp. 321–330, 2011.
- [5] R. Vallinayagam, S. Vedharaj, W. M. Yang, P. S. Lee, K. J. E. Chua, and S. K. Chou, "Combustion performance and emission characteristics study of pine oil in a diesel engine," *Energy*, vol. 57, pp. 344–351, 2013.
- [6] A. K. Agarwal and A. Dhar, "Experimental investigations of performance, emission and combustion characteristics of Karanja oil blends fuelled DIC engine," *Renew. Energy*, vol. 52, pp. 283–291, 2013.
- [7] H. Sharon, P. Jai Shiva Ram, K. Jenis Fernando, S. Murali, and R. Muthusamy, "Fueling a stationary direct injection diesel engine with diesel-used palm oil–butanol blends – An experimental study," *Energy Convers. Manag.*, vol. 73, pp. 95–105, 2013.
- [8] D. H. Qi, C. F. Lee, C. C. Jia, P. P. Wang, and S. T. Wu, "Experimental investigations of combustion and emission characteristics of rapeseed oil–diesel blends in a two cylinder agricultural diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 227–232, 2014.
- [9] P. Reddy, D. Krishna, K. R. Mallan, and V. Ganesan, "Evaluation of combustion parameters in direct injection diesel engines – an easy and reliable method.," *SAE Tech. Pap.*, no. 930605, pp. 159–165, 1993.
- [10] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, 1st ed. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [11] D. Koustav, "Characterization and rejection of noise from in-cylinder diesel engines," *Dissertação de mestrado, Universidade de Windsor, Ontário*, 2012.
- [12] W. Medri, "Análise Exploratória de Dados," *Apostila do Curso de Especialização "Lato Sensu" em Estatística, Universidade Estadual de Londrina, Londrina-PR*, 2011.

- [13] A. Bueno, "Análise da Operação de Motores Diesel com Misturas Parciais de Biodiesel," Tese de doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2006.
- [14] A. A. Andaloussi, "Metodología para la parametrización en tiempo real del proceso de combustión em MCI," Tese de doutorado, Universidade Politécnica de Valência, Valência, 2013.
- [15] M. Brunt, H. Rai, and A. Emtage, "The Calculation of Heat Release Energy from Engine Cylinder Pressure Data," vol. SAE Technical Paper 981052, 1998.
- [16] T. Melo, "Análise experimental e simulação computacional de um motor flex operando com diferentes misturas de etanol hidratado na gasolina," Tese de doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro-RJ, 2012.
- [17] M. Rajkumar, "Heat Release Analysis and Modeling for a Common-Rail Diesel Engine," Dissertação de mestrado, Universidade de Tennessee, Knoxville, 2002.
- [18] R. A. Olsen, "Analysis and Simulation of the Rate of Heat Release (ROHR) in Diesel Engines," Dissertação de mestrado, Universidade Norueguesa de Ciência e Tecnologia, Thondheim, 2013.
- [19] R. Maurya, D. D. Pal, and A. Agarwal, "Digital signal processing of cylinder pressure data for combustion diagnostics of HCCL engine," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 36, no. 1, pp. 95–109, 2013.
- [20] A. Bueno, "Análise de Liberação de Energia em Motores Diesel Operando com Combustíveis Alternativos," Dissertação de mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas-SP, 2003.
- [21] D. B. Lata and A. Misra, "Analysis of ignition delay period of a dual fuel diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels," *Int. J. Hydrog. Energy*, vol. 36, no. 5, pp. 3746–3756, 2011.

CONTRASTACIÓN DE MODELOS PARA COMBUSTIÓN PREMEZCLADA EN APLICACIONES DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Ezequiel J. López¹, Horacio J. Aguerre², César I. Pairetti³,
Santiago Márquez Damián⁴, Juan M. Giménez⁵, Norberto M. Nigro⁶

1-Dpto. de Mecánica Aplicada, Facultad de Ingeniería,
Universidad Nacional del Comahue, Buenos Aires 1400, Neuquén, Argentina.
ezequiel.lopez@fain.uncoma.edu.ar

2-Centro de Investigación en Métodos Computacionales,
Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Predio CONICET "Dr. Alberto Cassano",
Colectora RN 168 s/n – Paraje El Pozo, Santa Fe, Argentina.
aguerrehoracio@gmail.com

3-Escuela de Ingeniería Mecánica,
Universidad Nacional de Rosario, Berutti 2109, Rosario, Argentina.
paire.cesar@gmail.com

4-Centro de Investigación en Métodos Computacionales,
Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Predio CONICET "Dr. Alberto Cassano",
Colectora RN 168 s/n – Paraje El Pozo, Santa Fe, Argentina.
santiagomarquez@gmail.com

5-Centro de Investigación en Métodos Computacionales,
Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Predio CONICET "Dr. Alberto Cassano",
Colectora RN 168 s/n – Paraje El Pozo, Santa Fe, Argentina.
jmarcelogimenez@gmail.com

6-Centro de Investigación en Métodos Computacionales,
Universidad Nacional del Litoral-CONICET, Predio CONICET "Dr. Alberto Cassano",
Colectora RN 168 s/n – Paraje El Pozo, Santa Fe, Argentina.
norberto.nigro@cimec.santafe-conicet.gov.ar

Palabras clave: Combustión Premezclada, *Extendend Coherent Flame Model*, Dinámica de Fluidos Computacional, OpenFOAM®.

Resumen

El empleo de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por *Computational Fluid Dynamics*) se ha constituido actualmente en una etapa ineludible para el análisis detallado del flujo de gas dentro de los motores de combustión interna, tanto en el diseño como en su optimización, con el objetivo de aumentar rendimiento, prestaciones y reducir emisiones. La combustión es uno de los procesos más importantes relacionados con estos objetivos, requiriendo por lo tanto de modelos lo más robustos y precisos posible. Además, dado que la combustión en un motor de combustión interna se desarrolla en régimen turbulento, la modelación de la turbulencia y su interacción con el proceso de combustión son aspectos que deben considerarse en conjunto.

En este trabajo se presentan resultados de la implementación de una librería de modelos para combustión premezclada en la suite OpenFOAM® integrada a un *solver* para flujo compresible. En particular, los modelos implementados corresponden a propuestas disponibles en la literatura donde se utiliza el concepto de *flamelet* para describir el frente de llama y una ecuación de transporte para la Densidad de Superficie de Llama (FSD, por *Flame Surface Density*), conocidos como modelos de combustión ECFM (*Extendend*

Coherent Flame Model). La ecuación para la FSD se resuelve en conjunto con una ecuación de transporte adicional para una variable de progreso de la combustión, además de las correspondientes ecuaciones de continuidad, momento y energía. La modelización de la turbulencia se realiza mediante modelos tipo RANS (*Reynolds-Average Navier-Stokes*), la cual es una hipótesis en el planteamiento de los modelos implementados. Por otro lado, se considera que la química del problema está representada por una ecuación irreversible de un paso, tornando a la variable de progreso de la combustión en un indicador de la generación de productos de la reacción. El encendido se resuelve, como primera aproximación, mediante la imposición de un valor para la FSD que surge de considerar un frente de llama esférico de un radio predeterminado en el momento y lugar de la ignición.

Los modelos implementados se comparan en primer lugar en una bomba de combustión cúbica con turbulencia congelada y donde el encendido de la mezcla se produce en el centro de la misma. Luego se los aplica a un motor de combustión interna alternativo con cámara de combustión tipo *pent-roof*.

1. Introducción

La aplicación de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por *Computational Fluid Dynamics*) avanza en forma sostenida abarcando los más diversos ámbitos de la ingeniería debido, por un lado al desarrollo de nuevos modelos y métodos numéricos y, por otro, a los avances en cuanto a la disponibilidad de software y capacidades de cómputo. Uno de estos campos lo constituye el estudio del flujo de gas dentro de motores de combustión interna, dada la búsqueda de nuevas tecnologías que permitan la mejora del rendimiento y la disminución de emisiones contaminantes. En relación a este objetivo, el proceso de combustión es uno de los más importantes experimentados por el gas a través del ciclo operativo y, además, su modelación presenta un desafío considerable por la complejidad originada en el fuerte acoplamiento de los campos de flujo y la existencia de un vasto rango de escalas espaciales y temporales.

En la literatura específica del tema se han propuesto una gran cantidad de modelos para diversos tipos de combustión y basados en diferentes enfoques. Particularmente en relación a la simulación de la combustión en motores encendidos por chispa operando en condiciones de altas cargas y velocidades intermedias es posible asumir que la combustión es premezclada y que el frente de llama se compone de *flamelets*. Bajo esta hipótesis, se supone que el espesor del frente de llama es despreciable y, localmente, el mismo preserva su estructura laminar. Por lo tanto, la llama se compone de una colección de *flamelets* y el efecto de la turbulencia es arrugar y estirar la llama, incrementando el área de su superficie. Un modelo para combustión turbulenta premezclada que resulta muy interesante para su aplicación a casos de motores es el ECFM (*Extended Coherent Flame Model*), también conocido como de Densidad de Superficie de Llama (FSD, por *Flame Surface Density*), dada las posibilidades que el mismo posee para ser aplicado en los regímenes de combustión corrugado y arrugado (*corrugated and wrinkled flamelet regimes*) hasta bien entrado el régimen de zonas delgadas de reacción (*thin reaction zones regime*) [1]. Se han propuesto en la literatura tanto modelos algebraicos como de ecuación de transporte para el cálculo de la FSD. Para este último enfoque y en particular para turbulencia simulada con modelos tipo RANS (*Reynolds-Average Navier-Stokes*), se dispone de varias propuestas, las cuales se diferencian entre sí en la forma en que los términos fuente de la ecuación para la FSD son modelados. En base a las consideraciones

anteriores, se procuró disponer de una implementación que emplee una ecuación de transporte para resolver la FSD en conjunto con una ecuación de transporte para una variable de progreso de la combustión y con turbulencia simulada mediante RANS.

El objetivo general en el cual se encuadra el presente trabajo consiste en el desarrollo de una herramienta dentro de la suite OpenFOAM® [2] para la simulación de motores de combustión interna. La distribución oficial de OpenFOAM® contiene el modelo $b - \Xi$ [3] para combustión turbulenta premezclada adaptada a modelos RANS, el cual constituyó la base para la implementación del un nuevo *solver* que emplee el ECFM. Dada las diferentes opciones disponibles en la literatura para modelar los términos fuente de la ecuación de transporte para la FSD, se decidió implementar un *solver* general que invoque a una librería de modelos según elección del usuario en tiempo de ejecución. De este modo, la implementación de un nuevo modelo se realiza de forma muy sencilla dado que sólo deben programarse las expresiones de los términos de producción y destrucción de FSD e integrarlo a la librería implementada. El objetivo del presente trabajo es, por un lado validar la implementación de la librería y, por otro, comparar el desempeño de los distintos modelos cuando se los utiliza en la simulación de motores de combustión interna.

El trabajo se organiza de la siguiente manera. En primer lugar se describen detalladamente las ecuaciones de gobierno del problema y las distintas opciones de modelos implementados para la resolución de la FSD. La siguiente sección presenta los esquemas numéricos utilizados para discretizar las ecuaciones de gobierno. Luego se presentan los resultados, los cuales incluyen la simulación de la combustión en una bomba de combustión cúbica y en un caso de un motor de combustión interna con cámara tipo *pent-roof*. Finalmente, se presentan las conclusiones y propuestas de trabajos futuros.

2. Modelo matemático

Las ecuaciones de gobierno para el flujo de gas corresponden a las ecuaciones de continuidad, momento y energía para un flujo compresible y viscoso. En las mismas se utiliza un promediado de Favre, el cual permite obtener una forma de la ecuación de continuidad para las variables promediadas idéntica a la ecuación sin promediar [1]. Para una variable $\varphi(t)$ genérica el promediado de Favre se define como $\tilde{\varphi} = \frac{\bar{\rho}\bar{\varphi}}{\bar{\rho}}$, donde $\bar{\varphi} = \frac{1}{T} \int_0^T \varphi(t) dt$ indica promedio de Reynolds. Utilizando las convenciones referidas, las ecuaciones pueden escribirse del siguiente modo:

- Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i) = 0 \quad (1)$$

- Ecuación de conservación de momento

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j) + \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\bar{\mu} + \bar{\mu}_t) \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{k}}{\partial x_i} \quad (2)$$

- Ecuación de conservación de la entalpía específica total

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}_t}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}_t) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\bar{\lambda}}{c_{p,u}} + \bar{\rho} \bar{\alpha}_t \right) \frac{\partial \tilde{h}_t}{\partial x_i} \right] = \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} \quad (3)$$

- Ecuación de conservación de la entalpía específica para el gas sin quemar

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{h}_u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{h}_u) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\frac{\bar{\lambda}_u}{c_{p,u}} + \bar{\rho} \bar{\alpha}_t \right) \frac{\partial \tilde{h}_u}{\partial x_i} \right] = \frac{\bar{\rho}}{\bar{\rho}_u} \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} - \frac{\bar{\rho}}{\bar{\rho}_u} \frac{D \bar{\rho} \tilde{K}}{Dt} \quad (4)$$

donde $\bar{\rho}$ es la densidad del fluido, \tilde{u}_i es la i -ésima componente de la velocidad del flujo, \bar{p} es la presión, \tilde{h}_t es la entalpía específica total, \tilde{h}_u es la entalpía específica para el gas sin quemar, \tilde{k} es la energía cinética turbulenta, $\tilde{K} = \frac{1}{2} \tilde{u}_i \tilde{u}_i$ es la energía cinética del flujo medio, $\bar{\mu}$ es la viscosidad dinámica del fluido, $\bar{\lambda}$ es la conductividad térmica del fluido, $c_{p,u}$ es el calor específico a presión constante del gas sin quemar, $\bar{\mu}_t$ es la viscosidad dinámica turbulenta, $\bar{\alpha}_t$ la difusividad térmica turbulenta y δ_{ij} es el tensor delta de Kronecker. La turbulencia se modela en el presente trabajo mediante el modelo k -epsilon estándar, cuyas ecuaciones pueden hallarse, por ejemplo, en [4]. El gas se asume como ideal.

Se supone también que la reacción química consiste en una ecuación de un único paso e irreversible y que el número de Lewis, el cual relaciona las difusividades térmica y de masa, es unitario. Bajo estas circunstancias, una variable de progreso \tilde{c} de la combustión es suficiente para indicar el grado de avance de la reacción [1]. En la implementación realizada se consideró una ecuación de transporte para la variable de regreso $\tilde{b} = 1 - \tilde{c}$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{b}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{b}) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_b} \frac{\partial \tilde{b}}{\partial x_i} \right) = -\bar{\rho} s_L \Sigma \quad (5)$$

donde $\nu_t = \bar{\mu}_t / \bar{\rho}$ es la viscosidad cinemática turbulenta, σ_b es el número de Schmidt turbulento para \tilde{b} , s_L es la velocidad de llama laminar y Σ representa la FSD. En este trabajo la propuesta es resolver una ecuación de transporte para la FSD. Esta ecuación se puede escribir en forma genérica del siguiente modo [1]:

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\tilde{u}_i \Sigma) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\nu_t}{\sigma_\Sigma} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_i} \right) + \kappa_m \Sigma + \kappa_t \Sigma - D \quad (6)$$

donde κ_m y κ_t representan la tasa de deformación actuando sobre la superficie de la llama inducidas por el flujo medio y las fluctuaciones turbulentas, respectivamente, D es un término de destrucción de la FSD, y σ_Σ es el número de Schmidt turbulento para Σ . La ecuación (6) representa la forma general para todos los modelos implementados, diferenciándose los mismos en el modo propuesto para los términos fuente de dicha ecuación. La Tabla 1 presenta las expresiones de estos términos para los distintos modelos implementados.

Tabla 1. Términos fuente propuestos en los distintos modelos para la ecuación de transporte de la FSD.

Modelo	$\kappa_m \Sigma$	$\kappa_t \Sigma$	D	Referencia
CPB	$A_{ik} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \Sigma$	$\alpha_0 \alpha \sqrt{\frac{\bar{\varepsilon}}{\nu}} \Sigma$	$\beta_0 s_L \alpha^{2 + \exp(-aR)} \Sigma^2$ $R = \frac{b \bar{\varepsilon}}{s_L k \Sigma}$	Cant et al. [5]
CFM1	$A_{ik} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \Sigma$	$\alpha_0 \frac{\bar{\varepsilon}}{k} \Sigma$	$\beta_0 \frac{s_L + c \sqrt{k}}{b} \Sigma^2$	Duclos et al. [6]
CFM2a	$A_{ik} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \Sigma$	$\alpha_0 \Gamma_{\bar{K}} \frac{\bar{\varepsilon}}{k} \Sigma$	$\beta_0 \frac{s_L + c \sqrt{k}}{b} \Sigma^2$	Duclos et al. [6]
CFM2b	$A_{ik} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \Sigma$	$\alpha_0 \Gamma_{\bar{K}} \frac{\bar{\varepsilon}}{k} \Sigma$	$\beta_0 \frac{s_L + c \sqrt{k}}{b(1-b)} \Sigma^2$	Duclos et al. [6]
CFM3	$A_{ik} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_i} \Sigma$	$\alpha_0 \Gamma_{\bar{K}} \frac{\bar{\varepsilon}}{k} \Sigma$	$\beta_0 s_L \frac{b' - \bar{b}}{b(1-b)} \Sigma^2 + s_L \nabla^2 \bar{b}$	Veynante et al. [7]
CD	0	$\alpha_0 \frac{\bar{\varepsilon}}{k} \Sigma$ si $\kappa_t \leq \alpha_0 K_c \frac{s_L}{\delta_t}$	$\beta_0 \frac{s_L \bar{\rho}_u}{b \bar{\rho}} \Sigma^2$	Cheng y Diringer [8]
CH1	0	$\alpha_0 \sqrt{\frac{\bar{\varepsilon}}{15\nu}} \Sigma$	$\beta_0 \frac{s_L}{b(1-b)} \Sigma^2$	Choi y Huh [9]
CH2	0	$\alpha_0 \frac{u}{l_{te}} \Sigma$	$\beta_0 \frac{s_L}{b(1-b)} \Sigma^2$	Choi y Huh [9]

En las expresiones presentadas en la Tabla 1, α_0 , β_0 , a , C , b^* y l_{tc} son constantes de ajuste para los distintos modelos, $\bar{\varepsilon}$ es la disipación de energía cinética turbulenta, $\bar{\nu}$ es la viscosidad cinemática del fluido, $\bar{\rho}_u$ es la densidad del gas sin quemar y $u' \approx \sqrt{\bar{k}}$ es la velocidad turbulenta RMS (*Root-Mean Squared*). Además,

- $A_{ij} = \delta_{ij} - \langle n_i n_j \rangle_s$, siendo n_i la i -ésima componente del versor normal a la superficie del frente de llama y $\langle \cdot \rangle_s$ el operador de promediado a lo largo de la superficie de la llama. El tensor A_{ij} se modela como $A_{ij} = \delta_{ij} - (M_i M_j + 1/3 \delta_{ij} \alpha)$, donde $M_i = \langle n_i \rangle_s = \frac{1}{\Sigma} \frac{\partial \bar{b}}{\partial x_i}$ y $\alpha = 1 - M_i M_i$ es el denominado factor de orientación.
- $\Gamma_{\bar{K}}$ es la función de eficiencia del modelo ITNFS (*Intermittent Turbulent Net Flame Stretch*) que incluye la posibilidad de *quenching* que podría presentarse en el caso de una elevada tasa de *stretch*, dada por la expresión [10]

$$\Gamma_{\bar{K}} = \Gamma_K - \frac{3}{2} \left(\frac{l_t}{\delta_L^0} \right) \left(\frac{u'}{s_L^0} \right)^{-1} \ln \left(\frac{1}{1 - P_q} \right) \quad (7)$$

donde

$$\log_{10}(\Gamma_K) = - \frac{\exp[-(s + 0.4)]}{s + 0.4} + \{1 - \exp[-(s + 0.4)]\}(\sigma_1 s - 0.11) \quad (8)$$

siendo $s = \log_{10} \left(\frac{l_t}{\delta_L^0} \right)$, $\sigma_1 = \frac{2}{3} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \exp \left[- \left(\frac{u'}{\delta_L^0} \right)^{1/3} \right] \right\}$, $P_q = \frac{1}{2} [1 + \tanh(\text{sign}[x]x^2)]$, $x = \frac{\log_{10} \left(\frac{u'}{s_L^0} \right) - g}{0.04 s}$, $g = \left(0.7 + \frac{1}{s} \right) e^{-s} + (1 - e^{-s})(1 + 0.36 s)$. l_t es la escala de longitud integral y δ_L^0 es el espesor de llama laminar, el cual se calcula de manera aproximada mediante el *blint tickness* δ_L^b [1]

$$\delta_L^0 \cong \delta_L^b = 2 \frac{\alpha_u}{s_L} \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{0.7} \quad (9)$$

donde α_u es la difusividad térmica del gas sin quemar, y T_1 y T_2 son las temperaturas del gas sin quemar y quemado, respectivamente.

El encendido se resuelve aplicando un modelo muy simplificado, el cual supone que la fase de ignición es muy rápida, permitiendo así imponer un valor inicial predefinido para el núcleo de la llama dado por la expresión [9]

$$(\bar{\rho}\Sigma)_c = \bar{\rho}_u \frac{4\pi r_0^2}{V_c} \quad (10)$$

donde el subíndice c indica valor en la celda, en este caso la celda donde se verifica la ignición, V_c el volumen de la celda y r_0 el radio inicial de la llama. La ecuación (10) indica el modo de inicializar el campo Σ .

3. Esquema numérico

La implementación del nuevo *solver* y librería de modelos en OpenFOAM® fue realizada sobre la base del esquema PIMPLE, el cual es uno de los que se utilizan en este software para resolver flujos compresibles transientes. El procedimiento PIMPLE es una combinación de los esquemas SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* [11]) y PISO (*Pressure-Implicit with Splitting Operators* [12]), permitiendo una resolución disgregada de las ecuaciones dentro de un proceso iterativo para acoplar los campos de flujo. El algoritmo PISO es un método predictor-corrector que itera, en cada paso de tiempo, una cantidad fija de veces a través de las ecuaciones realizando una iteración externa (predictor de momento) y dos o más iteraciones internas para el corrector presión/velocidad. Tanto el predictor de momento como el paso corrector de la presión dan lugar a un sistema de ecuaciones lineales que resulta de la discretización de las correspondientes ecuaciones diferenciales, mientras que el paso corrector para la velocidad es explícito. El algoritmo PIMPLE, en comparación con el PISO, permite utilizar un mayor número de iteraciones externas con factores de sub-relajación para cada paso de tiempo, lo cual lo torna similar al esquema SIMPLE. Las ecuaciones para el modelo de turbulencia se resuelven luego del paso corrector, dado que el acoplamiento entre estos campos no es tan fuerte como el de presión/velocidad.

Las ecuaciones que deben adicionarse al *solver* compresible son las correspondientes a la variable de regreso de la combustión y a la FSD. Estas dos ecuaciones se resuelven en forma desacoplada luego del paso predictor de momento y antes del paso corrector. Dado que la

variable Σ interviene en el término fuente de la ecuación para \tilde{b} , se resuelve primero la ecuación para la FSD. La discretización de ambas ecuaciones da lugar a un sistema de ecuaciones con matriz rala. Estas ecuaciones se resuelven por cada paso de tiempo tantas veces como número de iteraciones externas hayan sido estipuladas por el usuario.

4. Resultados

4.1. Bomba de combustión cúbica

Este primer caso se plantea a fin de evaluar la implementación realizada de los distintos modelos de combustión, habiéndose tomado la propuesta del trabajo de Choi y Huh [9]. El problema consiste en una bomba de combustión cúbica de 12 cm de lado con el encendido ubicado en el centro del cubo. El gas se compone de una mezcla estequiométrica propano-aire. Inicialmente el fluido se encuentra en reposo a una presión de 1 atm y una temperatura de 355.77 K, y los campos de energía cinética turbulenta y disipación de energía cinética turbulenta son uniformes. Además, se asume que la turbulencia permanece congelada. Para el encendido, se asume un radio inicial de la llama $r_0 = 0.5$ mm. Los números de Schmidt turbulentos para las ecuaciones de \tilde{b} y Σ se suponen unitarios.

El caso fue estudiado experimentalmente por Checkel y Thomas [13], quienes definieron el siguiente criterio para hallar la velocidad de quemado turbulenta (s_T):

$$\frac{s_T}{s_L} = \frac{(dp/dt)_{turbulento}}{(dp/dt)_{laminar}} \quad (11)$$

donde dp/dt es la derivada de la curva de presión respecto al tiempo y se evalúa en el instante en el cual la presión dentro de la bomba alcanza un valor de 2.2 veces la presión inicial. Bradley et al.[14] determinaron la siguiente correlación para s_T como una función de los números de Karlovitz (K) y de Lewis (Le)

$$\frac{s_T}{u'} = 0.88(KLe)^{-0.3} \quad (12)$$

El número de Karlovitz se calcula en este trabajo siguiendo la propuesta de Abdel-Gayed et al. [15]

$$K = 0.145 \left(\frac{u'}{s_L} \right)^2 Re_T^{-0.5} \quad (13)$$

donde $Re_T = u' l_t / \bar{\nu}$ es el número de Reynolds turbulento. El número de Lewis es unitario. La velocidad de quemado laminar se calcula utilizando la correlación propuesta por Metghalchi y Keck [16]

$$s_L = s_L^0 \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^a \left(\frac{p_u}{p_0} \right)^b \quad (14)$$

donde $a = 2.18 - 0.8(\phi - 1)$, $b = -0.16 + 0.22(\phi - 1)$, $s_L^0 = 0.342 - 1.387(\phi - 1.08)^2$, $T_0 = 298 K$, $p_0 = 1 atm$ y ϕ es la relación de equivalencia. La viscosidad dinámica del gas se corrige siguiendo la expresión de Sutherland $\mu(T) = A_s T^{3/2} / (T + T_s)$, donde $A_s = 1.8226 \times 10^{-6} Pa \cdot s / K^{0.5}$ y $T_s = 170.672 K$.

Las constantes de los distintos modelos se ajustaron a la correlación (12) para la condición $u' = 2.45 m/s$, $l_t = 6.3 mm$ y $KLe = 0.14$, obteniéndose los valores incluidos en la Tabla 2. Una vez establecidos estos valores para las constantes, se mantuvieron inalterados para el resto de las condiciones simuladas.

Tabla 2. Constantes de ajuste halladas para los distintos modelos para la condición $u' = 2.45 m/s$, $l_t = 6.3 mm$ y $KLe = 0.14$ en el caso de la bomba de combustión cúbica

Modelo	α_0	β_0	a	C	b^*	l_{tc}
CPB	0.3463	1.000	10.0	-	-	-
CFM1	12.1000	0.180	-	0.5	-	-
CFM2a	5.6000	0.275	-	0.5	-	-
CFM2b	10.2000	0.100	-	0.5	-	-
CFM3	3.2500	0.500	-	-	0.5	-
CD	11.7750	0.600	-	-	-	-
CH1	1.2000	0.100	-	-	-	-
CH2	1.2100	0.100	-	-	-	1.635 mm

El objetivo del presente caso es calcular la velocidad de quemado turbulenta empleando el criterio dado por la ecuación (11). Para tal fin resulta necesario conocer el valor de $(dp/dt)_{laminar}$ cuando la presión dentro de la bomba alcanza las $2.2 atm$ en condiciones de quemado laminar. Este valor fue estimado del siguiente modo. Tomando el primer modelo de Choi y Huh (modelo CH1), se resolvió el caso utilizando las constantes sugeridas originalmente por los autores, determinándose $(dp/dt)_{turbulento}$ cuando $p = 2.2 atm$. Con este valor y la correlación (12) se obtuvo una estimación de $(dp/dt)_{laminar}$ que fue la utilizada para el resto de los casos.

Para todas las simulaciones se utilizó una malla homogénea de 21 celdas en cada lado del dominio. Se impone como condición de contorno para todas las variables la condición de gradiente nulo sobre la pared de la cámara, excepto para la velocidad, para la cual se asume la condición de no-deslizamiento.

El primero de los casos resueltos consiste en calcular s_T en función de u' para los distintos modelos manteniendo $KLe = 0.14$ constante. Por lo tanto, la única condición inicial que varía es el valor de la energía cinética turbulenta. La Figura 1 presenta los resultados obtenidos. La curva en línea continua, la cual se referencia en la figura como "Exp.", representa la correlación dada por la ecuación (12) y, para el caso analizado, la misma es una recta. Con diferente grado de acuerdo, con los modelos CH1, CH2, CPB, CFM2a, CFM2b y CFM3 se obtiene un incremento de la velocidad de quemado turbulenta cuando u' aumenta, lo cual no ocurre para los modelos CD y CFM1. En estos dos últimos casos, se aplica el análisis que hacen Choi y Huh [9] del modelo CD. Tanto para el modelo CD como para el CFM1 el término de producción κ_t es proporcional a $1/\tau_t$ (en ambas propuestas

τ_t es proporcional a $\tilde{k}/\tilde{\varepsilon}$, mientras que el número de Karlovitz es proporcional a $u'/\sqrt{\tau_t}$ (véase la ecuación (13)). Entonces, un incremento (disminución) de u' implicaría que τ_t también se incremente (disminuya) para mantener constante K , produciendo así una disminución (aumento) en el término de producción de FSD y disminuyendo (aumentando) por lo tanto la velocidad de quemado turbulenta. Los modelos CFM2a, CFM2b y CFM3 poseen en este término de producción la modulación de la función de eficiencia $\Gamma_{\bar{K}}$ que revierte el comportamiento referido. Para $u'/s_L = 2$ los modelos CFM2a, CFM2b y CFM3 presentaron una tasa de quemado muy baja, no pudiéndose alcanzar un valor de presión de 2.2 veces la presión inicial para tiempos de simulación "razonables" (del orden de 4 veces el tiempo empleado por los otros modelos para el mismo valor de u'/s_L).

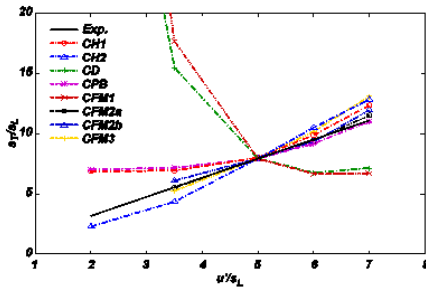


Figura 1. Velocidad de quemado turbulenta en función u' para $KLe = 0.14$ en una bomba de combustión cúbica con el encendido en el centro. La referencia "Exp." corresponde a la correlación propuesta por Bradley et al., dada por la ecuación (12).

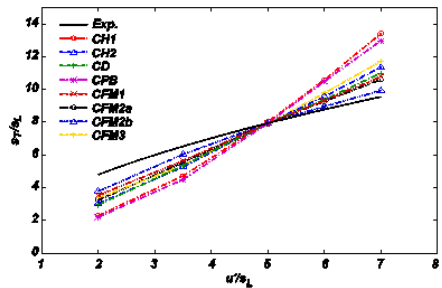


Figura 2. Velocidad de quemado turbulenta en función u' para $l_t = 6.33 \text{ mm}$ en una bomba de combustión cúbica con el encendido en el centro. La referencia "Exp." corresponde a la correlación propuesta por Bradley et al., dada por la ecuación (12).

El segundo caso consiste en calcular s_T/s_L en función de u'/s_L manteniendo constante la escala de longitud integral en el valor de ajuste de 6.33 mm . Bajo estas condiciones, los valores iniciales para \tilde{k} y $\tilde{\varepsilon}$ varían con el valor que adopte la variable u'/s_L . Los resultados obtenidos se presentan en la Figura 2, donde también se grafica el valor de la correlación (12) calculando el número de Karlovitz mediante la ecuación (13). Los modelos CD, CFM1 y CFM2a presentan un aumento lineal de la velocidad de quemado turbulenta con el aumento de u' . Los restantes modelos se alejan de este comportamiento lineal, aunque los modelos CH1, CH2, CPB y CFM3 presentan una curvatura inversa a la que presenta la correlación de Bradley et al. [14] El modelo que mejor ajusta los datos experimentales y el comportamiento de la velocidad de quemado turbulenta en este caso es el CFM2b.

El último de los casos analizados consiste en determinar la velocidad de quemado turbulenta al variar la escala de longitud integral manteniendo constante u' . Dado que u' se mantiene constante, sólo se modifica el valor inicial de $\tilde{\varepsilon}$ para cada l_t utilizada. La Figura 3 ilustra los resultados obtenidos, incluyendo también la correlación experimental dada por la ecuación (12). Como puede observarse, de acuerdo con esta correlación la velocidad

de quemado turbulenta se incrementa con el aumento de la escala de longitud integral. Esta tendencia la presentan los modelos CH2, CFM2a, CFM2b y CFM3; mientras que los restantes modelos poseen el comportamiento opuesto. Se observa que el mejor ajuste en este caso se presenta para el modelo CH2. Para este problema tampoco se pudieron obtener resultados de los modelos CFM2a, CFM2b y CFM3 cuando $l_t/\delta_L^0 = 10$.

4.2. Motor de combustión interna con cámara tipo *pent-roof*

La segunda aplicación que se realiza de la librería desarrollada consiste en la simulación del proceso de combustión dentro de la cámara de un motor de combustión interna. Como caso particular se tomó el tutorial denominado *kivaTest* de la distribución oficial de OpenFOAM®, el cual consiste en la simulación de la carrera de compresión, combustión y parte de la expansión en un motor con cámara de combustión del tipo *pent-roof* de cuatro válvulas. El cilindro del motor posee un diámetro de 92 mm , la carrera del pistón es de 84.23 mm , el largo de la biela es de 147 mm y se asume que el motor gira a 1000 rpm . La Figura 4 muestra una vista de la geometría del cilindro indicando además el punto donde se inicia la combustión. La ignición se produce 15° aPMS (antes del Punto Muerto Superior), utilizándose el mismo radio inicial que en el caso de la bomba de combustión. La simulación comienza con el pistón en el PMI (PM Inferior), correspondiendo al ángulo de cigüeñal $\theta = -180^\circ$ y se realiza en dos etapas: la primera desde $\theta = -180^\circ$ hasta $\theta = -15^\circ$, donde no hay combustión, y luego la segunda con cálculo de combustión, que se extiende hasta $\theta = 60^\circ$. Inicialmente se tiene dentro del cilindro una mezcla estequiométrica de aire e iso-octano vaporizado perfectamente mezclados, a una presión de $1 \times 10^5\text{ Pa}$ y una temperatura de 373 K . Debido a que no se simula el proceso de admisión, el campo de flujo se inicializa con un perfil de *swirl* sintético. Las variables del modelo de turbulencia se inicializan con los siguientes valores: $\tilde{\kappa} = 4\text{ m}^2/\text{s}^2$, $\tilde{\varepsilon} = 450\text{ m}^2/\text{s}^3$.

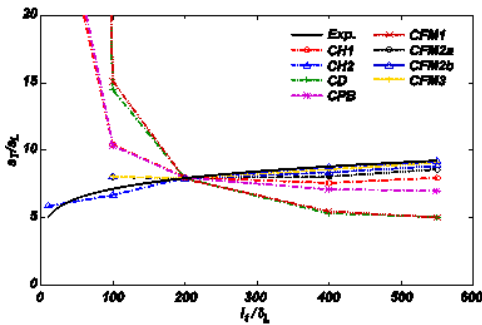


Figura 3. Velocidad de quemado turbulenta en función l_t para $u' = 2.45\text{ m/s}$ en una bomba de combustión cúbica con el encendido en el centro. La referencia "Exp." corresponde a la correlación propuesta por Bradley et al., dada por la ecuación (12).

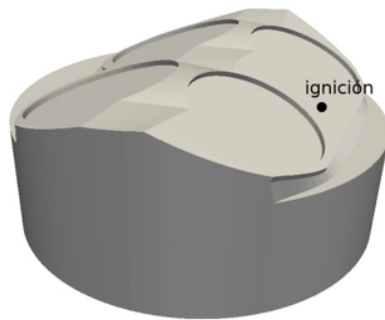


Figura 4. Vista del dominio para el caso del motor de combustión interna alternativo con cámara tipo *pent-roof*.

La malla utilizada posee 27544 celdas, cantidad que permanece constante a lo largo de toda la simulación. Sólo las celdas comprendidas entre el plano superior de la cabeza del pistón y el plano inferior de la tapa de cilindros se deforman debido al movimiento del pistón. Dicha deformación se calcula de manera proporcional a la distancia entre el pistón y la tapa de cilindros. En cuanto a las condiciones de contorno, se imponen leyes de pared para la velocidad, \tilde{k} y $\tilde{\varepsilon}$. En particular se impone gradiente normal nulo para \tilde{k} y la disipación de energía cinética turbulenta se calcula como $\tilde{\varepsilon} = C_{\mu}^{0.75} \tilde{k}^{1.5} / \kappa d$ [4], donde $C_{\mu} = 0.09$ es una constante del modelo k-epsilon, κ es la constante de von Karman y d es la distancia del punto de evaluación a la pared. Para las variables \tilde{p} , \tilde{b} y Σ se impone la condición de gradiente nulo en la dirección normal a la pared. Finalmente, la temperatura se impone sobre las paredes con los valores 433 K sobre la cabeza del pistón, 373 K sobre la camisa y 383 K sobre el cielo de la tapa de cilindros. Para este problema, la velocidad de llama laminar se calcula recurriendo a la correlación propuesta por Gülder^[17].

Se comenzó utilizando el modelo CH2, que fue uno de los que tuvo mejor desempeño en el caso de la bomba de combustión. Los restantes modelos ensayados son: CH1, CFM1 y CFM2a. Estos modelos fueron adoptados como representativos del modo en que se modela el término de producción en la ecuación de transporte para la FSD (véase la Tabla 1). La Figura 5 presenta los valores de la presión media dentro del cilindro en función del ángulo del cigüeñal a partir de que comienza la combustión y hasta la finalización de la simulación para los cuatro modelos considerados. La Figura 6 muestra la temperatura media del gas. Los resultados promedio presentados en estas figuras no muestran indicios de problemas dado que los valores obtenidos podrían representar valores encontrados en el motor considerado. Sin embargo, se detectaron problemas para algunos de los modelos cuando se observa la posición del frente de llama (representado por la iso-superficie $\tilde{b} = 0.5$) dentro de la cámara. Por ejemplo, la Figura 7 (izq.) muestra la posición calculada del frente de llama para un 10 % de progreso de la combustión cuando se considera el modelo CH1. La misma figura muestra, además, la distribución del campo Σ sobre un plano distante 6 mm del eje del cilindro. Como puede observarse, además de la llama iniciada con el encendido que representa la bujía, con este modelo se genera un frente de llama sobre la cabeza del pistón, lo cual no es físicamente realista (de hecho, la región de la pared es una zona de extinción para la llama). El frente de llama "espurio" que se genera sobre la cabeza del pistón se debe a la distribución de los campos $\tilde{\varepsilon}$ y Σ , y la forma propuesta por el modelo para el término de producción en la ecuación de la FSD. En la zona cercana a la cabeza del pistón $\tilde{\varepsilon}$ presenta valores relativamente elevados y, a su vez, el transporte de Σ produce valores no nulos sobre la cabeza del pistón por debajo del frente de llama iniciado en el proceso de ignición que, al ser multiplicados por $\sqrt{\tilde{\varepsilon}}$, provocan que el término de producción sea elevado en dicha zona, originando así la llama "ficticia". Una modificación al modelo CH1 es el CH2, donde se propone otra expresión para el término de producción de FSD que no depende de $\tilde{\varepsilon}$. La Figura 7 (der.) muestra la posición del frente de llama y la distribución de Σ sobre un plano para el mismo porcentaje de progreso de la combustión considerado anteriormente. Se observa que en este caso sólo se genera un frente de llama (en la ignición) que se propaga de acuerdo a un modo que podría ser físicamente posible.

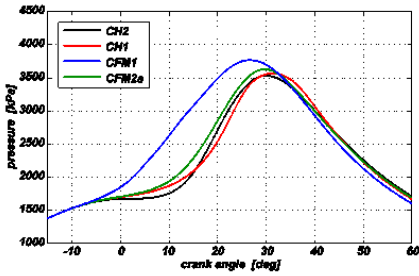


Figura 5. Presión media dentro del cilindro durante la combustión.

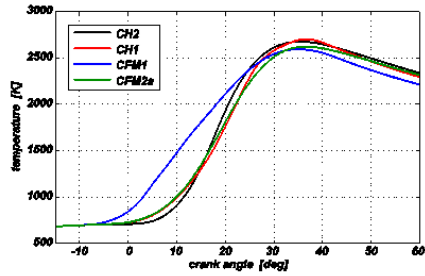


Figura 6. Temperatura media dentro del cilindro durante la combustión.

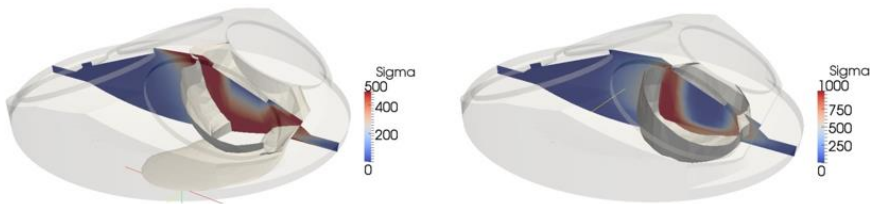


Figura 7. Distribución de Σ en [1/m] en un plano cercano al eje del cilindro e iso-superficie $\bar{b} = 0.5$, para un 10 % combustionado. Izq.: modelo CH1 ($\theta = 5^\circ$), der.: modelo CH2 ($\theta = 10^\circ$).

Otro de los modelos considerados y que muestra deficiencias similares al modelo CH1 es el modelo CFM1, donde ahora el término de producción de Σ es proporcional a $\tilde{\epsilon} / \bar{k}$. En la Figura 8 (izq.) se muestra la posición del frente de llama para distintos avances de la combustión. Nuevamente se observa la generación de un frente de llama en la zona cercana a la cabeza del pistón que, incluso, pareciera predominar sobre el frente de llama iniciado en la ignición. Las razones que explican este comportamiento se atribuyen a las mismas esgrimidas en el caso del modelo CH1, consistentes en el elevado valor de $\tilde{\epsilon}$ sobre la cabeza del pistón y el hecho de que Σ no sea nulo sobre dicha superficie. Este mismo comportamiento lo presenta el modelo CD, cuyo término de producción de Σ es el mismo que en el caso del modelo CFM1 y fue observado en otros estudios sobre el tema, como por ejemplo en [18]. Introduciendo la función de eficiencia $\Gamma_{\bar{k}}$ del modelo ITNFS en el término de producción de Σ es posible solucionar los problemas que muestra el modelo CFM1. Por ejemplo, el modelo CFM2a permite calcular resultados más realistas, como se observa en la Figura 8 (der.).

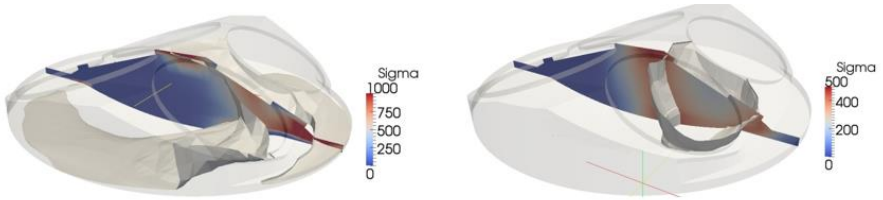


Figura 8. Distribución de Σ en [1/m] en un plano cercano al eje del cilindro e iso-superficie $\tilde{b} = 0.5$, para un 10 % combustionado. Izq.: modelo CFM1 ($\theta = 2^\circ$), der.: modelo CFM2a ($\theta = 8^\circ$).

5. Conclusiones

Se presentaron resultados obtenidos de la implementación de una librería de modelos de combustión turbulenta premezclada en la suite OpenFOAM®. En particular se utiliza el modelo ECFM, el cual se basa en considerar al frente de llama como una colección de *flamelets* que son distorsionados por el flujo turbulento. Se consideró una ecuación de transporte para la FSD, donde los distintos modelos se diferencian en la forma propuesta para los términos fuente de la misma. La librería fue aplicada a la resolución de la combustión dentro de una bomba de combustión cúbica y un caso de un motor de combustión interna con cámara tipo *pent-roof*. En ambos casos, los modelos que presentaron un mejor desempeño fueron aquellos en los que el término de producción de FSD no es proporcional a una potencia de $\tilde{\epsilon}$ o, si lo es, su efecto está modulado por la función de eficiencia del modelo ITNFS. En el caso del motor de combustión interna se mostró además que no es suficiente considerar los valores medios de las variables dentro del cilindro en función del ángulo del cigüeñal, dado que aún obteniendo valores plausibles de estas variables, algunos de los modelos presentaron la formación de frentes de llama "ficticios". Como trabajos a futuro se proponen una validación más exhaustiva de la librería en casos de motores de combustión interna, incluyendo la comparación con resultados experimentales, la implementación de modelos de ignición más elaborados y de *quenching* con las paredes de la cámara.

6. Referencias

- [1] Poinso, Thierry, Veynante, Denis, "Theoretical and Numerical Combustion", Third Edition, Poinso T. and Veynante D., 2012.
- [2] "OpenFOAM®: Open Field Operation and Manipulation CFD Toolbox", 2004-2016, <http://www.opencfd.co.uk/openfoam/>
- [3] Weller, H.G., "The development of a new flame area combustion model using conditional average", Thermo-Fluids Section Report TF/9307, Department of Mechanical Engineering, Imperial College of Science Technology and Medicine, 1993.
- [4] Wilcox, David C., "Turbulence Modeling for CFD", 2nd edition, D C W Industries, 2002.
- [5] Cant, R.S., Pope, B., Bray, K.N.C., "Modelling of flamelet surface-to-volume ratio in turbulent premixed combustion", Twenty-Third Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute, 809-815, 1990.

- [6] Duclos, J.M., Veynante, D., Poinso, T., "A comparison of flamelet models for premixed turbulent combustion", *Combustion and Flame*, 95:101-117, 1993.
- [7] Veynante, D., Piana, J., Duclos, J.M., Martel, C., "Experimental analysis of flame surface density models for premixed turbulent combustion", *Twenty-Sixth Symposium (International) on Combustion/The Combustion Institute*, 413-420, 1996.
- [8] Cheng, Wai K., Diringer, Joachim A., "Numerical modelling of SI engine combustion with a flame sheet model", *SAE Technical Paper 910268*, 1991.
- [9] Choi, Chang R., Huh, Kang Y., "Development of a coherent flamelet model for a spark-ignited turbulent premixed flame in a closed vessel", *Combustion and Flame*, 114:336-348, 1998.
- [10] Meneveau, C., Poinso, T., "Stretching and quenching of flamelets in premixed turbulent combustion", *Combustion and Flame*, 86:311-332, 1991.
- [11] Patankar, Suhas V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Taylor & Francis, 1980.
- [12] Versteeg, H., Malalasekera, W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method", 2nd edition, Ed. Pearson, 2007.
- [13] Checkel, M.D., Thomas, A., "Turbulent combustion of premixed flames in closed vessels", *Combustion and Flame*, 96:351-370, 1994.
- [14] Bradley, D., Lau, A.K.C., Lawes, M., "Flame stretch rate as a determinant of turbulent burning velocity", *Philosophical Transactions of the Royal Society A*, 338:359-387, 1992.
- [15] Abdel-Gayed, R.D., Bradley, D., Lawes, M., "Turbulent burning velocities: a general correlation in terms of straining rates", *Proceedings of the Royal Society A*, 414:389-413, 1987.
- [16] Metghalchi, Mohamad, Keck, James C., "Burning velocities of mixtures of air with methanol, isooctane, and indolene at high pressure and temperature", *Combustion and Flame*, 48:191-210, 1982.
- [17] Gülder, Ö., "Correlations of laminar combustion data for alternative S.I. engine fuels", *SAE Technical Paper N° 841000*, 1984.
- [18] Angelberger, C., Poinso, T., Delhay, B., "Improving near-wall combustion and wall heat transfer modeling in SI engine computations", *SAE Technical Paper N° 972881*, 1997.

CUANTIFICACIÓN Y CALIFICACIÓN DE LA ENERGÍA TÉRMICA DISPONIBLE EN UN MOTOR DIESEL DE PROPULSIÓN FERROVIARIA, PARA SU RECUPERACIÓN, MEDIANTE LA APLICACIÓN DE CICLOS RANKINE ORGÁNICOS

**Ing. Maenza, Luis Eduardo¹; Ing. Valea, Juan Francisco²; Ing. Oga, Juan Jose³;
Ing. Vernière, Pablo Raúl⁴; Ing. Cantarelli, Marcio Walter⁵;
Ing. Donati, Julio Guido⁶; Bec. Baratçabal, Agustín Nicolás⁷**

1-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

luis.maenza@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

2-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

francisco.valea@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

3-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

juanjose.oga@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

4-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

pablo.verniere@uns.edu.ar - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

5-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

marcio.cantarelli@uns.edu.ar

6-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

juliogdonati@hotmail.com - Instituto Universitario Naval, ESOA, Puerto Belgrano.

7-Universidad Nacional del Sur, Av. Alem 1253, Bahía Blanca, Argentina.

abaratcabal@gmail.com

Palabras clave: ORC, Locomotora, Eficiencia Energética, Diesel, Recuperación

Resumen

El objetivo del trabajo es calificar y cuantificar la energía térmica recuperable en un motor Diesel de propulsión ferroviaria marca General Motors 12-645 C mediante la utilización de ciclos Rankine orgánicos, para lo cual se relevaron parámetros reales de funcionamiento del mismo, y en función de la información disponible, se desarrolló una metodología para evaluar la energía recuperable, tanto cuantitativa como cualitativamente.

Atendiendo a una posible futura implementación se trabajó sobre ciclos ORC básicos, por su relativa sencillez mecánica. En función del escenario de funcionamiento previsto y utilizando el calor que puede aportar el sistema de refrigeración del motor, se establecieron las temperaturas y magnitud de las fuentes fría y caliente. A modo de referencia se calcularon los rendimientos de Carnot y luego se resolvieron los ciclos propuestos utilizando el software SOLKANE, asignándole, a los parámetros de funcionamiento, valores lo más cercanos a la realidad en función de la información disponible.

Por otro se ha explorado la posibilidad de incorporar ciclos con sobrecalentamiento, utilizando para ello una parte del calor disponible en los gases de escape del motor con obvias mejoras en potencia obtenible como así también protegiendo al dispositivo expansor ante eventuales impactos líquidos.

Se obtuvieron valores de recuperación de energía relevantes en determinadas condiciones de operación del motor, lo que anima a proseguir el trabajo, por un lado ajustando la precisión de la información relevada, mediante una adecuación de la instrumentación de

monitoreo de funcionamiento del motor ferroviario y por otro extendiendo la aplicación a motores térmicos con otras aplicaciones.

Nomenclatura y abreviaturas

M CIA : motor de combustión interna alternativo

RPM : revoluciones por minuto

N_e : Potencia efectiva [kW]

C_e : Consumo específico de combustible [g/kW.h]

\dot{Q} : Flujo calórico extraído por el radiador [kW]

\dot{m} : Caudal másico del fluido refrigerante [kg/s]

C_p : Calor específico del fluido de refrigeración [J/g. K]

ΔT : Salto térmico del refrigerante entre entrada y salida del radiador [K]

η_c : Rendimiento de la máquina de Carnot

T_2 : Temperatura de fuente fría [K]

T_1 : Temperatura de fuente caliente [K]

N_c : Potencia erogada por la máquina de Carnot [kW]

f.f. : Fluido frigorífico

v : volumen específico [dm³/kg]

\dot{Q}_{sc} : Flujo calórico de sobre calentamiento [kW]

\dot{m}_{ff} : Caudal másico del fluido frigorífico [kg/s]

h_3 : Entalpía específica antes del sobre calentador [kJ/Kg]

h_3 : Entalpía específica luego del sobre calentador [kJ/Kg]

1. Introducción

La recuperación térmica de diversas fuentes de energía residual está cobrando un fuerte interés por parte de gobiernos e industrias.

Esta búsqueda de sistemas energéticos más eficientes, se orienta particularmente a los M CIA (fuentes muy numerosas de energía térmica residual [1]). El objetivo del presente es estudiar esta posibilidad de recuperación energética para un motor Diesel de propulsión ferroviaria, que puede extenderse a los propulsores de otros medios de transporte (marítimo, automotriz, etc).

Sólo una parte de la energía puesta en juego por la combustión se convierte en trabajo útil en el eje propulsor del M CIA. Un porcentaje muy importante de esa energía se disipa en los sistemas de gases de escape, de refrigeración y por radiación.

Para mejorar el balance energético pueden utilizarse Ciclos Rankine Orgánicos (ORC) a fin de recuperar parcialmente el calor evacuado a la atmósfera por los M CIA. Estos ciclos son similares al Ciclo Rankine tradicional, utilizado mayoritariamente para la generación de energía eléctrica, la diferencia más importante radica en el fluido de trabajo empleado que, en vez del agua, se utiliza un fluido frigorífico orgánico de bajo punto de evaporación; el cual permite recuperar calor, de bajo nivel térmico, para generar trabajo mecánico.

En los ORC más básicos, se transfiere ese calor al fluido de trabajo en un intercambiador que cumple el rol de un evaporador –figura 1a- (eventualmente podrá atravesar un sobre calentador –figura 1b-) Los fluidos orgánicos que se utilizan pasan del estado líquido a fase vapor a valores relativamente elevados de presión. Luego evolucionan en una máquina expansora, generando, de esta forma potencia mecánica. El ciclo se completa, condensando el fluido de trabajo y elevando su presión mediante una bomba hasta la presión de evaporación.

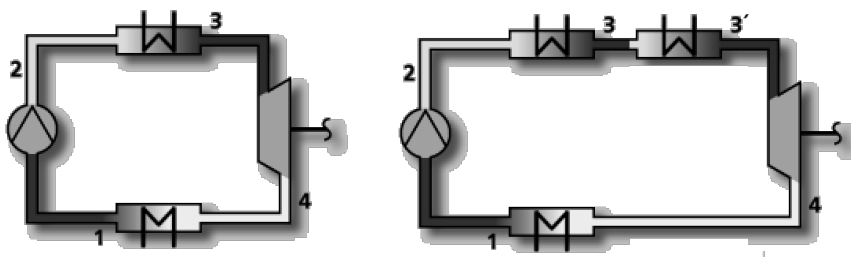


Figura 1. Esquema funcional del ciclo ORC (a) simple, (b) con sobre calentador.

2. Objetivo

El objetivo del presente trabajo es el de calcular en base a los diferentes parámetros de funcionamiento y bajo distintas condiciones de carga de un motor de propulsión ferroviaria, la energía térmica que cede al medio ambiente, para luego estimar la energía mecánica que podría obtenerse a partir de la misma.

3. Desarrollo

El estudio se basa en un motor ferroviario Diésel de dos tiempos, modelo 12-645 C de 12 cilindros en V, que desarrolla una potencia máxima de 963 kW (1310 CV) con admisión por lumbreras y escape por 4 válvulas a la cabeza. El aire de barrido de admisión es proporcionado por dos sopladores lobulares (tipo Roots) acoplados mecánicamente al motor, la inyección es directa y mecánica con una bomba-inyector en la cabeza de cada cilindro.

4. Descripción del sistema de refrigeración

Las bombas de refrigeración del motor (figura 2) pueden entregar un caudal máximo de 1800 dm³/min y son accionadas a una velocidad proporcional a la de giro de su propio cigüeñal. Como se aprecia en el siguiente esquema el fluido refrigerante, que es impulsado por las bombas, ingresa a las camisas del motor absorbiendo calor de los cilindros, luego se dirige a las culatas, y finalmente, egresa de las mismas, atravesando una serie de conductos que están en contacto con los gases de escape. Posteriormente, el refrigerante circula por el radiador donde disminuye su temperatura, intercambiando calor con el medio ambiente, y luego continúa hacia un depósito e intercambiador donde refrigera al aceite lubricante del motor. Finalmente, el fluido reingresa a las bombas de circulación para comenzar nuevamente su servicio.

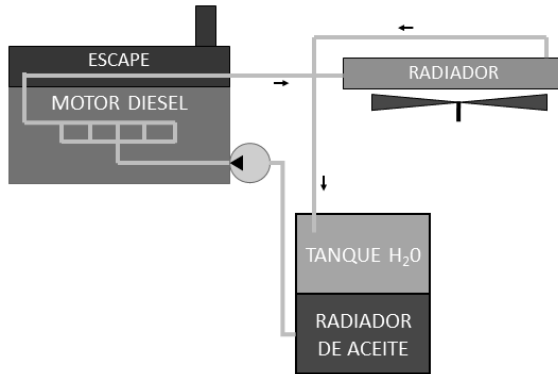


Figura 2. Esquema del circuito de refrigeración.

5. Obtención y análisis de los datos en banco de pruebas

Del ensayo en banco de pruebas de una de las máquinas en cuestión, con la disposición que muestra la figura 4, se obtuvieron los siguientes resultados (figura 3):

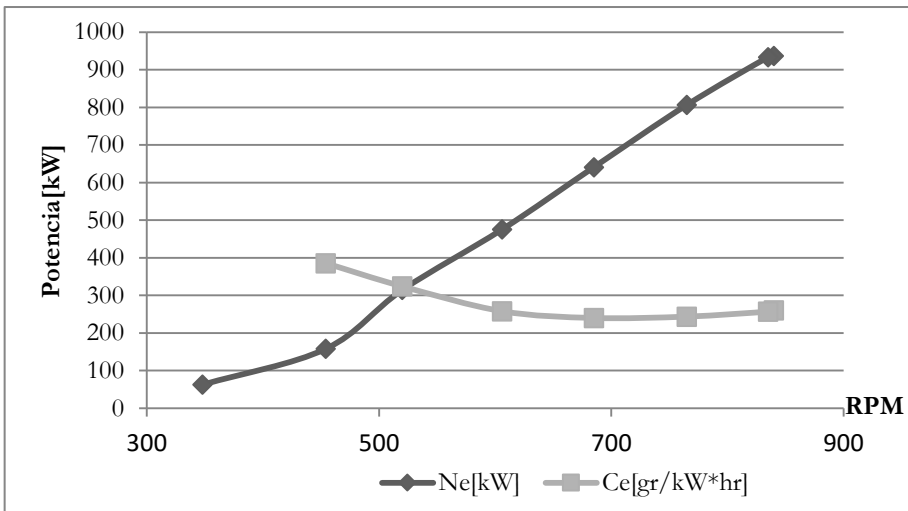


Figura 3. Gráfica de Ne y Ce en función RPM en función de RPM.

La potencia al freno tal como se indica en la tabla 1 es la declarada por la empresa ferroviaria y tiene en cuenta los accionamientos auxiliares del compresor, generador auxiliar, caja multiplicadora y ventilador, por lo que el cálculo de potencia basado en tensión y corriente debe afectarse por un coeficiente establecido por estas causas (ver figura 4)

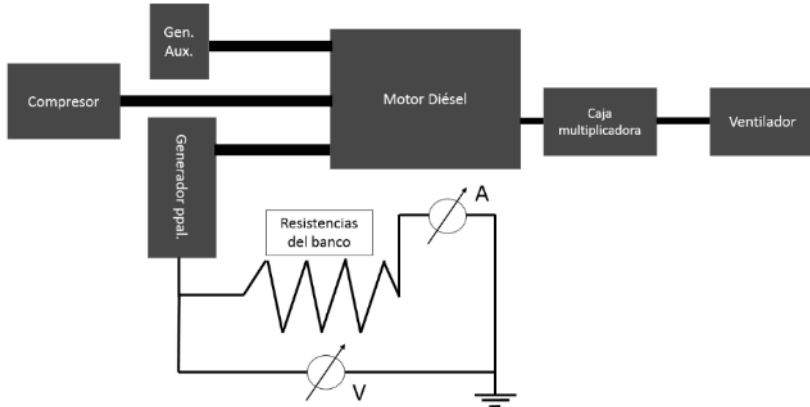


Figura 4. Diagrama de disposición de los equipos auxiliares y de medición de potencia eléctrica.

Con los valores relevados en el banco de ensayo y datos complementarios de funcionamiento se confeccionó la tabla 1:

Tabla 1. Parámetros de funcionamiento.

RPM	Potencia al freno [kW]	Caudal bombas [dm ³ /seg]	Temp. de líquido refrig. de entrada al radiador [°C]	Temp. de líquido refrig. a la salida del radiador [°C]	Temp. del recinto (Fuente Fria)	Flujo calórico extraído en el radiador [kW]
840	936	30,0	90	82	30	968
835	933	29,8	90	82	30	960
765	806	27,3	85	78	30	771
685	640	24,5	80	74	30	564
606	475	21,6	75	71	30	387
520	314	18,6	69	66	30	238
454	157	16,2	65	63	30	128
348	62	12,4	58	57	30	61

El flujo calórico extraído por el radiador, es calculado por la expresión (1):

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

Nota: si bien el líquido refrigerante que utiliza el motor no es estrictamente agua, con un margen de error mínimo se tomará su calor específico para el cálculo, debido a que en este tipo de motores la máxima concentración de aditivos anti corrosivos presentes nunca excede el 2 % en volumen [2]

A fin de calificar el desempeño de un ciclo Rankine orgánico, como el propuesto, para la recuperación parcial de energía térmica en un MCIA, se comparó su eficiencia con la de un ciclo de Carnot, trabajando con los mismos valores de temperaturas extremas, cuyos resultados se volcaron en la tabla 2, y se utilizaron las expresiones 2 y 3:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2)$$

$$N_c = \eta_c \cdot \dot{Q} \quad (3)$$

Se analizaron alternativas de implementación con diferentes configuraciones de ciclos ORC [3]. Lógicamente aquellas que alcanzan los mejores rendimientos son también las más complicadas y voluminosas, ya que requieren la duplicación de componentes (evaporadores, condensadores, etc). Considerando que eventualmente el equipo, debe instalarse en una locomotora de propulsión ferroviaria, se priorizaron:

- Compacidad y peso del equipamiento.
- Complejidad mecánica y requerimientos de mantenimiento.
- Costo inicial.

Consecuencia de lo enunciado se decide inicialmente trabajar sobre un ORC simple, priorizando su sencillez a expensas de su eficiencia. A tal fin, se calculó la potencia y el rendimiento que se puede obtener si se instala un ORC simple, sin regeneración, ni sobrecalentamiento, modificando el sistema de refrigeración del motor objeto de este estudio. Se propone que la sustracción de calor al líquido refrigerante del motor, por el sistema ORC, sea equivalente al efecto del radiador de refrigeración original, de acuerdo a un esquema como el de la figura 5.

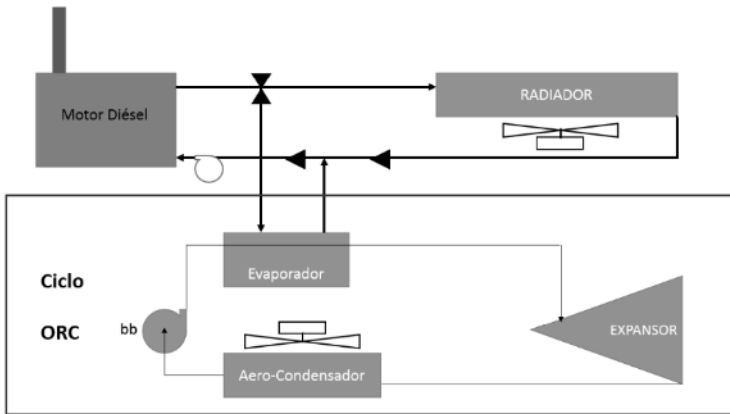


Figura 5. Ubicación esquemática del ORC dentro del sistema de refrigeración.

Cabe acotar que para la selección del fluido frigorífico nos basamos en los criterios utilizados por Apostol et. al. [3] y Venturino et. al. [4], que se basan fundamentalmente en un adecuado comportamiento termodinámico, un mínimo impacto ambiental y disponibilidad comercial, concluyendo que los f.f. más aptos para nuestro caso de estudio son R134a y R123.

Para conocer el comportamiento termodinámico del ORC (principalmente potencia erogada y rendimiento) se utilizó el programa SOLKANE® 8.0 que es una base de datos informatizada creada por la empresa SOLVAY específicamente para realizar cálculos de ciclos de refrigeración utilizando diferentes configuraciones y fluidos frigoríficos.

Ingresando los datos:

- Fluido de trabajo a utilizar.
- Temperatura del fluido frigorífico en el evaporador y en el condensador.
- Capacidad térmica.
- Rendimientos de los diferentes componentes del sistema ORC.

En SOLKANE® se obtuvieron los resultados que muestran los diagramas y se exponen en la tabla 2.

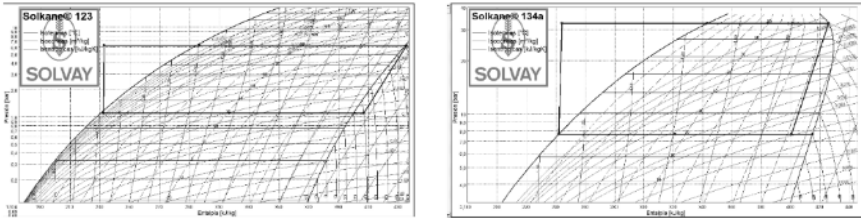


Figura 6. Gráfica en el plano P-h del ciclo ORC con R123 (izq.)
y gráfica en el plano P-h del ciclo ORC con R134a (der.).

De la simple observación de los ciclos, resultan evidentes las diferencias de presión y volúmenes resultantes, lo cual influye directamente en el tamaño de los equipos y la resistencia mecánica de tuberías, accesorios y componentes. También se observa que en el caso del f.f. R134a, la curva de expansión termina en la zona de vapor húmedo, lo que podría causar problemas en el expansor, o plantearía la necesidad de sobrecalentar, lo que no es posible utilizando como fuente de calor, sólo el líquido refrigerante del motor, como alternativa se podría limitar la evaporación a 75°C y 25 bar, para que la expansión no concluya en condición de vapor húmedo.

Los datos obtenidos con el software SOLKANE® se muestran en las tablas 2 y 3 y comparados con aquellos obtenidos con el ciclo de Carnot, como se dijo anteriormente.

Tabla 2. Resultados de rendimientos y potencias obtenibles utilizando la teoría de Carnot y SOLKANE® para diferentes estados de carga del MCIA.

RPM/Pot al Freno [kW]	Carnot		R 123			R134a		
	Potencia máxima obtenible [kW]	Rendimiento (%)	Potencia máxima según SOLKANE®	Rendimiento del ciclo ORC (%)	Volumen esp. a salida de expansor [dm³/kg]	Potencia máxima según SOLKANE®	Rendimiento del ciclo ORC (%)	Volumen esp. a salida de expansor [dm³/kg]
840/936	160	17	138	14	146,2	135	13	24,5
835/933	158	16	128	13	146,2	134	13	24,5
765/806	119	15	103	13	145,7	102	12	24,9
685/640	80	14	70	12	145,2	70	12	25,3
606/475	50	13	44,5	11	144,7	44,5	11	25,6
520/314	27	11	24,5	10	141,1	24,6	10	25,8
454/157	13	10	12,1	9	143,7	12,2	9	25,9
348/62	5	8	-	-	143,1	-	-	26,1

También, es importante mencionar que criterio se debe adoptar en la consideración de los rendimientos de los diferentes equipos constitutivos del modelo, no contemplada hasta el presente. La performance que más influye, en este aspecto, es la del expansor utilizado y en este estadio de desarrollo del estudio no pueden aún determinarse las características del mismo, motivo por el cual no es posible estimar con precisión su rendimiento, por lo que no se lo considera. Consecuencia de esta decisión los resultados obtenidos indicarían eficiencias superiores a las que realmente podrían alcanzarse, lo cual debe tenerse presente al valorizar los resultados.

En cambio, tanto para el evaporador como para el condensador puede considerarse una diferencia entre la temperatura del fluido con respecto a las fuentes, durante el proceso de intercambio de calor, que disminuye la temperatura de evaporación y aumenta la temperatura de condensación. Dichas variaciones en la temperatura traen consigo una disminución de la potencia máxima obtenible y del rendimiento del ciclo.

Conocer a ciencia cierta dichos saltos de temperatura entre fluidos implica diseñar y calcular los intercambiadores de calor, tareas que corresponden a una etapa posterior de desarrollo, por lo que en el presente trabajo se utilizaron saltos de temperatura en concordancia con los criterios expresados por Wang et. al. [5]

Según recomienda Wang, el salto que existe entre la temperatura del líquido de refrigeración y el fluido evaporado no puede ser menor a 2 °C, siendo apropiado para nuestro caso de estudio un salto de temperatura del orden de 3°C, considerando las temperaturas de servicio del líquido refrigerante del motor y el flujo calórico que se intercambia.

Por otro lado el mismo autor sugiere que la temperatura de condensación tiene que ser del orden de 40°C, pero en nuestro caso se toma una temperatura de condensación más alta, de 45 °C, teniendo en cuenta las condiciones más desfavorables para el caso, que serían las temperaturas máximas promedio en verano (entre 30 y 40 °C) en la región central de nuestro país.

Tabla 3. Resultados de rendimientos y potencias obtenibles utilizando SOLKANE® cuando se consideran las caídas de temperatura en los intercambiadores de calor del sistema ORC con R123 y R134a.

RPM/Potencia al Freno [kW]	Flujo calórico extraído [kW]	Temp del f.f. (en el <u>evap</u>) [°C]	Temp del f.f. (en el <u>cond</u>) [°C]	R123		R134a	
				Potencia máxima según SOLKANE [kW]	Rendimiento del ORC (%)	Potencia máxima según SOLKANE [kW]	Rendimiento del ORC (%)
840/936	968	79	45	85	9	87	8
835/933	960	79	45	83	8	86	8
765/806	771	75	45	61	7	63	7
685/640	564	71	45	40	7	41	7
606/475	387	68	45	25	6	25	6
520/314	238	63	45	12	5	12	5
454/157	128	60	45	6	4	6	4
348/62	61	54	45	2	3	-	-

Del análisis de los resultados que se muestran en tabla 3 y figuras 7 a y b puede verse que no solo el rendimiento es considerable ya que estaría en el 50% aproximadamente que el de un ciclo de Carnot equivalente, sino además que la potencia lograda resulta interesante, sobre todo cuando el motor está cerca de las condiciones de plena carga.

Por ejemplo en aplicaciones particulares como la que nos ocupa, si observamos la disposición de los equipos auxiliares acoplados al motor (ver figura 4), la potencia que requiere su accionamiento podría obtenerse de la recuperación que se lograría utilizando un ORC, como el propuesto, desvinculándolos de la planta matriz.

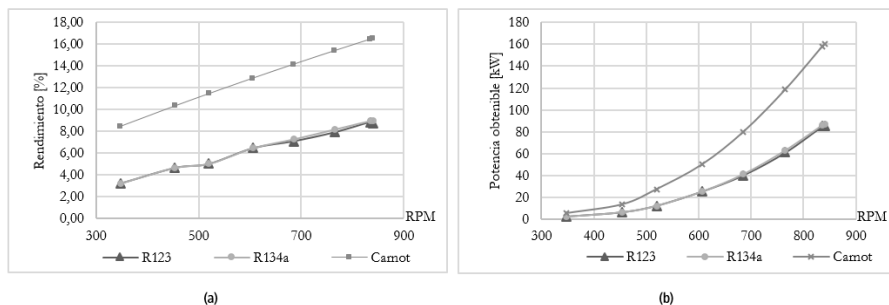


Figura 7. (a) Comparación de rendimiento del ORC, con diferentes fluidos y la máquina de Carnot; (b) Comparación de potencia del ORC, con distintos fluidos y la máquina de Carnot.

6. Aportes del sobrecalentamiento

Con los objetivos de concluir la expansión en la zona de vapor sobrecalentado, disminuir la temperatura de gases de escape, (aminorando los riesgos ambientales inherentes) y, principalmente, conseguir mayor potencia de salida del expansor, plantearemos un sobrecalentamiento con una fracción de la energía térmica aportada por la corriente de gases de escape del motor Diesel, de manera de obtener 25 °C extras por sobrecalentamiento. Cabe acotar (ver tabla 4), que la energía residual de los gases de escape a la salida del motor es muy superior a la energía utilizada para lograr el sobrecalentamiento proyectado, El esquema funcional resulta el de la Figura 8.

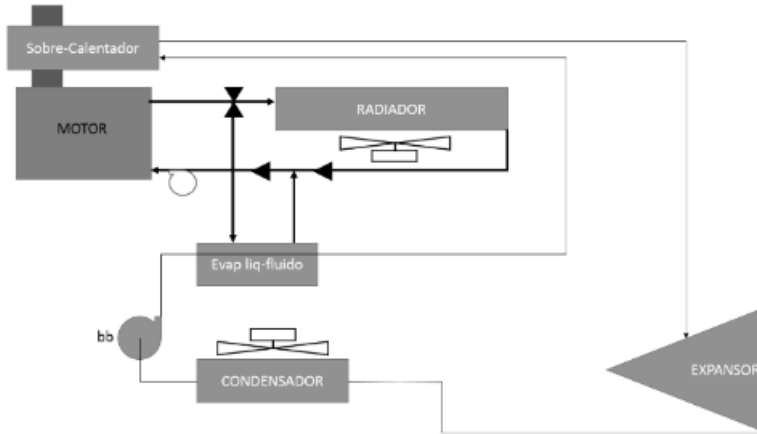


Figura 8. Esquema funcional de un ciclo ORC con sobrecalentamiento.

El flujo calórico aportado al f.f. en el sobre calentamiento fue calculado utilizando la expresión 4:

$$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_{ff} \cdot (h_{3'} - h_3) \quad (4)$$

El caudal masa circulante de fluido frigorífico es calculado con SOLKANE y los valores de entalpía específica se obtienen del diagrama P-h del fluido R134a (figura 9), en tanto que las potencias comparativas con y sin sobre calentamiento se aprecian en la figura 10.

Tabla 4. Resultados de potencias obtenibles utilizando SOLKANE® cuando se utiliza un ciclo ORC con o sin sobrecalentamiento y f.f. R134a.

RPM/Potencia al Freno [kW]	Flujo calórico extraído (\dot{Q}) [kW]	Potencia máxima sin sobrecalentamiento [kW]	Flujo calórico agregado por sobre calentamiento (\dot{Q}_{sc}) [kW]	Flujo calórico evacuado en gases de escape (\dot{Q}) [kW]	Potencia máxima con sobrecalentamiento [kW]	Sobre potencia (kW)
840/936	968	87	221	1317	109	22
835/933	960	86	218	1327	108	22
765/806	771	63	168	1153	77,7	15
685/640	564	41	116	849	49,9	9
606/475	387	25	76	631	30,6	6
520/314	238	12	44	499	15	3
454/157	128	6	25	370	6,9	1
348/62	61	-	12	185	2,05	0

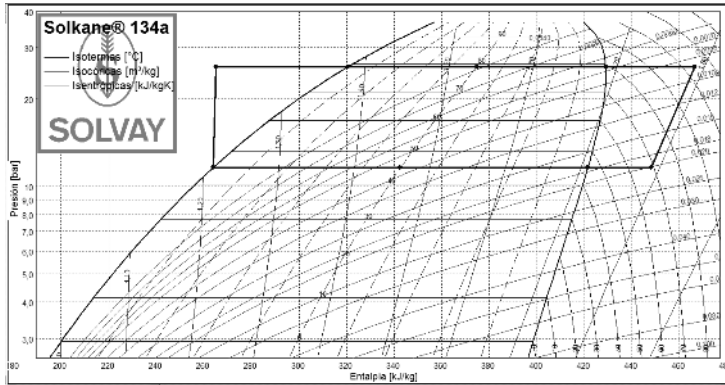


Figura 9. Gráfica en el plano P-h del ciclo ORC con R134a y 25°C de sobrecalentamiento.

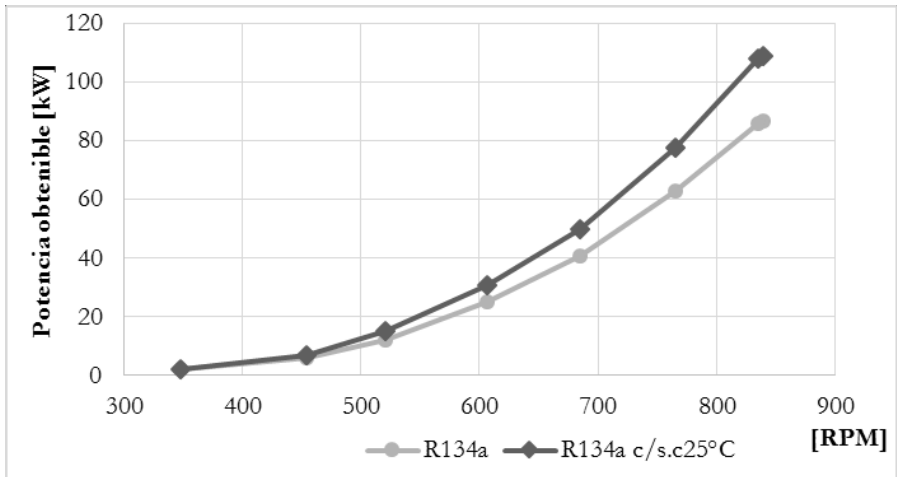


Figura 10. Comparación de potencias obtenibles con ciclos ORC, con o sin sobre calentamiento.

7. Conclusiones

El presente trabajo ha permitido desarrollar una metodología relativamente sencilla y directa para, calificar y cuantificar la energía aprovechable proveniente del motor diésel ferroviario en estudio. El uso de la misma puede extenderse además a su aplicación en otro tipo de motores (de aplicación ferroviaria u otras).

Los resultados obtenidos permiten afirmar que sólo en adecuadas condiciones de carga de la máquina (por encima del 70 %), la potencia recuperada efectivamente podría resultar útil para un aprovechamiento ulterior. Como corolario de lo anteriormente afirmado se puede decir que estos sistemas de recuperación de energía tienen una factibilidad de uso mayor en motores térmicos, que trabajen con elevados porcentajes de cargas, durante largos periodos de tiempo. Así y todo el nivel de potencia recuperado resulta muy interesante, en las condiciones establecidas.

Considerando los resultados obtenidos debe ser muy precisa la selección o el diseño de los diferentes componentes, particularmente el expansor, para alcanzar valores de eficiencia cercanos a los calculados.

De los dos fluidos considerados en el presente, si bien la potencia recuperada es semejante, atendiendo a la compacidad de los equipos que requieren, resulta mucho más interesante el R134a que el R123, ya que la diferencia de volumen específico es notable a favor del 134a, lo que hace a los equipos mucho más compactos y livianos.

En función de los resultados obtenidos en la primera parte de este trabajo, se consideró importante ampliar el estudio del desempeño de ciclos con sobrecalentamiento, obteniéndose con esta metodología de cálculo, con el motor diésel a plena carga un incremento de potencia (bajo las condiciones prescriptas) de aproximadamente 20% , aprovechando parte del calor recuperable de los gases de escape, que disminuye su temperatura de salida, y permite evitar la condición de vapor húmedo, luego de la expansión del fluido frigorífico R134a.

8. Referencias

- [1] Usman, Muhammad; Imran, Muhammad; Yang, Youngmin ; Park, Byung-Sik, "Impact of Organic Rankine Cycle system installation on light duty vehicle considering both positive and negative aspects", Energy Conversion and Management vol 112: p.382-384, 2016
- [2] Mesny, Marcelo, "*Manual de mantenimiento Diesel*" Ed. Alsina, 1958.
- [3] Apostol, Valentin; Pop, Horatiu; Dobrovicescu, Alexandru; Priesecaru, Tudor, Alexandru, Ana; Priesecaru, Mălina "Thermodynamic Analysis of ORC Configurations Used for WHR from a Turbocharged Diesel Engine". Procedia Engineering, vol 100: p. 549-558, 2015
- [4] Venturino, Enrique ; Valea, Juan Francisco ; Oga, Juan Jose ; Donati, Julio Guido ; Maenza, Luis Eduardo ; Baratcabal, Agustin Nicolas, "Diseño de un banco de ensayo que permita evaluar el desempeño, caracterizar fluidos y relevar parámetros de funcionamiento en un ciclo Rankine organico", 2do Congreso de Energía Sustentable, 2016
- [5] Wang, Xurong ; Yang, Yi ; Wang, Mingkun ; Zheng, Ya ; Wang, Jiangfeng ; Dai, Yiping, "Utilization of waste heat from intercooled, reheat and recuperated gas turbines for power generation in Organic Rankine Cycles" , 3rd International seminar on ORC Power Systems, 2015

DETERMINACIÓN DEL TRABAJO Y LA POTENCIA DE UN CICLO OTTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE INTEGRACIÓN DE LA FUNCIÓN POLITRÓPICA DE COMPRESIÓN Y EXPANSIÓN

Diego C. Caputo¹, Rodolfo O. Berberi², Néstor A. E. Ferré³,
Alberto Puricelli⁴, Verónica Fonteriz⁵, Romina Ferreira⁶,
Rodolfo N. Aguirre⁷, Blas E. Calvo⁸, José M. Bruno⁹

1-Universidad de la Marina Mercante, Av. Rivadavia 2258, CABA, Argentina.
dcaputo@udemmm.edu.ar

2-Universidad de la Marina Mercante, Av. Rivadavia 2258, CABA, Argentina.
321guirre.berberi@gmail.com

3-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
nesferre@gmail.com

4-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
copimagen5@gmail.com

5-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
vero_fonteriz15@hotmail.com

6-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
roelizabeth_15@hotmail.com

7-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
321guirre.rod@gmail.com

8-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
Blascalvo88@hotmail.com

9-Universidad Tecnológica Nacional FRBA, Medrano 951 3° piso of 303, CABA, Argentina.
maurojbruno@yahoo.com

Palabras clave: motor, ciclo previsto, trabajo, potencia, coeficiente politrópico.

Resumen

El presente trabajo se encuentra inserto en el proyecto de investigación denominado "Modelo físico matemático del ciclo previsto para motores de combustión interna" (CIPREV), realizado en conjunto entre el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Tecnológica Nacional FRBA y la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante. El grupo de investigación CIPREV persigue como objetivo la actualización de los modelos de cálculo para los ciclos de los motores de combustión. En este sentido se han desarrollado ensayos que permiten obtener datos reales de parámetros inherentes al ciclo de trabajo, para usarlos luego como parámetros de diseño. Este estudio tiene por objeto mostrar la técnica seguida para obtener el valor del trabajo del ciclo y su potencia, utilizando un método integrativo de la función que representa las transformaciones politrópicas de compresión y expansión de los gases en el interior del cilindro. Para completar la función será necesario conocer el coeficiente politrópico, que en un sistema real depende de la naturaleza compleja del fluido de trabajo y de las particularidades del sistema que lo contiene. Se mostrará el procedimiento experimental para la determinación paramétrica de dicho coeficiente en un sistema particular. El valor así determinado se convierte en un factor fundamental para resolver el modelo del ciclo previsto, y al mismo tiempo, en un parámetro de diseño para nuevos casos. Esta modelización encuentra una diversidad de aplicaciones en el diseño de los órganos del motor y en la estimación del

trabajo y la potencia prevista, tanto en la etapa de diseño como en la verificación de motores construidos. Así también puede utilizarse para la determinación de las fuerzas resultantes sobre los cojinetes del motor, y al conocer las solicitaciones, también tiene aplicaciones prácticas sobre la selección del lubricante adecuado para cada uso.

1. Introducción

El ciclo de trabajo de un motor de combustión representa la sucesión de transformaciones termodinámicas que sufre el fluido de trabajo desde que la carga es introducida al cilindro del motor hasta su escape a la atmósfera. Frecuentemente se lo representa en un diagrama cartesiano en el que se grafican en abscisas los volúmenes en el interior del cilindro y en ordenadas las presiones desarrolladas.

Como es suficientemente conocido el ciclo Otto de cuatro tiempos se desarrolla entre los volúmenes extremos conocidos como V_1 (volumen total del cilindro) y V_2 (volumen de la cámara de combustión). Estos volúmenes se verifican en el interior del cilindro cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior PMI y punto muerto superior PMS respectivamente.

Este estudio se presenta como un aporte para el cálculo del trabajo del ciclo termodinámico, basado en la determinación experimental del coeficiente politrópico de compresión. La discusión de los resultados no solo aportará una mirada complementaria a los métodos tradicionales, sino que permitirá establecer valores probables del coeficiente politrópico para la etapa de diseño. Al mismo tiempo, se dejará planteado el problema de la determinación de las condiciones de presión y temperatura desarrolladas durante la combustión mediante la realización de ensayos combinados de potencia al freno con medición del consumo específico y el análisis de los gases de combustión.

Este trabajo se presenta en su forma de constatación de motores existentes. Al igual que en estudios anteriores se ha utilizado un motor Fiat de la serie 138^a.028 de aspiración natural y cuatro tiempos, que opera según el ciclo Otto, de 1498cm³ de cilindrada y 82CV a 5600 rpm. Los datos obtenidos del manual de taller proporcionados por el fabricante se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Datos técnicos del motor ensayado según constan en el manual del fabricante.

DATOS TÉCNICOS OBTENIDOS POR MANUAL											
Orden	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Denominación	Carrera	Diámetro	Relación de compresión	N° de cilindros	Cilindrada unitaria	Cilindrada Total	Potencia efectiva declarada	Regimen de max. Potencia	Torque max. Declarado	Régimen de max. Torque	
Símbolo	C	D	ϵ	N°	Vc	Vct	Pe	N	Mt	Nt	
Unidad	(mm)	(mm)			(cm ³)	(cm ³)	(CV)	(1/min)	(kgm)	(1/min)	
Marca/ Modelo	Modelo Motor	dato	dato	dato	dato	calculado	dato	dato	dato	dato	
						$Vc = \pi \cdot D^2 \cdot C / 4$					calculado $Vct = Vc \cdot N^{\circ}$ cil.
Fiat 128-1498 c.c.	138A028	63,9	86,4	9,2	4	374,64	1498,57	82	5600	12	3000

Se asumen conocidas algunas cuestiones inherentes al cálculo básico de los motores, éstas se muestran a título informativo en la tabla 2. Para mayor exactitud en los cálculos, la relación de compresión ϵ se ha obtenido midiendo el volumen de cada cámara de combustión y operando como se indica en la tabla 2.

Tabla 2. Abreviaturas y fórmulas básicas.

CUADRO DE ABREVIATURAS Y FORMULAS BÁSICAS.-			
Abreviatura	Parámetro	Unidad	Fórmula
C	Carrera	(cm)	dato
D	Diámetro	(cm)	dato
ϵ	Relación de compresión	***	$\epsilon = V_1/V_2$
V _c	Cilindrada unitaria	(cm ³)	$V_c = \pi.D^2.C/4$
N°	N° de cilindros	***	dato
V _{ct}	Cilindrada Total	(cm ³)	$V_{ct} = V_c. N^\circ \text{ cil.}$
N	Régimen de máxima Potencia	(1/min)	dato
V ₂	Volumen de la cámara de combustión	(cm ³)	medido
V ₁	Volumen total del cilindro	(cm ³)	$V_1 = \epsilon.V_2$; o bien $V_1 = V_c + V_2$
P ₁	Presión de admisión	(kg/cm ²)	medido
n	Exponente politrópico en la transformación de compresión y expansión	***	ver formula (7) y (8)
P ₂	Presión final de compresión	(kg/cm ²)	medido
P ₃	Presión final de combustión	(kg/cm ²)	$P_3 = (7.\epsilon-2)$
P ₄	Presión apertura válvulas escape	(kg/cm ²)	$P_4 = P_3/\epsilon^n$

2. Modelo propuesto

Durante la carrera de compresión la máquina realiza trabajo sobre el fluido, el cual disminuye su volumen aumentando su presión y temperatura. Esto ocurre entre los puntos 1 y 2 del diagrama de la figura 1. En el motor real esta transformación es de tipo politrópica y obedece a la formulación:

$$p_1 \times V_1^n = p_2 \times V_2^n \quad (1)$$

Donde n es el coeficiente politrópico que responde al grado de permeabilidad a los intercambios de calor del sistema y varía a lo largo de cada carrera. Para esta primera formulación del ciclo previsto se considerará el valor de n como el valor medio que adopta a lo largo de la carrera.

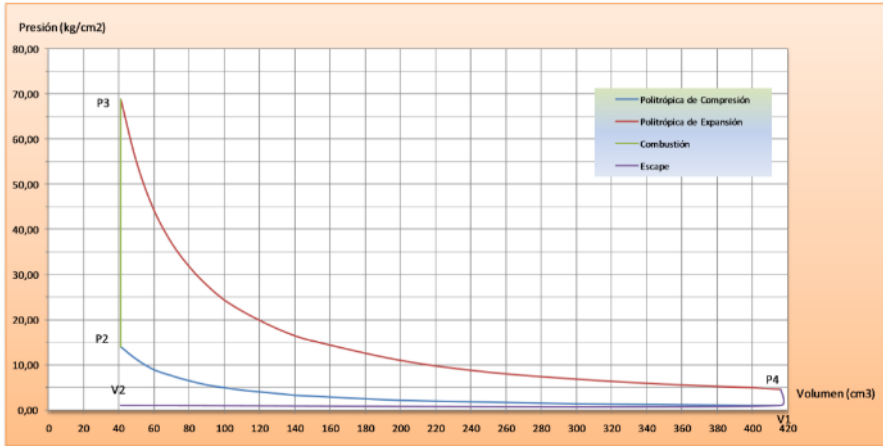


Figura 1. Diagrama P – V correspondiente al cilindro n°4 del motor en estudio.

Un proceso similar ocurre durante la carrera de expansión entre los puntos 3 y 4 del diagrama de la figura 1. Este proceso, también politrópico, describe la transformación durante la cual el fluido es el que realiza el trabajo de expansión.

$$P_4 \times V_4^\epsilon = P_3 \times V_3^\epsilon \quad (2)$$

Llamando relación de compresión ϵ al cociente entre el volumen máximo del cilindro V_1 y el volumen de la cámara de combustión V_2 :

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (3)$$

Y asumiendo que existen infinitas relaciones que definen el grado de reducción del volumen dentro del cilindro a lo largo de la carrera del pistón, puede definirse una relación ϵ' que vincule al volumen V_1 con un volumen genérico cualquiera V_x . Donde V_x representa el volumen que se observa en el interior del cilindro en un punto cualquiera de la carrera.

$$\epsilon' = \frac{V_1}{V_x} \quad (4)$$

Combinando la ecuación 1 y 4 puede obtenerse la ecuación general que describe la variación de presión en el interior del cilindro durante la carrera de compresión:

$$P_y = P_1 \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^\epsilon \quad (5)$$

En el dominio de la función 5 deberá cumplirse que $V_2 \leq V_x \leq V_1$, y en consecuencia, a dichos valores de V_x le corresponderán valores de P_y que cumplirán con la premisa $P_2 \geq P_y \geq P_1$.

Idénticamente, combinando 2 y 4 para la carrera de expansión, se obtiene una función que permite conocer la evolución de la presión durante dicha carrera y cuyo intervalo de validez

opera para valores $V_2 \leq V_x \leq V_1$, concordantes con los correspondientes valores de presión $P_3 \geq P_y \geq P_4$.

$$P_y = P_4 \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^n \quad (6)$$

Valor de la exponente n para los procesos politrópicos

El coeficiente politrópico que define la transformación de compresión puede obtenerse partiendo de la ecuación 5 para el caso general, verificándose que:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_y}{P_4}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_x}\right)} \quad (7)$$

Análogamente puede obtenerse el coeficiente politrópico para el proceso de expansión partiendo de la ecuación 6:

$$n = \frac{\log\left(\frac{P_2}{P_4}\right)}{\log\left(\frac{V_1}{V_x}\right)} \quad (8)$$

La experiencia demuestra que el exponente politrópico de expansión es levemente superior al de compresión, aunque para esta primera formulación del modelo se asumirán iguales. En el caso particular que $V_x = V_2$; P_y asume el valor de P_2 para el proceso de compresión, y P_3 para el de expansión.

En el caso de la carrera de compresión el valor P_2 puede medirse fácilmente con la ayuda de un manómetro especial con retención llamado compresómetro. Una variante de este dispositivo será utilizado en el procedimiento experimental.

Cálculo del trabajo del ciclo

El trabajo del ciclo está representado por su área. El método que a continuación se presenta consiste en encontrar el área por debajo de la politrópica de expansión (trabajo de expansión efectuado por el fluido), y por debajo de la politrópica de compresión (trabajo de compresión recibido por el fluido). De este modo, la diferencia entre ambas áreas, da por resultado el trabajo indicado del ciclo.

El área por debajo de la curva de expansión, y por lo tanto el trabajo correspondiente a la expansión del fluido, estará dado por la integral de dicha función calculada entre los volúmenes V_1 y V_2 . En su forma general puede escribirse como:

$$L_x = \int_{V_2}^{V_1} P_y \cdot dV \quad (10)$$

Reemplazando dv por dx , y P_y por su equivalente en la 6 se puede transformar la 10 en:

$$L_e = \int_{V_2}^{V_1} \left(P_1 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) dx \quad (11)$$

$$L_e = P_1 V_1^n \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} dx \quad (12)$$

Operando, el trabajo de expansión L_e que representa el área por debajo de la curva de expansión queda expresado como:

$$L_e = P_1 V_1^n \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (13)$$

Análogamente el trabajo de compresión a partir de la politrópica de compresión puede calcularse como el área por debajo de dicha curva. En su forma general puede expresarse como:

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} P_y dv \quad (14)$$

$$L_c = \int_{V_2}^{V_1} \left(P_1 \cdot \frac{V_1^n}{x^n} \right) dx \quad (15)$$

$$L_c = P_1 V_1^n \int_{V_2}^{V_1} x^{-n} dx \quad (16)$$

La expresión final del trabajo de compresión queda como sigue:

$$L_c = P_1 V_1^n \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (17)$$

El trabajo resultante L_i del fluido en el interior del cilindro estará dado por:

$$L_i = L_e - L_c \quad (18)$$

Reemplazando en la 18, el trabajo de expansión y compresión, por sus valores correspondientes dados por la 13 y 17:

$$L_i = V_1^n (P_2 - P_1) \left(\frac{V_1^{-n+1} - V_2^{-n+1}}{-n+1} \right) \quad (19)$$

El resultado quedará expresado en kgm o kgcm , dependiendo de que los volúmenes se expresen en m^3 o cm^3 y las presiones en kg/m^2 o kg/cm^2 .

3. Procedimiento experimental

El procedimiento experimental consta de dos ensayos distintos. En el primero se busca medir la máxima presión de compresión P_2 en un cilindro testigo. En el caso que nos ocupa las mediciones se realizaron sobre el cilindro número 4. El objeto de este ensayo es conocer el coeficiente politrópico en condiciones de funcionamiento que se aproximen lo más posible a las condiciones reales de servicio. El segundo ensayo consta de una prueba de potencia al freno. Durante esta prueba a plena carga, además de obtener los datos tradicionales de potencia, par motor y presión media efectiva, se mide también el consumo específico y se realiza una medición de la composición de los gases de combustión.

3.1. Ensayo para determinar la máxima presión de compresión

El valor de la presión final de compresión ha sido registrado con la ayuda de un manómetro especialmente preparado llamado compresómetro. Este manómetro es capaz de retener la lectura de la máxima presión que registra gracias a una válvula de retención instalada en su conexión de ingreso al tubo de Bourdon. El mismo fue instalado mediante un accesorio compuesto de una extensión que permite roscarlo en el orificio de la bujía.

Para este ensayo se instaló además, una válvula de venteo que permite encender el motor con el cilindro descomprimido para no someter al manómetro y sus accesorios a las altas temperaturas de compresión hasta el momento de realizar la medición.

A diferencia de los resultados presentados en [1] para esta etapa del proyecto CIPREV se realizaron mediciones con el motor en funcionamiento como sigue:

- a. Se procedió al encendido del motor permitiéndole alcanzar la temperatura de régimen.
- b. Se extrajo solo la bujía de encendido del cilindro 4 (en el que se realizó la medición de P_2).
- c. Se instaló el compresómetro en dicho cilindro.
- d. Se encendió nuevamente el motor con el cilindro 4 descomprimido por la válvula de venteo.
- e. Se aplicó carga al motor con el freno dinamométrico, hasta alcanzar el 100% de carga a un régimen de 1870 rotaciones por minuto.
- f. Al 100% de carga y a rpm constantes se procedió a cerrar la válvula de venteo y registrar en el cilindro 4 la máxima presión de compresión P_2 en condiciones muy cercanas a las de funcionamiento normal y comprimiendo mezcla, es decir fluido de trabajo real.

En la tabla 3 se muestra el resultado experimental obtenido en el cilindro n°4 del motor referido en la introducción, realizado durante 2014 en el laboratorio de Máquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de la Marina Mercante.

El ensayo fue realizado en el banco de pruebas al 100% de carga y a 1870 r.p.m. con el motor funcionando en tres cilindros, mientras se registraba la máxima presión de compresión en el cilindro N°4.

Tabla 3. Ensayo de compresión en el cilindro n°4 con el motor trabajando en tres cilindros a plena carga y 1870 r.p.m.

1.- PRESIÓN FINAL DE COMPRESIÓN (P2)				
Codigo	EP 002			
N° de ensayo	EP 002-003/14			
Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-			
1.1- CONDICIONES DE ENSAYO:				
Fecha	22/10/2014	Humedad relativa	Temperatura ambiente	Presión atmosférica
Duración (h)	3hs	Hr	Tamb	Patm
Vel. De rotación (RPM)	1870	(%)	(°C)	(hPa)
1.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES:				
VALORES EXPERIMENTALES FRENO DINAMOMÉTRICO	Fuerza	RPM	Estado carga	
	F			
	(kg)	(1/min)	(%)	
	12,5	1870	100	
PRESIÓN DE COMPRESIÓN	Cilindro 1	Cilindro 2	Cilindro 3	Cilindro 4
	Presión final de compresión del Cilindro N°1	Presión final de compresión del Cilindro N°2	Presión final de compresión del Cilindro N°3	Presión final de compresión del Cilindro N°4
	P_{2C1}	P_{2C2}	P_{2C3}	P_{2C4}
	[kg/cm ²]	[kg/cm ²]	[kg/cm ²]	[kg/cm ²]
N° de medición	Medido	Medido	Medido	Medido
1				14,0
1.3- VALORES CALCULADOS CON LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES				
DATOS DE PAR MOTOR Y POTENCIA EFECTIVA CALCULADO CON LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL FRENO DINAMOMÉTRICO.	Par motor	Potencia medida en 3 cilindros	Potencia p/cilindro	Potencia total prorrateda
	Mt	Nm	N1	N
	(kgm)	(CV)	(CV)	(CV)
	Mt = F. 0.716	N = F. rpm/1000	N1 = N/3	N = N1. 4
	8,950	23,38	7,79	31,17
Foto IR 637.- Valores indicados en el freno dinamoétrico: F = 12,5kg, RPM = 1870. Valores calculados: Mt = 8,95kgm. N = 23,37CV (en 3 cilindros). N p/cilindro = 7,79CV y N prevista p/4 cilindros = 31,16CV.- T1 = 71,9°C estimado con la cámara termográfica.- Ensayo de potencia al freno al 100% de carga.-				
1.4- INSTRUMENTOS UTILIZADOS				
Tipo / modelo	Código interno/ Marca-modelo	Rango escala	Apreciación	Incertidumbre
Estación meteorológica digital	Luft Germany.- WS-1200TH.- EMD-001			
Tacómetro digital de contacto	Lutron - DT 2246	0,5 - 19999 RPM	RPM<1000 @ 0,1 RPM RPM>=1000 @ 1 RPM	0,05%+1dígito
Compresómetro analógico esc. radial	KTG.- HS-1000 G-342	sin manómetro		
Manómetro p/compresómetro	Baumer	0 - 20 bar	0,5 bar	
Cámara termográfica	Testo 875	0 - 280°C		+/-2°C o +/-2% del v.m. (se aplica el valor mayor)

3.2. Ensayo de banco a plena carga, medición de consumo específico y análisis de gases de combustión

Estas determinaciones fueron realizadas mediante un ensayo de potencia al freno convencional con el motor funcionando normalmente al 100% de carga y un número de rotaciones similar al del ensayo de determinación de P_2 y del coeficiente politrópico para que sus resultados pudieran ser comparables. Durante el mismo se sometió al motor a un régimen de 2117 rpm durante un tiempo de 9,5 minutos. Observándose una potencia efectiva al freno de 39,88 CV, un par motor de 13,49 kgm y resultando el consumo específico 0,1628 kg/CV.h.

De este ensayo se pudo obtener la cantidad de combustible que participa de cada ciclo de trabajo del motor, cuyo valor medio fue de $1,022 \times 10^{-4}$ kg de combustible/ciclo.

Al mismo tiempo, mientras se desarrollaba el ensayo de potencia al freno, utilizando un analizador portátil de gases de combustión Testo modelo 310, se realizaron mediciones de los productos de combustión para la situación real de ensayo. Los resultados experimentales se muestran en la tabla 4.

Tabla 4. Ensayo de potencia al freno con medición de consumo específico y análisis de gases de combustión.

3.- MEDICIÓN DE GASES DE COMBUSTIÓN				
Codigo	EP 003	N° ensayo	EP 003-003/15	Fecha: 11/08/2015
Duración	9,5 min	Laboratorio	Termofluidos.- F.I.- UdeMM.-	
3.1- CONDICIONES DE ENSAYO.-				
Vel. De rotación (RPM)	2116,87		Caract. Teórica del combustible	
Fuerza (kg)	18,84		C8H18	
Potencia (CV)	39,88		Masa molecular	
Par Motor (kgm)	13,49		114 kg/kmol	
Cons. Específico (kg/CV h)	0,1628		Aire estequiométrico	
Cons. p/ciclo de trabajo (kg)	$1,02226 \times 10^{-4}$		15,25kg/kg comb.	
Pc teórico del comb. (kcal/kg)	10.526,30			
3.2- RESULTADOS EXPERIMENTALES.-				
Variable medida				Valor medido
orden	Magnitud	Abreviatura/ Símbolo	Unidad	
1	Oxígeno libre	O2	%	1,0
2	Monóxido Carbono	CO	ppm	4297
3	Exceso de aire	λ	-----	1,05
4	Dióxido de Carbono	CO2	%	14,76
5	Pérdida por humos	pA	%	14,7
6	Tiro	*****	hPa	*****
7	Temp. Ambiente	TA	°C	21,1
8	Temp. de los productos de Combustión	TH	°C	386,4
9	Rendimiento de la combustión	Ren	%	85,2

4. Aplicación del modelo propuesto y los resultados experimentales

La tabla 5 muestra el tratamiento de los valores obtenidos experimentalmente mediante el modelo del ciclo previsto. Los valores calculados presentan coherencia con la bibliografía tradicional y los informados por el fabricante del motor.

Tabla 5. Aplicación del modelo del ciclo previsto a los resultados experimentales.

Aplicación del modelo del ciclo previsto: ensayo preliminar. Valor de P2 obtenido a 1870 RPM.		CALCULO DEL CICLO PREVISTO PARA EL CILINDRO N°4													
		13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
		Presión de admisión	Temperatura inicial de compresión	Exponente politrópico de compresión	Presión final de compresión	Temperatura final de compresión	Presión final de combustión	Temperatura de combustión	Presión apertura válvulas escape	Temperatura apertura válvulas escape	Trabajo del ciclo	Presión media del ciclo	Rendimiento Térmico	Potencia Indicada	Rendimiento Mecánico
		P1	T1	n	P2	T2	P3	T3	P4	T4	Li	pm	ηt	Pi	ηm
(kg/cm2)	(°C)	calculado	(kg/cm2)	(°C)	(kg/cm2)	(°C)	(kg/cm2)	(°C)	(kgm)	(kg/cm2)	(%)	(CV)	(%)		
Marca/ Modelo	Cilindro N°	medido	medido cámaras termográfica	formula (7)	medido	$T2 = T1 \cdot n^{(n-1)}$	$P3 = P2 \cdot n^{(n-1)}$	calculado*	$P4 = P3 \cdot e^{\gamma}$	$T4 = T3 \cdot e^{\gamma}$	formula (18)	$\eta_t = 1 - (T1/T2)$	$P_i = (P_i \cdot N) / 6000$	$\eta_m = P_e / P_i$	
Fiat Regatta 85 - 1500 c.c.	Cilindro 4	0,95	72	1,163	14,00	229,91	68,78	1865,00	4,67	1279,58	43,42	11,59	0,31	9,02	0,86
RESULTADO DEL CILINDRO N°4 EXTRAPOLADO A LOS CUATRO CILINDROS DEL MOTOR													36,09	0,86	

El valor de T_3 , temperatura de la combustión (indicada en la columna 19 de la tabla 5), ha sido obtenido mediante la aplicación del diagrama Rosin – Fehling a la entalpía de los gases de combustión. La entalpía de los productos de combustión puede obtenerse conociendo la masa molecular de cada uno de los productos, el poder calorífico del combustible y determinando la fracción molar total de la mezcla resultante contemplando el exceso de aire. Este estudio, así como sus resultados y conclusiones, constituyen en sí mismo un trabajo separado pero complementario, cuyo caso será presentado en el III Congreso Argentino de Ingeniería CADI 2016, organizado por el Confedi, a realizarse en la ciudad de Resistencia en septiembre de 2016.

El valor de P_3 , presión máxima de combustión (indicada en la columna 18 de la tabla 5), ha sido calculado con la fórmula empírica de Giacosa D. [2]. También podría haberse aplicado el modelo teórico de combustión a volumen constante.

5. Conclusiones

Con respecto al método propuesto para la medición de la máxima presión de compresión, es necesario hacer la siguiente aclaración. En primer lugar el accesorio de extensión que permite conectar el manómetro al cilindro no debe ser demasiado largo ni flexible, ya que al expandirse absorbe parte del trabajo realizado por la compresión. Para evitar adicionar volumen a la cámara de combustión que modifique la relación de compresión, se instala una válvula de retención unidireccional en el mismo accesorio para roscar la extensión a la tapa de cilindros.

La gran mayoría de los hidrocarburos que se utilizan comercialmente como combustible para motores tienen una formulación básica C_nH_m , donde m responde a la relación siguiente: $m = 2n$, o bien, $m = 2n + / - 2$. Esto define la cantidad de carbono e hidrógeno presente en sus moléculas y también define el poder calorífico del combustible y la relación estequiométrica de demanda de aire para la combustión. El análisis de estas circunstancias permite prever, que en la medida que no se produzcan grandes variaciones en el exceso de aire con que se realiza la combustión, tampoco habrá importantes variaciones en la entalpía de los productos resultantes, que se verán reflejados en los valores de temperatura y presión.

Sucesivos ensayos realizados permiten concluir que los valores esperables del coeficiente politrópico de compresión medio se ubicarán entre 1,15 y 1,25 para motores de ciclo Otto de cuatro tiempos con relaciones de compresión entre 8 y 9,5; refrigerados por agua, y donde la energía se obtiene utilizando hidrocarburos con formulaciones similares a las enunciadas y excesos de aire del orden del 5%.

Con respecto al cálculo del trabajo del ciclo mediante el método de la integración de la función politrópica de compresión, puede decirse que éste se muestra más cercano a los resultados reales que aquellos métodos que se basan en la determinación de los calores aportados y cedidos. También se abre la puerta a la determinación de los calores específicos del fluido real de trabajo.

6. Referencias

- [1] Caputo, D; Berberi, R; Ferré, N; Bruno, J.M; Calvo, B.E; Aguirre, R.N. "Determinación experimental del exponente politrópico y su uso en el modelo del ciclo indicado previsto en motores a gasolina". IV CAIM 2014.
- [2] Giacosa, D: *Motores Endotérmicos*. Ed. Omega, Barcelona 1988.
- [3] Lapuerta, M. "Study of de compression cycle of reciprocating engine through the polytropic coefficient". Elsevier Science Ltd. Valencia 2002.
- [4] Barilá, D; Bugna, L; Vignolo, F; Gómez, R; Kolodka, P; Ahrtz, G. "Obtención del diagrama indicado en motores de combustión interna sin necesidad de referencia angular". I CAIM 2008.
- [5] Fiat Regatta Manual de Taller, Sevel Argentina S.A.
- [6] Martínez de Vedia, H. *Teoría de los Motores Térmicos Conversión de la Energía*. Ed. Alsina, Buenos Aires 1997.

DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES PARA ENSAYOS DE INVESTIGACIÓN FORMATIVA

**Carlos Alberto Romero P.¹, Edison De Jesús Henao Castañeda²,
Mauricio Monroy Jaramillo³, Wilson Pérez Castro⁴**

1-Escuela de Tecnología Mecánica, La Julita, Pereira, Colombia.
cromero@utp.edu.co

2-Facultad de Ingeniería Mecánica, La Julita, Pereira, Colombia.
edisonhenao@utp.edu.co

3-Facultad de Ingeniería Mecánica, La Julita, Pereira, Colombia.
mauriciomonroy@utp.edu.co

4-Escuela de Tecnología Mecánica, La Julita, Pereira, Colombia.
wilsonmeca@gmail.com

Palabras clave: Banco de pruebas, Motores de Combustión Interna, docencia.

Resumen

Con el fin de realizar investigaciones novedosas en motores de combustión interna alternativos, se requieren modernas salas de pruebas con equipos sofisticados para el control de los motores y sus equipos auxiliares. El principal obstáculo para la integración de una sala de éstas es el excesivo costo. Este artículo está dedicado a presentar la construcción de un banco dinamométrico de bajo costo para motores con potencias de hasta 120 kilovatios, diseñado con el principal propósito de atender las necesidades de investigación formativa en los cursos de ingeniería en el área de Máquinas de Combustión Interna. Los componentes necesarios para la construcción, la instrumentación y la operación de este banco se han adquirido con menos de US\$12.000.

El banco de pruebas se ha integrado teniendo como base un dinamómetro de corrientes parásitas y un motor Hércules G1600 de encendido provocado y cuatro cilindros en línea. En el artículo se describen las características del dinamómetro y el diseño de su sistema de control, así como el sistema de acople al motor, las particularidades constructivas de la estructura y las previstas para el montaje y alineación adecuados de diferentes tipos de motores. La parte mecánica del banco se ha complementado con un sistema de instrumentación y adquisición de información que registra las variables de par, velocidad y temperatura del motor, empleados para la obtención de las características de potencia y carga de los motores a instalar. El banco actualmente se ha instalado en una sala adecuada para la disposición del sistema de refrigeración externa del motor, la alimentación de combustible, la evacuación de los gases de escape, la ventilación del banco y el control del motor y del freno. Se ilustran las características de par y potencia sistematizadas durante la operación del banco de ensayos construido.

1. Introducción

Desde que se desarrollaron los primeros motores de combustión, la industria automotriz y los ingenieros de pruebas se han enfrentado a la necesidad de reportar características de desempeño y de regulación y también a probar nuevos desarrollos en los mecanismos y sistemas de los motores. Se requiere hoy también a nivel de formación en las universidades,

disponer de sistemas de medición y sensores para evaluar no solamente las características de par, potencias, emisiones y consumo de los motores, sino también ganar conocimiento sobre los fenómenos que tienen lugar en los sistemas, un conocimiento cercano y en lo posible fenomenológico de los procesos en los sistemas de admisión, cilindro y escape, por ejemplo. Esto se va haciendo posible gracias al mayor acceso a tecnologías de medición e informáticas. Una tarea hoy para las instituciones de formación consiste en desarrollar sus propias herramientas de medición y sus bancos de pruebas y caracterización, de manera que a futuro se puedan ofrecer también servicios especializados de predicción, diagnóstico, desarrollo, control y pruebas de componentes de motores y de motores completos.

Para ensayar motores es necesario adecuar espacios con: cimentación que absorba las vibraciones producidas durante la operación de los motores, bancada para soportar el motor a ensayar y el dispositivo o sistema absorbedor de potencia, soportes para montar, regular en altura, alinear y fijar los motores en la bancada, dispositivos para medir el par motor y las revoluciones, transmisión que permita la conexión freno-motor con elasticidad y capacidad de absorber desalineaciones, sistema de alimentación de combustible al motor con instrumentos de medición de consumo, sistema de refrigeración para motores, sistema de renovación de aire en la sala, sistema de refrigeración de aceite, sistema de evacuación de los gases de escape, sistema de puesta en marcha y de gobierno del motor y freno, así como los instrumentos de control y registro. Los frenos utilizados para simular condiciones de carga en los motores pueden ser frenos mecánicos o de fricción, frenos hidráulicos, frenos eléctricos, frenos inerciales o de volante. Para el banco diseñado dentro de este trabajo, se ha decidido adaptar como dinamómetro, un retardador electromagnético de uso común en los sistemas de frenado auxiliares de los vehículos pesados, es fácil de adquirir y su costo es relativamente bajo.

En los siguientes apartes del presente artículo se describirá la dotación del laboratorio de motores de la UTP con un banco para pruebas de motores de combustión alternativos. Inicialmente se describirá el freno dinamométrico, luego se comentará el diseño estructural de la bancada y los detalles mecánicos y de instrumentación para medir el par y la velocidad del motor. Seguidamente se describirán los sistemas de control de la carga y de registro de la información medida. Para finalizar se presentarán las curvas de potencia del motor utilizado para completar y dar funcionalidad al banco, siguiendo un protocolo de pruebas concebido para ese propósito.

2. Freno electromagnético seleccionado

El Principio de operación del freno electromagnético se basa en la creación de corrientes parásitas o de Foucault (también conocidas como "corrientes torbellino", o "*eddy current*" en inglés), en discos metálicos cuando estos giran entre dos electroimanes y que, a su vez, provocan fuerzas (fuerzas de Laplace) opuestas a la rotación de los discos. Cuando los electroimanes se energizan, la rotación de los discos se desacelera y la energía absorbida se traduce en calentamiento de los discos. Variando la corriente de excitación de los electroimanes mediante un reóstato, el par de frenado varía en proporción directa al valor de la corriente.

Un freno electromagnético típico consiste de un estator (con función de inductor), uno o varios rotores (con función de inducido) montados coaxialmente y un espacio llamado entrehierro que separa los rotores del estator, lo que evita cualquier fricción. El estator

aloja un número par de bobinas inductoras y sirve también de soporte para el montaje sobre rodamientos de uno o varios discos, sobre los cuales se genera la fuerza de frenado cuando se somete a la influencia electromagnética de las bobinas del estator. En el diseño de los discos puede preverse la disposición de aletas para la refrigeración cuando se prevé la refrigeración por aire.

El banco de ensayos diseñado se basa en un retardador CFK-65 arca KLAM, fabricado por la empresa Industrias Zelu S.L., presentado en la figura 1 y cuyas características se listan en la tabla 1. El retardador consta principalmente de discos rotores ventilados, estator, conjunto de rodamientos, bridas de sujeción, tuercas laterales, panel de conexión, bobinas y placas polares. Originalmente, dado que la destinación del retardador es la de freno auxiliar para vehículos pesados, su energización se logra con una palanca de mando de cinco posiciones: la primera es de apagado y las restantes corresponden a cuatro niveles secuenciales de potencia de absorción. Este control manual puede complementarse con un control de alimentación a cada par de bobinas para, manual o automáticamente, regular el par de frenado de forma continua en todo el rango de par previsto para el freno. Un sistema de control automático contempla un sistema de corte para bajas velocidades del motor, con el cual se prevenga la energización del freno cuando el motor esté operando en vacío. Con control manual o automático, se activan los cuatro contactores en la caja de relés, los cuales a su vez cierran los circuitos de los cuatro grupos de bobinas a 24 o a 12 voltios. En condiciones normales, la excitación del dinamómetro es de 0 a 95 voltios DC y la carga es limitada por la corriente, para lo cual es preciso observar el amperaje en las bobinas.

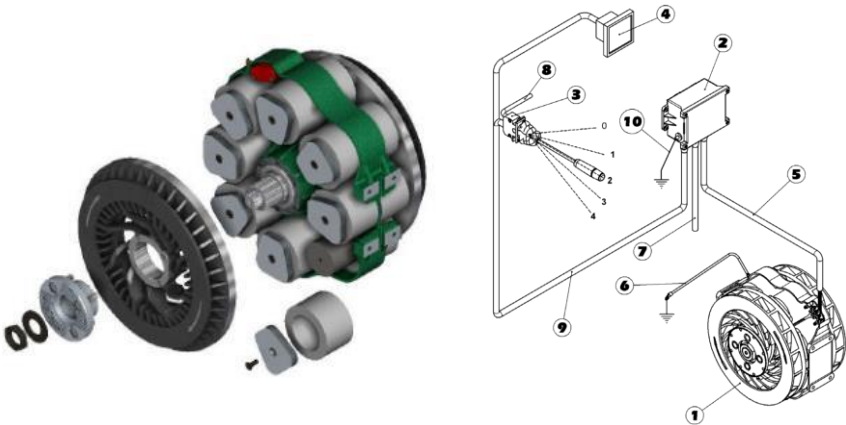


Figura 1. Retardador CFK-65 [1] y esquema de conexiones. 1- retardador, 2 -caja de contactores, 3- mando en cabina, 4- testigo, 5- alimentación del retardador, 6- conexión a masa, 7- alimentación de caja de contactores, 8- alimentación del mando, 9- conexión caja de contactores al mando, 10- conexión a masa de caja de contactores.

Tabla 1. Información técnica del retardador CFK-65 [3].

Modelo		CFK-65
Máximo par de frenado, Nm	12 V	638
	24 V	690
Peso sin soportes, kg	Equipo completo	130
	Estator	94
	Rotores	18 + 18
Inercia de rotores, kgm^2		0,98
Regulación de entrehierro (+/- 0,1 mm)		1
Máximo par transmisible por límite de deformación permanente del eje, Nm		10000
Revoluciones máximas	Continuo	4000
	Intermitente	5300
Consumo por punto A, +/-5%, a 20 °C	12 V	28
	24 V	18
Resistencia por punto, Ω , +/-5%, a 20 °C	12 V	0,42
	24 V	1,3
Resistencia por bobina, Ω , conexión 12V/24V +/-5% a 20 °C		0,85/2,6
Resistencia de aislamiento ($M\Omega$)		1

La llave de mando es la conexión al sistema de ralentización y controla la potencia del ralentizador por puntos, en función de las posiciones que activan las bobinas del ralentizador, a través de la caja de contactores. La llave de mando activa la potencia de freno, dosificándola según los puntos de frenado que se pongan en funcionamiento. De esta forma, se activa el 25%, 50%, 75% o 100% de la potencia de freno al ir entrando los cuatro puntos de frenado.

3. Diseño del chasis y ensamble mecánico de los componentes

A partir de las dimensiones y geometría del retardador CFK-65 y del motor Hércules G1600 disponible para el ensamblaje del banco de pruebas, se ha desarrollado el concepto del banco y, en particular el de su bancada. Por disponibilidad comercial, costo, resistencia y rigidez, se seleccionó perfil estructural de acero del tipo U o canaleta para el armazón principal. Se ha previsto puntos de anclaje regulables en posición y en altura para el posicionamiento de diferentes motores según diseño y configuración de soportes originales, utilizando torretas con tornillos de potencia. La bancada se ha aislado del suelo mediante elementos de absorción de vibraciones, los cuales se han seleccionado atendiendo a las cargas transmitidas por el motor durante el proceso de arranque. Para el diseño de la bancada se ha tenido en cuenta: las exigencias de resistencia y rigidez tanto a las cargas estáticas generadas por el peso de los componentes, como las cargas dinámicas que se producen al tener el motor y el freno en funcionamiento, la flexibilidad para realizar los montajes de diferentes motores, la facilidad de acceso para la manipulación del banco, la seguridad para el personal que lo manipule.

El diseño constructivo de la estructura del banco puede apreciarse en la figura 2, destacándose el montaje colgante del retardador y la instalación de la celda de carga para la medición de la fuerza reactiva.

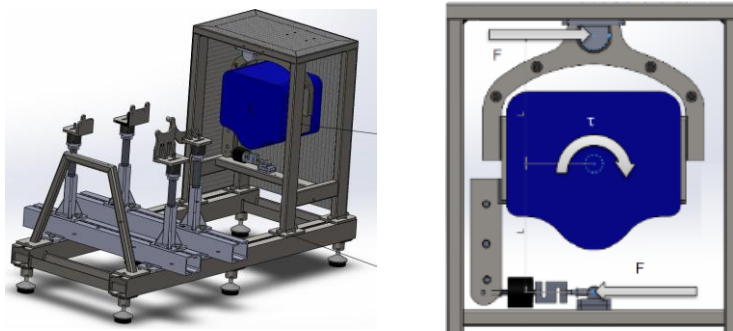


Figura 2. Diseño de la estructura para el banco dinamométrico y detalle del montaje colgante del retardador.

Se han utilizado dos rótulas SIKB 10F, una se sujeta a la celda de carga en un extremo y la otra roscada en el soporte de elemento elástico para posicionar los extremos del retardador. El elemento elástico reduce las entradas no deseadas producidas por las vibraciones de retardador.

Para el acople mecánico entre el dinamómetro y los motores a ensayar, se ha previsto dos platos de acople en los extremos para la unión con la volante y el flanche del dinamómetro, y una transmisión cardánica FTCAR, la cual aparte de acoplar mecánicamente el motor de combustión y el dinamómetro, transmitiendo el par y el régimen de giro, sirve para salvar la posible desalineación existente entre las dos máquinas y para marcar de forma importante, por su flexibilidad torsional, la frecuencia natural de las vibraciones torsionales que aparecen en la unión. Una guarda en forma de caja sirve para prevenir al personal de la exposición directa de situaciones de peligro provocadas por la rotura accidental de la transmisión cardánica.

4. Instrumentación y panel de control del banco dinamométrico

El banco de pruebas motor-freno electromagnético ha sido instrumentado para medir la fuerza de reacción en el dinamómetro (figura 2) requerida para el cálculo de par absorbido, las revoluciones del cigüeñal y la temperatura de salida del motor; se ha diseñado una consola tipo pupitre en la que se ha dispuesto, en el tablero superior, el interruptor de encendido, el control de ocho posiciones para la aceleración del motor, el control de cinco posiciones para la operación de la carga del retardador, un indicador digital de temperatura de salida del refrigerante del motor y la lámpara testigo de operación del freno. En un entrepaño inferior de la consola se ha ubicado la caja de contactores, el controlador progresivo de la carga aplicada por el retardador, que es un conmutador por modulación de ancho de pulsos PWM, el hardware de adquisición de datos. La adquisición de las señales de fuerza, temperatura, revoluciones y sonda lambda se realiza desde un computador portátil ubicado cerca a la consola de control. Aunque no se presenta en este artículo, es de anotar que en el laboratorio se dispone de instrumentación para la medición de las presiones en el cilindro y en los sistemas de admisión y escape, y también de las vibraciones y el golpeteo del motor, para aquellas pruebas de diagnóstico dinámico.

La medición de la fuerza se realiza con una celda de carga Lexus SA-BN200; se utiliza un sensor inductivo marca Turk Bi10-M30-AD4X para la medición de las revoluciones, la medición de la temperatura salida del refrigerante del motor se hace mediante un sensor termoresistivo PT-100 de tres hilos, conectado a un módulo NI 9219 de National Instruments; la adquisición de las señales se realiza a través del chasis NI CompactDAQ Ethernet de 8 ranuras. Para la medición de consumo específico de combustible por el método gravimétrico, se utiliza una báscula electrónica. En la figura 3 se presenta una vista del banco de pruebas con la consola de control como actualmente se utiliza en el laboratorio de motores de combustión de la universidad.



Figura 3. Vista del banco de pruebas con la consola de control y la instrumentación actualmente instalada en el laboratorio. 1- bancada, 2- batería, 3- torretas soporte, 4- radiador, 5- motor, 6- ducto de escape, 7- consola de control, 8- freno electromagnético, 9- consola virtual en software LabVIEW, 10- báscula.

El modulador de ancho de pulsos es un regulador de la tensión eléctrica y de la corriente entre la batería y la caja de contactores, y que, a su vez, alimentan el retardador electromagnético con el fin de regular la potencia de frenado. La modulación por ancho de pulsos, PWM, es una técnica en la que se modifica el ciclo de trabajo de una señal periódica.

La construcción típica de un circuito PWM se lleva a cabo mediante un comparador con dos entradas y una salida. Una de las entradas se conecta a un oscilador de onda dientes de sierra, mientras que la otra queda disponible para la señal moduladora. En la salida la frecuencia es generalmente igual a la de la señal dientes de sierra y el ciclo de trabajo está en función de la portadora. En el presente trabajo, la conexión eléctrica entre el conmutador por modulación ancho de pulsos y la caja de contactores del freno electromagnético se realiza conforme al esquema de la figura 4.

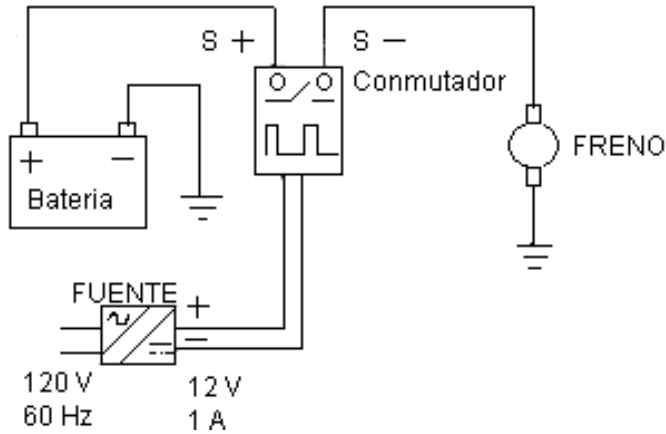


Figura 4. Diagrama de conexión eléctrica del modulador de ancho de pulsos para el control de la carga del retardador.

5. Sistema de Adquisición de Datos

Para el evaluar el desempeño dinámico del motor, como mínimo, se medir la velocidad angular, el par torsor y la temperatura y simultáneo con estos conviene disponer de equipos para el diagnóstico de los sistemas de arranque, carga eléctrica, alimentación, encendido y emisiones. Como se mencionó, las señales de temperatura, par y revoluciones deben instrumentarse para ser amplificadas y filtradas antes de almacenar, indicar, transmitir o usar para una acción de control. Para la adquisición de estas señales y su procesamiento, se ha ensamblado un sistema de adquisición de datos y de procesamiento de información e interfaz de usuario basado en el software LabVIEW. Las tarjetas utilizadas para el acondicionamiento de señales en el banco de pruebas fueron la NI 9222 y NI 9219 de National Instruments para USB, que proporcionan adquisición de datos de alto rendimiento y fiabilidad. La tarjeta NI 9222 ofrece una velocidad de adquisición hasta de 500 kilo-muestras por segundo por canal, tiene un rango de medida de ± 10 V, resolución de 16 bits de cuatro canales. La tarjeta NI 9219 ofrece hasta 100 muestras por segundo por canal, tiene un rango de medida de 60 V y una resolución de 24 bits de cuatro canales.

El programa informático desarrollado para el manejo de la información técnica del banco de pruebas permite visualizar las curvas de par y potencia del motor contra velocidad angular, como también el estado de la temperatura del refrigerante. Se han habilitados otros canales para personalización por parte del usuario. En la figura 5 se puede apreciar el panel frontal en el entorno LabView de los valores de par, revoluciones y temperatura del motor y desde el cual se controla la adquisición de la información. En la figura 6 se presenta un detalle del diagrama de bloques en el entorno LabView del programa desarrollado para el despliegue, procesamiento y almacenamiento de la información del motor ensayado.

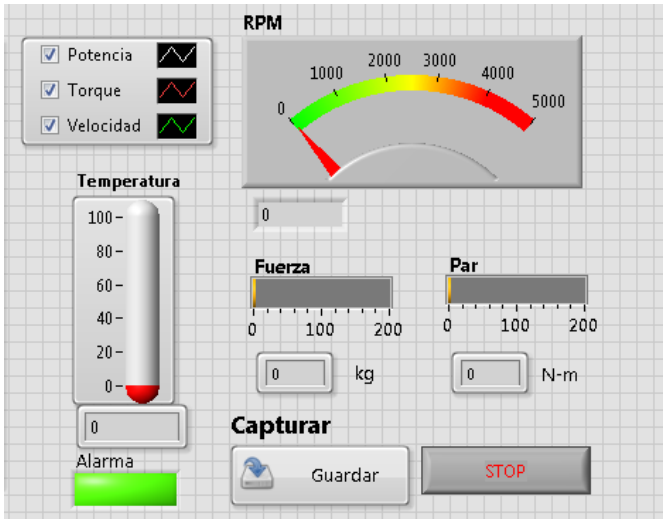


Figura 5. Panel frontal para el monitoreo de los valores de par, revoluciones y temperatura del motor ensayado.

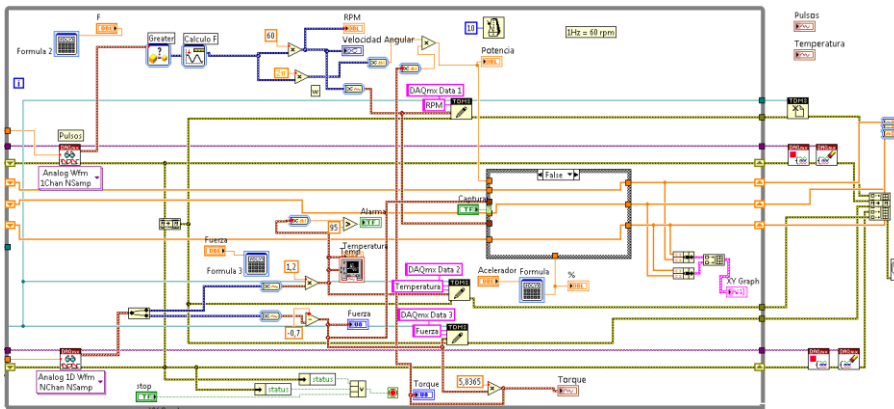


Figura 6. Detalle del diagrama de bloques del programa de despliegue, procesamiento y almacenamiento de la información del motor ensayado.

6. Protocolo de pruebas en el banco de ensayos diseñado

Las pruebas se inician con los trabajos preliminares de diagnóstico y reconocimiento del motor a ensayar. Deseable que se pueda medir la compresión en los cilindros y reconocer el sistema de control. Previo a las pruebas principales, se requerirá evaluar la dinámica de arranque y encendido de los motores, la variación transitoria del amperaje consumido por el motor de arranque y el modo de crecimiento de las revoluciones del motor (variación instantánea, con resolución al menos de ciclo, de estas variables, para valorar cómo le cuesta al motor y al sistema de arranque ponerse en funcionamiento).

Una vez arrancado y estabilizado el motor en marcha mínima (sin abandonar el monitoreo de las revoluciones instantáneas), con el objeto de evaluar su proceso de calentamiento, se recomienda medir (segundo a segundo) las temperaturas y presiones medias de admisión y escape, la temperatura del aceite, las temperaturas del refrigerante del enfriador del aire y del circuito principal del motor, la temperatura del bloque del motor y de la culata, el flujo de aire y de combustible, la presión y la temperatura del combustible, las emisiones de CO₂, CO, O₂, NOx y HC y las variables instantáneas del dinamómetro.

Paralelo con la medición de las variables medias segundo a segundo, se podrían medir las aceleraciones, vibraciones, ruido, presión y temperatura de escape (variables rápidas, para lo que deberá instalarse el sensor de presión instantánea piezoeléctrico y el de temperatura instantánea), el calor emitido (cámara termográfica) y las variables lentas de diagnóstico del motor convencionales: avance de encendido, duración de quemado, presión de admisión MAP, voltajes de alternador (la señal de voltaje de alternador es muy importante) y batería, kilovoltios de las bobinas y voltajes de alta.

El procedimiento general para la medición del par y la potencia del motor en el banco de ensayos diseñado es el siguiente:

- Verificar la posición de frenado en el banco de instrumentos que se encuentre en posición cero "0"
- Conectar la batería al motor teniendo en cuenta el positivo y negativo del motor
- Verificar la conexión salida positiva de la batería que va al (S+) del conmutador por modulación ancho de pulsos y del (S-) del conmutador por modulación ancho de pulsos al (+) de la caja de contactores.
- Comprobar que a la fuente de alimentación del conmutador PWM, estén conectados el cable gris al (0V) de la fuente y el cable rojo a (+12V) de la fuente.
- Conectar la fuente del conmutador PWM a la tomacorriente de 125 V, encender la fuente después de la verificación.
- Conectar los cuatro cables de la celda de carga al conector de alimentación de la tarjeta de adquisición en el canal tres del módulo NI 9219 (los cables blanco, verde, rojo y negro se conectan a los canales cuatro, seis, tres y cinco, correspondientemente).

Conectar el módulo NI 9219 a la ranura número dos del chasis NI CompactDAQ Ethernet.

- Conectar el chasis NI CompactDAQ Ethernet al tomacorriente y al computador.
- Encender el computador y abrir el software LabVIEW.
- Verificar el nivel de aceite en el cárter del motor, el nivel de agua del radiador y la carga de la batería antes de encender el motor.
- Poner en marcha el motor durante unos minutos para calentar, eliminar gases y residuos para una mejor lectura.
- Poner el acelerador del motor en la posición uno.
- Ajustar la palanca de mando del freno en la posición uno, cuya función es hacer que el motor reduzca su velocidad de giro con aplicación de carga generando par y potencia.

- Regular el conmutador por modulación ancho de pulsos de tal manera que el motor reduzca su velocidad de giro en 500 RPM la cual se visualiza mediante el software.
- Esperar durante diez segundos a que el motor se estabilice y tomar lectura de par y potencia mediante el software LabVIEW dando click en capturar o guardar.
- Repetir el procedimiento anterior en su totalidad, para diferentes velocidades angulares (4000 RPM, 3500 RPM, 3000 RPM, 2500 RPM, 2000 RPM, 1500 RPM) después de finalizada la primera corrida de toma de datos.
- Para apagar el motor se debe quitar la carga de frenado poniendo la palanca de frenado en la posición cero, luego poner el acelerador en la posición seis y apagar el motor del interruptor.
- En todos los pasos es importante que la temperatura del motor tanto en la entrada como en la salida no sobrepase los 95 °C. Llegando a este parámetro crítico de temperatura, se debe suspender la carga de frenado (palanca de freno en posición cero), desacelerar el motor poniendo el acelerador en la posición seis y apagar el motor del interruptor, esperar hasta que el motor se enfríe a una temperatura de 70 grados Celsius para volver realizar la prueba.

Aunque ahora las pruebas se realizan de una forma completamente manual, la posibilidad de poder gobernar tanto el actuador del freno como el del acelerador directamente desde el PC dotaría al banco de ensayos de mucha más versatilidad, por lo que se han iniciado los trabajos conducentes a la automatización de las pruebas en una nueva etapa de desarrollo del laboratorio.

7. Utilización del banco para los ensayos de motor

El motor utilizado en el banco de pruebas es un Hercules G1600 de 2.7 litros y 4 cilindros en línea. Como se mencionó anteriormente, las dimensiones del banco se proyectaron tomando como referencia las dimensiones, la configuración y el peso de este motor, cuya característica externa de velocidad de catálogo se ilustra en la figura 7.

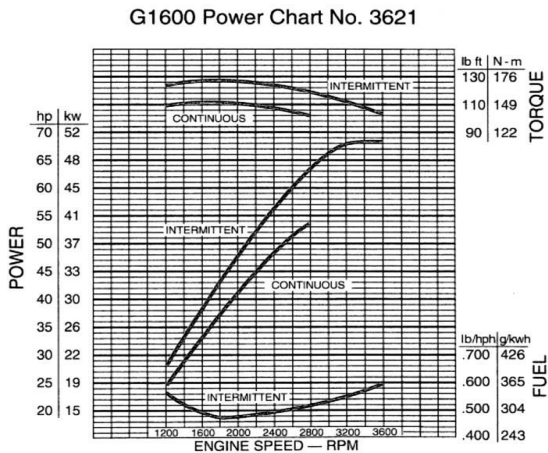


Figura 7. Característica externa de velocidad del motor Hercules G1600, según catálogo del fabricante [2].

Presentado el motor en el banco de ensayos ensamblado, se sometió al procedimiento de pruebas explicado en el apartado anterior y se configuró el equipo de adquisición de información. En la figura 8 puede observarse la pantalla de monitoreo de señales tomada durante la prueba. Se pueden leer los valores corrientes de la temperatura del refrigerante, el par y las revoluciones, y también puede seguirse la evolución de estas variables y de la potencia y par calculados durante la prueba.

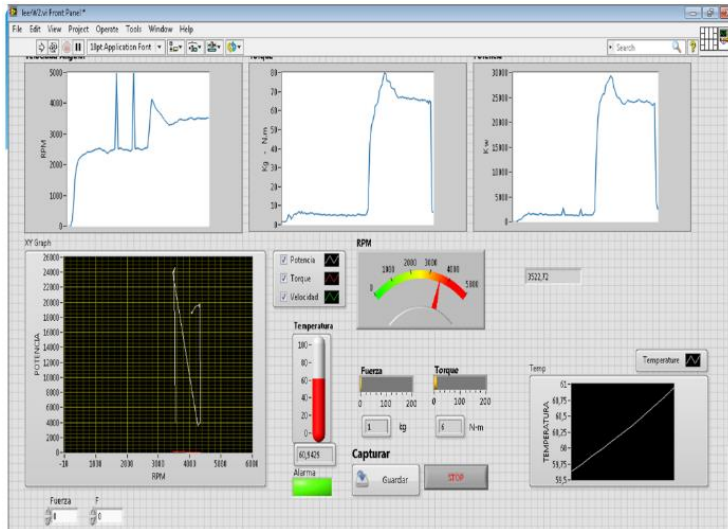


Figura 8. Vista del panel de control observado durante los ensayos del motor Hercules G1600.

En la figura 9 se presenta la característica externa de velocidad registrada durante el ensayo del motor.

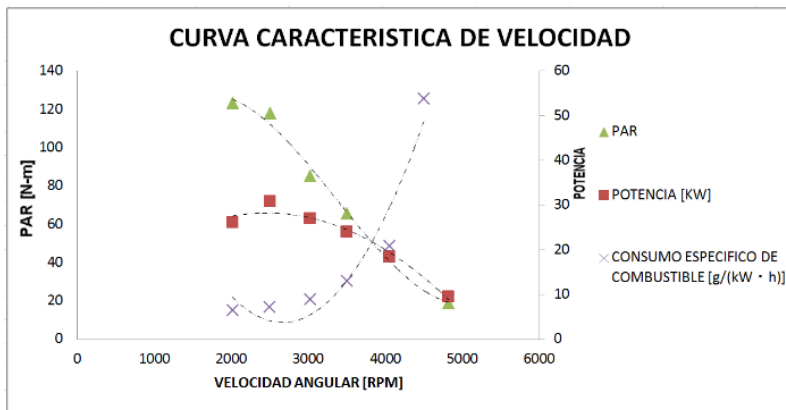


Figura 9. Característica externa de velocidad experimental del motor Hercules G1600, registrada durante el ensayo del motor.

Para información de los lectores del presente artículo de comunicación de resultados del proyecto de diseño y construcción del banco de pruebas, finalmente, es oportuno comentar que el grupo de trabajo a cargo del mismo también está trabajando en la implementación pedagógica de una práctica de diagnóstico de comportamiento de la presión en cámara y su correlación con las señales de vibraciones en motores. Así, durante las pruebas de bando, se tuvo la oportunidad de registrar señales de presión en el primer cilindro del motor, con resultados gráficos como los mostrados en la figura 10.

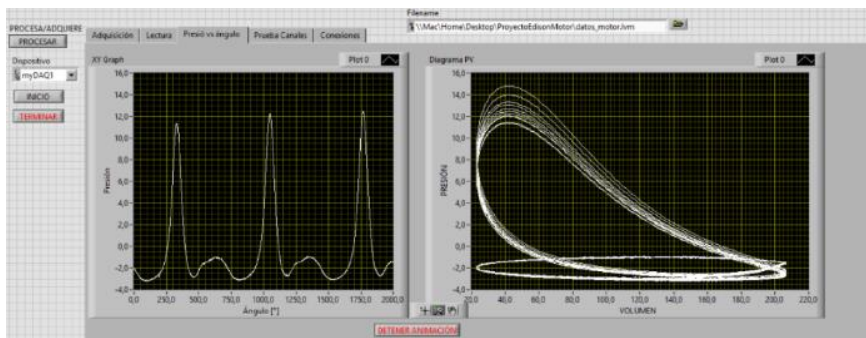


Figura 10. Diagramas indicados de presión en el cilindro 1 del motor Hercules G1600, operando a carga baja.

8. Trabajos en desarrollo para completar la sala de ensayos del laboratorio

Habiendo integrado el banco de ensayos de motores, se programa continuar con las siguientes actividades y proyectos: diseño y adaptación de sistema automático para la realización de las pruebas, acondicionamiento de la sala de ensayos, construcción de una cabina insonorizada, montaje de un armario de control, instalación de aire acondicionado, mejora de la ventilación de la sala, perfeccionamiento de las instalaciones eléctrica e hidráulica, perfeccionamiento de la extracción de gases, implementación de una estructura de polipasto para manejo de diferentes motores.

9. Referencias

- [1] INDUSTRIAS ZELU S.L. CFK-65 Model Technical Specifications. Ficha técnica.
- [2] Hercules Engine Company. Model G1600. Basic Engine. Technical specifications.
- [3] COFREMEX ST20135–rev1, junio 2003. Manual eléctrico para ralentizadores KA y CFK.
- [4] National Instruments. Adquisición de datos, 2015 Disponible en: <http://colombia.ni.com/>
- [5] SAE J1349, Engine Power Test Code-Spark Ignition And Compression Ignition Net Power Rating, pp 7, (2004).

DOWNSIZING DE MOTORES ASSOCIADO AO USO DE TURBOCOMPRESSOR

**Amanda Assis¹, Francisco Almeida²,
Antonio Gabriel Almeida³, Luis Gabriel Gesteira⁴**

1-Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia da Bahia,
R. Emidio dos Santos, s/n - Barbalho, Salvador, Brasil.
massis.amanda@gmail.com

2-Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia da Bahia,
R. Emidio dos Santos, s/n - Barbalho, Salvador, Brasil.
franciscoalmeidaifba@gmail.com

3-Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia da Bahia,
R. Emidio dos Santos, s/n - Barbalho, Salvador, Brasil.
gabrielalmeida@ifba.edu.br

Palavras chave: Motores de combustão interna, downsizing, turbocompressor, torque, potência, consumo, emissão de gases.

Resumo

Devido a necessidade de diminuir o consumo de combustível fóssil e a emissão de gás carbônico (CO₂) na atmosfera, bem como atender aos anseios dos clientes quanto a carros mais econômicos, o "Downsizing" apresenta-se como uma alternativa vantajosa a essa busca. A idéia central é reduzir a cilindrada, mantendo potência, torque e resposta ao acelerador para que o motorista não sinta que a economia de combustível venha associada à menor agilidade do carro. Para tanto, algumas montadoras estão realizando a estratégia de Downsizing em combinação com o uso do turbocompressor. O presente trabalho apresenta uma análise fundamentada na avaliação de um estudo de caso, através da utilização dos parâmetros torque, potência, consumo e emissão de gases poluentes. Este tipo de motor, que já é utilizado nos carros europeus, está em fase de implementação no Brasil, com o intuito de substituir os motores de 1.6L de quatro cilindros. Para tanto, espera-se que o 1.0L turbo apresente uma redução no consumo de combustíveis e emissão de gases poluentes, bem como, possua potência e torque superiores aos modelos 1.0L de motorização tradicional, concorrendo com os motores que possuam valor superior de cilindradas.

1. Introdução

Com o aumento da concorrência entre as montadoras e uma maior exigência do mercado consumidor, a indústria automobilística vive uma incessante busca por contemplar as diversas necessidades dos seus clientes, desde itens atrativos quanto a conectividade e praticidade quanto a motores mais robustos e econômicos. Além dos anseios dos compradores, a indústria precisa ainda atender normas e procedimentos, que vão desde itens de segurança, qualidade no seu processo e no produto final, à descarte de resíduos e emissão de gases nos veículos.

A possível escassez da oferta de petróleo levou ao desenvolvimento de novas políticas ambientais, que possuem entre os enfoques, a redução de emissões de poluentes

em veículos automotores, bem como a utilização de energias alternativas. Assim, economia de combustível, eficiência dos motores e redução nas emissões de poluentes se tornaram fatores-chaves para a construção de novos projetos. (GUEDES, 2014)

A fim de se adequarem e não perderem mercado, as indústrias automobilísticas se mobilizaram, e em meio a essa busca por soluções inovadoras surgiu um novo conceito que passou a ser conhecido como downsizing. O termo downsizing, em uma tradução livre, significa redução de tamanho, e essa é a ideia principal do projeto: produzir motores menores, tanto em tamanho quanto em deslocamento, mas que desenvolvam a mesma potência ou até maior, com mais eficiência e economia. (GUEDES, 2014)

2.1. Motor Aspirado X Turbinado

As normas que valerão para os veículos cujo ano-modelo vai de 2012 a 2025 possuem uma maior exigência quanto a motorização, para que eles sejam mais eficientes, tenham um maior controle de emissão de gases de efeito estufa (GEE) do veículo e uma maior economia de combustível (EC). Uma tecnologia que está sendo uma estratégia-chave dos fabricantes de veículos para ajudar a cumprir com as normas relacionadas ao GEE e EC é substituição de motores naturalmente aspirados por motores turbinados. (STUHLREHER, 2015)

2.1.1. Motor aspirado

O desempenho de um motor de combustão interna está fortemente associado à quantidade de ar admitido e retido no interior dos cilindros, pois quanto mais ar é admitido, maior também será a quantidade de combustível a ser adicionado e posteriormente oxidado. (BRUNETTI, 2012)

O fluxo de ar para o interior dos cilindros no tempo de admissão se dá em função da geração de um gradiente de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro. No caso em que esse gradiente é ocasionado unicamente pelo deslocamento do pistão do PMS para o PMI, é gerada uma depressão no interior do cilindro, não havendo nenhum dispositivo que eleve a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica, tendo-se o motor denominado naturalmente aspirado. (BRUNETTI, 2012)

Nesses motores, o gradiente de pressão no processo de admissão é limitado pela pressão de admissão, que será no máximo a pressão atmosférica. (BRUNETTI, 2012)

2.1.2. Motor turbinado

Com o objetivo de aumentar o gradiente de pressão no processo de admissão e, conseqüentemente, a massa de ar admitida pelo motor, surgiram os motores sobrealimentados. (BRUNETTI, 2012)

Nesses motores existem dispositivos que elevam a pressão no coletor de admissão acima da pressão atmosférica. Um desses dispositivos é o turbocompressor, que utiliza os gases de escape para gerar trabalho numa turbina e transferi-lo para o compressor, que por sua vez se encarrega de aumentar a pressão no coletor de admissão. (BRUNETTI, 2012)

Sobrealimentando-se um motor para aumentar até 20% a sua potência, normalmente, não há necessidade de reprojeta-lo. Acima disso, mancais, pistões, lubrificação e arrefecimento deverão ser revistos para garantir a durabilidade. (BRUNETTI, 2013)

Teoricamente, a potência de um motor poderia ser aumentada indefinidamente, pelo aumento gradativo da quantidade de mistura a ser introduzida no cilindro, desde que se dispusesse de um compressor adequado. Entretanto, o superaquecimento do motor impede que o supercarregamento se processe indefinidamente. (OBERT, 1971)

2.1.2.1. Turbocompressor

Turbocompressores são sistemas compostos por uma turbina que trabalha em conjunto com um compressor, montados no sistema de admissão e usados para aumentar a pressão do ar admitido no motor, resultando em maior massa de ar e combustível que entram em cada um dos cilindros, durante cada ciclo. (PULKRABEK, 2003)

O compressor é movido pela turbina, que é acionada através dos gases de escape do motor. Diferentemente dos motores aspirados, que não aproveitam a energia presente nos gases de escape, os motores sobrealimentados com o auxílio de um turbocompressor tem seu balanço energético alterado, pois a utilização da energia proveniente desses gases possibilita um aumento da sua eficiência térmica. Neste caso, o compressor não tem ligações mecânicas com o motor, não consumindo potência de seu eixo. (BRUNETTI, 2013)

O processo de compressão do ar acarreta, porém, em um aumento da temperatura deste. Esse aumento ocasiona a redução da massa específica do ar em comparação a uma condição de mais baixa temperatura. A fim de se minimizar esse efeito de redução da massa específica (densidade) do ar gerado pelo aumento de temperatura na compressão, foram concebidos resfriadores (intercoolers) que reduzem a temperatura após a saída do compressor, como pode ser visualizado na Figura 1. (BRUNETTI, 2012)



Figura 1. Funcionamento do resfriador de ar.

O aumento da pressão proveniente do uso de turbocompressores varia entre 20 e 250 kPa, sendo que a maioria dos motores opera próximo a extremidade inferior desta escala. (PULKRABEK, 2003)

Em um estudo realizado sobre os efeitos da turbocompressão em um motor movido a gás natural, a eficiência do turbocompressor tem uma grande influência sobre a eficiência do motor. Um aumento de 1% na eficiência turbocompressor traz um aumento de cerca de 0,08% na eficiência do motor. (KESGIN, 2004)

O turbocompressores encontram sua desvantagem no fato de que tanto o compressor quanto a turbina geralmente possuem uma faixa de operação com altas eficiências ligeiramente mais restrita que a faixa de operação do motor, isto é, o turbocompressor opera de maneira mais efetiva em médias e altas rotações. (BRUNETTI, 2013)

2.2. Sistema De Injeção Direta

Sistemas de injeção direta de combustível vem ganhando espaço na indústria automotiva. Esse tipo de sistema, pulverizando o combustível na câmara de combustão sem o intermédio dos coletores de admissão, cria uma turbulência dentro da mesma e permite o funcionamento do motor em taxas maiores de compressão, o que melhora o seu desempenho. (HURTADO, 2013)

Diferentemente dos motores de injeção eletrônica indireta, no sistema de injeção direta, o combustível é injetado diretamente na câmara de combustão e não no coletor de admissão. Além disso, graças ao gerenciamento eletrônico, todo processo de distribuição de queima é feito na quantidade e no tempo adequados.

Outra grande diferença em relação aos sistemas de injeção indireta convencional, está nos injetores de combustível, que agora precisam suportar as condições de pressão e temperatura no interior da câmara de combustão com a devida capacidade de atomização do combustível e na bomba secundária de combustível. (BRUNETTI, 2012)

Quando a quantidade de ar na mistura é alta, comparada à quantidade de combustível, temos uma mistura dita “pobre”. Quando encontramos o caso oposto, temos uma mistura “rica”. Os motores de injeção direta usam uma mistura de 40 ou mais partes de ar para cada parte de combustível, expressa como “40:1”. Em um motor a gasolina convencional, a relação é de 14, 7:1. Uma mistura mais pobre permite que o combustível seja queimado de maneira muito mais econômica. (PARKER, 2008)

Uma segunda vantagem em termos de eficiência, para os motores de injeção direta, é que eles podem queimar seu combustível de forma mais completa. O controle da mistura ar-combustível é mais preciso pelo fato de não haver deposição de combustível nas paredes do coletor de admissão ou nos dutos do cabeçote. (BRUNETTI, 2012)

Em operações de variações abruptas de carga tem-se também relativa vantagem da injeção direta de combustível, pois a massa de combustível é calculada para a massa de ar já admitida e presente no interior da câmara de combustão. Este melhor controle, minimizando as variações entre os cilindros, traz vantagens em dirigibilidade, controle de emissões de poluentes e consumo de combustível. (BRUNETTI, 2012)

Uma grande desvantagem do sistema de injeção direta é o custo, pois os componentes devem ser mais resistentes para suportar a alta pressão na câmara de combustão, ou seja, deverão ser selecionados materiais com propriedades mecânicas mais elevadas. No entanto, motores que possuem o sistema podem, com gasolina comum, atingir índices de desempenho alcançados apenas em motores que necessitam de combustível premium, mais caros, para funcionar com o melhor desempenho. (HURTADO, 2013)

Além disso, o custo elevado de produção já não é considerado um empecilho no desenvolvimento dessa tecnologia, utilizada há muito tempo em motores a diesel, para motores ciclo Otto, uma vez que ela surge como uma excelente alternativa na busca por

motores mais econômicos e que atendam às exigências cada vez mais rigorosas de controle de emissão de poluentes. (HURTADO, 2013)

2.3. Comando de Válvulas Variável

As válvulas de um motor comum são abertas por ressaltos (comes) dispostos ao longo de uma árvore chamada popularmente de comando de válvulas, ou tecnicamente de árvore de cames. Os motores com comando duplo de válvulas no cabeçote (DOHC) têm um comando para as válvulas de admissão e outro para as válvulas de escape. Estes comandos são feitos de metal e podem ser conectados ao virabrequim por meio de correntes, correias ou engrenagens. (CONTESINI, 2014)

O perfil, a posição e a forma dos comes do eixo comando, são desenvolvidas para uma determinado RPM do motor, que normalmente limita o torque em baixas rotação e a potência em altas rotações, isto é, normalmente o comando de válvulas é projetado de maneira a ficar entre dois objetivos: obter a maior potência possível, através de rotações mais altas, sem prejudicar o desempenho em giro baixo. Sempre que um lado é favorecido, o outro sai prejudicado.

É nesse cenário que o comando variável encontra seu espaço, ao permitir que essas duas necessidades sejam plenamente atendidas, adaptando o momento de abertura e fechamento e, em alguns casos, o levantamento das válvulas conforme a rotação do motor e a abertura do acelerador.

2.4. Emissões de Gases Poluentes

A utilização pelo homem das diversas formas de energia tem sido uma das principais causas de danos ao meio ambiente, com destaque às fontes fósseis de energia que são amplamente utilizadas para diversos fins energéticos, como geração de energia elétrica, transporte e indústria. Mesmo com um maior uso de outras fontes energéticas atualmente, os combustíveis fósseis têm se mantido como a principal fonte. Os mais utilizados são o carvão mineral, os derivados de petróleo e, mais recentemente, o gás natural. (MENDES, 2004)

No Brasil, existe um amplo uso do etanol, tanto como combustível exclusivo quanto misturado a derivados de petróleo como a gasolina, além de uma expansão no uso do gás natural veicular, principalmente em veículos leves de uso intensivo (táxis e frota cativas) em grandes centros urbanos, porém, os derivados de petróleo (como gasolina e óleo diesel) continuam sendo os energéticos predominantes. (MENDES, 2004)

Segundo Mendes, as emissões originadas pelo uso de veículos automotores podem ser divididas nas seguintes categorias:

- emissões de gases e partículas pelo escapamento do veículo (subprodutos da combustão lançados à atmosfera pelo tubo de escapamento);
- emissões evaporativas de combustível (lançadas na atmosfera através de evaporação de hidrocarbonetos do combustível);
- emissões de gases do cárter do motor (subprodutos da combustão que passam pelos anéis de segmento do motor e por vapores do lubrificante);
- emissões de partículas fruto do desgaste de pneus, freios e embreagem e

- emissões evaporativas de combustível nas operações de transferência de combustível (associadas ao armazenamento e abastecimento de combustível)

2.4.1. Produtos nocivos

A reação de combustão completa estequiométrica produz CO_2 , H_2O , e N_2 . A proporção desses gases ao deixarem o cilindro depende do combustível, da condição de funcionamento do motor e da qualidade da mistura. (BRUNETTI, 2012)

Na reação real os produtos citados constituem cerca de 98% dos gases de escape, sendo 1% formado de O_2 , H_2 e gases inertes e aproximadamente 1% de gases nocivos. (BRUNETTI, 2012)

Como exemplo de gases nocivos podemos citar o monóxido de carbono (CO), que é resultado de uma combustão incompleta de hidrocarbonetos e representa uma relativa redução de eficiência. O CO é um gás inodoro que reage com a hemoglobina, reduzindo a capacidade do sangue de transportar oxigênio. A inalação de uma concentração de 1600 ppm dessa substância causa náuseas nos primeiros 20 minutos e provoca a morte em 1h. (BRUNETTI, 2012)

Os óxidos de nitrogênio (NO_x), ao entrar em contato com o vapor de água na atmosfera, forma o ácido nítrico que, em conjunto com o ácido sulfúrico (H_2SO_4), formado a partir da queima de combustíveis com enxofre, formam a chamada chuva ácida. (BRUNETTI, 2012)

O CO_2 , produto primário de qualquer combustão de hidrocarbonetos é um gás inodoro e incolor, sem efeito direto na saúde humana, mas o acúmulo desse gás na atmosfera é um dos principais responsáveis pelo fenômeno do aquecimento global.

Diante das consequências aqui expostas, e muitas outras existentes, em relação aos gases provenientes da combustão ocorrida nos propulsores de veículos, percebe-se a importância do estabelecimento de legislações que limitam a emissão dos principais poluentes por motores e automóveis.

3. Metodologia

O presente trabalho teve sua metodologia desenvolvida majoritariamente segundo dois pilares: inicialmente pelo processo de revisão da literatura, para que houvesse uma coleta de dados e definições necessários ao desenvolvimento da pesquisa e posteriormente sob a análise de um estudo de caso.

Embora a palavra Downsizing remeta a um processo de redução de tamanho, os ganhos relativos a utilização dessa tecnologia não estão atrelados apenas à redução das dimensões do motor e sim às inúmeras tecnologias adotadas, para que em conjunto se atinjam as metas e objetivos traçados.

Segundo cruzamento feito com base nos números de registros do Departamento Nacional de Trânsito (Denatran) e nas estimativas populacionais do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), no ano de 2014 o Brasil possuía um automóvel para cada 4,4 habitantes. Há dez anos, a proporção era de 7,4 habitantes por carro.

Embora os automóveis façam parte do cotidiano das pessoas, muitos conceitos físicos e mecânicos, relacionados à área de mecânica automotiva, bem como a função das peças e

mecanismos que compõem um veículo, ou seu processo de manutenção ainda são pouco conhecidos pela maioria dos consumidores.

Por esse motivo, inicialmente no presente trabalho, foi realizada uma conceituação a respeito de temas relacionados à mecânica automotiva, alguns conceitos básicos até a conceituação de funcionamento e funções dos sistemas.

A pesquisa bibliográfica, realizada inicialmente, tem o objetivo de colocar o pesquisador em contato com o que já se produziu e registrou a respeito do seu tema de pesquisa. (PÁDUA, 2005)

Após realizada a revisão bibliográfica, foi iniciada a etapa de análise do estudo de caso, sendo este uma categoria de pesquisa cujo objeto é uma unidade que se analisa aprofundadamente, numa tentativa de abranger as características mais importantes do tema que se está pesquisando, bem como seu processo de desenvolvimento. (TRIVIÑOS, 2013)

Após análise feita com auxílio da revisão da literatura, alguns tópicos foram selecionados para referenciar e sedimentar a análise realizada no estudo de caso, dentre eles quatro parâmetros são de extrema importância e foram utilizados como alicerce da análise qualitativa e comparativa do estudo de caso, sendo eles:

- Consumo
- Torque
- Potência
- Emissão de gases poluentes

O objeto de estudo em questão é o motor Ford Eco Boost 1.0 turbo (Figura 2), três cilindros, à gasolina com injeção direta e comando de válvulas variável. Projeto desenvolvido em conjunto por equipes das plantas da Ford localizadas em Colônia, Aachen, Dunton e Dagenham, o motor já foi implementado na Europa, e está em fase de testes para ser lançado no New Fiesta brasileiro em 2016.



Figura 2. Ford Eco Boost 1.0 turbo, três cilindros.

Além da análise das tecnologias que compõem o motor 1.0L turbo, foi realizada uma análise comparativa com o motor 1.6L, que possui a tecnologia de duplo comando de válvulas e TiVct e em alguns momentos com o motor 1.5L da mesma montadora que não possui nenhuma das tecnologias citadas no presente trabalho, para que os ganhos provenientes do processo de Downsizing fossem visualizados de maneira evidente.

4. Resultados e discussões

Devido a um significativo ajuste nas tolerâncias dos requisitos relativos à emissão de CO₂ e da economia de combustível, bem como a demanda dos clientes, a indústria automotiva precisou dar um foco maior às soluções de veículos que atendam a essa necessidade. Diante disso, a Ford Motor Company investiu no desenvolvimento de tecnologias de motores, no intuito de entregar uma resposta significativa e sustentável para o desafio citado.

A montadora divulgou a família EcoBoost, sendo esta uma aplicação de injeção direta de combustível e turbocompressor em motores a gasolina. Esta tecnologia permite uma melhoria significativa da economia de combustível através de redução do motor e uma melhoria de desempenho quanto a resposta dinâmica do mesmo. (CURTIS, 2010)

A gama é formada por quatro motores: 1.0L de 3 cilindros, 1.6L e 2.0L de 4 cilindros e 3.5L V6. De acordo com as fichas técnicas de cada um dos motores EcoBoost, os números de desempenho superam os de seus antecessores e ainda consomem 20% menos gasolina, em média.

O motor 1.0L é objeto de estudo do presente trabalho. Disponível principalmente no mercado europeu, está em fases finais de teste para ser comercializado no Brasil no veículo New Fiesta, que será equipado com motor turbo e tem chegada prevista para maio de 2016. Com produção em São Bernardo do Campo (SP), a nova versão terá o motor 1.0 EcoBoost inicialmente importado da Europa e posteriormente fabricado no Brasil.

Trata-se de um propulsor 1.0L, 3-cilindros com injeção direta, duplo comando de válvulas variável independente (Ti-VCT), turbo e intercooler, que está disponível em versões de 100 cv e 169,65 Nm de torque, 125 cv e 179,46 Nm ou ainda 140 cv e 200,05 Nm. Para o Brasil, será comercializada a versão de 125 cv. O câmbio poderá ser manual de cinco marchas ou automatizado. Posicionado no topo da gama, o EcoBoost deve substituir as versões equipadas com o atual motor 1.6L 16V aspirado.

Dentro do portfólio EcoBoost, o motor 1.0L abrange o torque e a potência de 170 Nm (200 Nm overboost) e 92 kW (ou 125 cv). O sistema Overboost (ou sobrepressão), é um recurso do motor que, ao ser ativado, aumenta temporariamente a pressão do turbo, garantindo ainda mais esportividade, e está disponível em 3^a, 4^a, 5^a e 6^a marchas. A mesma comparação é feita para os outros motores no gráfico encontrado na Figura 3.

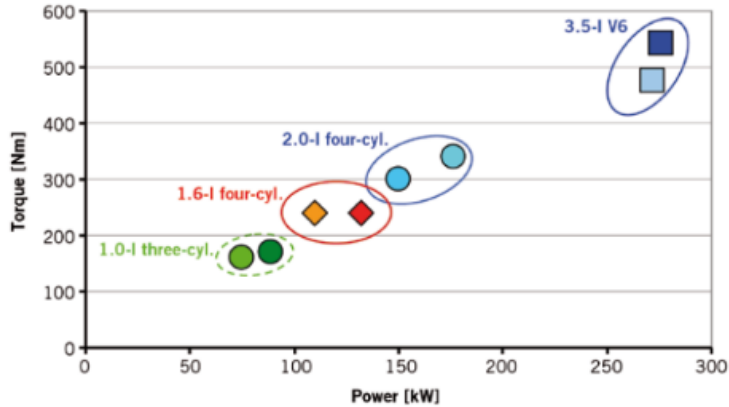


Figura 3. Torque x Potência.

Alguns estudos iniciais que estabeleciam metas para a economia de combustível e custo indicavam que essas condições seriam atendidas de forma satisfatória num motor de três cilindros. Estudos posteriores demonstraram que um motor três cilindros derivado de uma arquitetura de motor já existente não permitiria obter todo esse potencial e o seu custo não seria satisfatório, portanto uma nova arquitetura foi desenvolvida com uma configuração de base dedicada ao novo projeto. O desafio proposto foi de um motor que tivesse uma excelente economia de combustível trabalhando em conjunto com um turbocompressor, usando a tecnologia de injeção direta. (FRIEDFELDT, 2012)

Um aliado para alcançar estas metas é o seu bloco de ferro fundido, que combina força com baixo custo. Para manter o peso competitivo, o bloco do motor tem de ser concebido o mais compacto possível. Esta exigência é em grande parte satisfeita através do pequeno espaço ocupado agora por três cilindros apoiados por um comprimento maior do cilindro, que também melhora a eficiência de combustão. (FRIEDFELDT, 2012)

O motor conta ainda com uma cabeça de cilindro em alumínio, integrando uma válvula de escape que diminui a temperatura, otimizando a proporção combustível/ar. O atrito do motor é reduzido pela utilização de revestimentos especiais nos pistões, anéis de baixa tensão nos pistões e um novo design da correia do comando de válvula em banho de óleo. Uma bomba de óleo de vazão variável gerencia o processo de lubrificação de acordo com as necessidades e otimiza a pressão do mesmo, melhorando a eficiência em termos de consumos.

Na tabela 01 podemos encontrar as dimensões principais, seleção de materiais e as métricas de desempenho do novo motor.

Tabela 1. Principais dimensões, seleções de materiais e métricas de desempenho do motor 1.0L turbo.

Volume (cm³)	999
Comando de válvulas	DOHC
Válvulas/ cilindros	4/3
Relação de compressão	10:1
Max. Potência [kW a rpm]	92 a 6000
Max. Torque [Nm às rpm]	170 em 1500-4500 (200 Nm overboost)
Sistema de Combustível	Injeção Direta
Cabeça do cilindro	Alumínio
Bloco do cilindro	Ferro Fundido
Virabrequim	Ferro Fundido
Eixo de comando	Ferro Fundido

4.1. Consumo

Os valores anunciados pela fábrica em relação ao consumo do novo motor 1.0 EcoBoost, merecem destaque: entre 20,8 km/L e 20 km/L em percurso misto (cidade/estrada).

O tubo de exaustão fundido no cabeçote é um detalhe importante, capaz de reduzir a temperatura dos gases de escape e otimizar a relação ar/combustível em uma faixa mais ampla de rotação, o que também ajuda a economizar combustível. (LALLI, 2015)

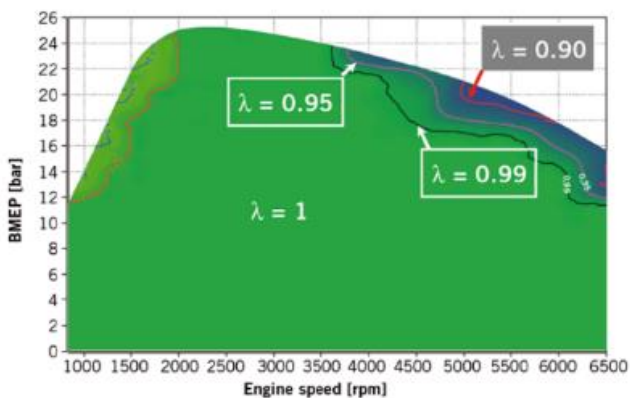


Figura 4. Motor trabalhando segundo regime estequiométrico.

Através da Figura 4, podemos observar que o motor trabalha segundo um regime estequiométrica em quase toda a gama de funcionamento, apenas numa pequena área perto da potência máxima, um enriquecimento muito moderado é necessário para atingir

o poder total. A combinação da excelente combustão e o conjunto de ações de design para a redução de atrito e bombeamento permite que o motor entregue uma economia de combustível em grande parte de sua gama operacional. (FRIEDFELDT, 2012)

Em dados divulgados pela Ford, os dados de consumo relacionados ao motor 1.6L são consideravelmente superiores ao motor 1.0L turbo. Possuindo um consumo de 11,0 Km/L em percursos no meio urbano e 14,3 Km/L em estradas. (FORD, 2016)

4.2. Torque

Segundo dados divulgados pela Ford, o New Fiesta 1.6 apresenta dados de torque na gama de 157 Nm. O 1.0L turbo atinge valores de 179,46Nm.

O gráfico representado na Figura 5 apresenta de maneira combinada as curvas de torque dos motores 1.0L e 1.6L. Através dele, é possível notar que no motor 1.0L, o torque máximo é atingido em baixas rotações e que sua curva de torque fica plana a partir de 1400 rpm, o que é proporcionado em grande parte pelo turbo de baixa inércia que equipa o sistema, capaz de girar a até 248 mil rpm.

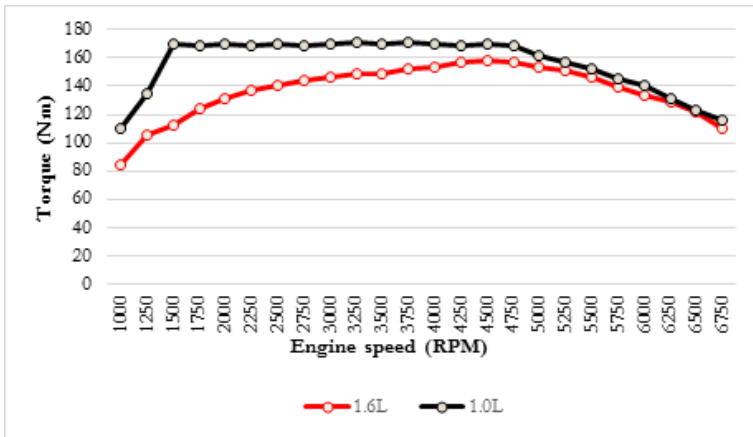


Figura 5. Curva de torque dos motores 1.0L turbo x 1.6L.

Apesar de muitos consumidores considerarem primeiramente a potência de motor, o torque também é fundamental para que o veículo tenha um desempenho satisfatório. Em regra, o motor com maior torque mostra mais força em baixas e médias rotações, as mais utilizadas pela maioria dos motoristas. Isso permite arrancar com mais agilidade, superar aclives e retomar velocidade em menor rotação e optar por uma transmissão de relações mais longas, com reflexos positivos no consumo e nível de ruído.

4.3. Potência

A nova versão do motor recebeu nova calibração que lhe permitiu entregar mais potência. Porém, podemos perceber que como o motor 1.6L que atualmente equipa o New Fiesta já possui algumas novas tecnologias, como por exemplo o duplo comando de válvulas e a de

TiVct, a potência do 1.0L turbo é compatível, porém ligeiramente abaixo (o 1.0L apresenta uma potência de 125 cv). um ganho notório na potência é percebido quando comparado com o motor 1.5L que acompanha o veículo na sua versão de entrada, e não é dotado dessas tecnologias.

A Figura 6 representa as curvas de potência de ambos os motores. Pode-se observar que a potência do 1.0L é compatível com a do 1.6L, se mostrando muitas vezes superior. O compacto, porém, fica em leve desvantagem, em altas rotações, no valor máximo de potência atingido.

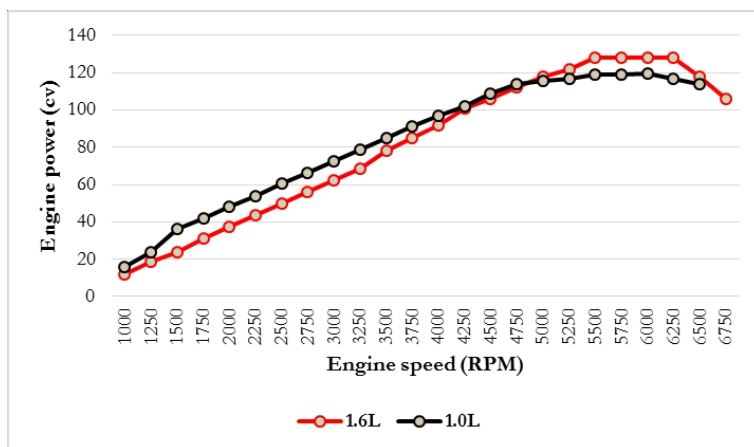


Figura 6. Curva de potência dos motores 1.0L turbo x 1.6L.

A potência máxima, é uma variável que influi diretamente na velocidade máxima e em grande parte do tempo de aceleração, os dois principais números do desempenho.

Por ter uma potência compatível com o motor 1.6L, o 1.0L não apresenta grandes dificuldades em subidas muito íngremes ou em ultrapassagens em rodovias, nem ao menos desvantagens no momento de percorrer grandes distâncias, alcançar maiores velocidades em pouco tempo, assim como retomá-las.

4.4. Emissão de gases poluentes

Os dados divulgados em relação a emissão de CO₂ do compacto 1.0L são consideravelmente baixas, 109 g/km, quando comparado com veículos 1.6L, com injeção indireta, sem comando variável de válvulas e sem a adição de turbocompressor. Nesse tipo de motor, os dados chegam a 141 g/km.

Não existe perdas nem ganhos em relação ao 1.0L de outras montadoras e ao 1.6L Ford, tendo em vista que o motor 1.6L já possui tecnologias que auxiliam na redução de emissões.

Embora ainda não tenham sido divulgados, a gama de tecnologia adicionada ao 1.0L três cilindros, emprega uma maior confiabilidade nas condições de funcionamento do motor,

bem como a qualidade da mistura, o que indica uma menor emissão de gases nocivos ao homem e ao meio ambiente.

Um grande segredo dos motores mais modernos para diminuir o consumo e as emissões de poluentes é melhorar a capacidade do motor em chegar à temperatura ideal. Dados da Ford apontam que motores a gasolina são entre 10 a 12% menos eficientes quando estão frios, enquanto o EcoBoost 1.0 reduz essa margem para 7%. Para isso, o EcoBoost 1.0 tem bloco de ferro fundido, que esquenta o motor mais rápido que um bloco de alumínio convencional e reduz em 50% a quantidade de energia necessária para atingir a temperatura ideal de trabalho. (LALLI, 2015)

Os consumos de combustível e as emissões de CO₂ declaradas são medidos de acordo com os requisitos técnicos e especificações da Regulamentação Europeia (CE) 715/2007 e (CE) 692/2008, nas suas mais recentes redações. Os consumos de combustível e as emissões de CO₂ referem-se a uma determinada variante de veículo e não para uma unidade automóvel única. O procedimento do teste padrão aplicado permite a comparação entre diferentes tipos de veículos e fabricantes. Para além da eficiência de consumos de um automóvel, o comportamento ao volante, bem como outros fatores não-técnicos desempenham um papel na determinação das emissões de CO₂ e dos consumos de combustível de um automóvel. Os resultados podem diferir dos de outras regiões do mundo devido aos diferentes ciclos e regulamentações utilizadas nesses mercados.

5. Conclusão

No presente trabalho foram apresentados conceitos importantes para o entendimento de motores de combustão interna, tecnologias e modificações que incrementam esses motores, bem como a sua adaptação quanto aos anseios e necessidades do mercado e dos governos, no que tange a necessidade de veículos mais econômicos e com um menor índice de emissão de gases poluentes.

A revisão bibliográfica tem grande relevância no processo de pesquisa, pois fundamenta toda análise a ser realizada a cerca do estudo de caso. No entanto, percebe-se que a ausência de realização de testes e procedimentos demanda um maior aprofundamento em trabalhos posteriores, tendo em vista que todos os dados referentes aos motores analisados, são divulgados pela própria montadora

Além da limitação de fontes, os dados fornecidos diferem da realidade dos motoristas, pois, apesar de seguirem normas e procedimentos para se alcançar os números divulgados, as empresas realizam os testes em condições ideais, o que muitas vezes não condiz com o dia a dia dos motoristas.

Contudo o objetivo principal foi alcançado. Com a revisão bibliográfica, percebeu-se que a diminuição (downsizing) desses motores, atrelada a uma ou mais soluções tecnológicas apresentadas anteriormente é uma alternativa viável e promissora para o prolongamento da vida útil desse equipamento, além de apresentar grande confiabilidade no processo de redução da cilindrada, manutenção e por vezes aumento da potência, torque e resposta ao acelerador, e economia de combustível sem uma diminuição na performance do carro.

A potência do propulsor 1.0L três cilindros se mostrou superior a outros motores de mesma cilindrada, e compatível com motores 1.5L e 1.6L. Quanto a emissão de gases poluentes (principalmente o CO₂), percebe-se que as tecnologias empregadas auxiliam nesse

processo, tornando os dados do 1.0L ecoboost satisfatórios em relação aos motores de cilindradas superiores.

Ao sairmos de um motor quatro cilindros para um de três cilindros, temos um número menor de componentes (um cilindro a menos exclui também um pistão, uma biela e reduz as dimensões do bloco, cabeçote, comando de válvulas e virabrequim), tendo como resultado um motor mais leve que um similar de quatro cilindros.

Com um cilindro a menos, o propulsor passa também a consumir menos combustível, porém a estratégia do downsizing tem como meta que essa economia de combustível não venha atrelada a uma perda de potência, e para isso, faz uso de diversas tecnologias como injeção direta, comando de válvulas variáveis, adição do turbocompressor, dispositivos esses que encarecem o valor do motor, e muitas vezes o público não está disposto a pagar por isso.

Uma outra desvantagem verificada nesse tipo de motor é a maior vibração em altas rotações. O efeito acontece devido o desequilíbrio de massas causado por sua configuração, merecendo destaque por parte das montadoras para alterações voltadas a atenuar o problema.

6. Referências

- [1] ALMEIDA, M., YAZBEK, P. Os carros com menor consumo de combustível de 2015. Disponível em <<http://exame.abril.com.br/seu-dinheiro/noticias/os-carros-com-menor-consumo-de-combustivel-de-2015>> Acesso em 02 de março de 2016.
- [2] BARATA, J. FlatOut – Torque e potência. Disponível em <<http://www.flatout.com.br/qual-diferenca-entre-torque-e-potencia/>> Acesso em 23 de fevereiro de 2016.
- [3] RUNETTI, F. Motores de combustão interna: volume 1. São Paulo: Blucher, 2012.
- [4] BRUNETTI, F. Motores de combustão interna: volume 2. São Paulo: Blucher, 2012.
- [5] CONTESINI, L. Como funciona o comando variável de válvulas?. Disponível em <<http://www.flatout.com.br/como-funciona-o-comando-variavel-de-valvulas/>> Acesso em 19 de Março de 2016
- [6] COSTA, P.G. A bíblia do carro, 2002, pp. 1.244
- [7] CURTIS, E. KUNDE T. et al. EcoBoost: Downsized Gasoline DI Turbo Engines as the Backbone of Ford's CO2 and Fuel Economy Product Strategy. 2010.
- [8] DIAS, A. Entenda a ficha técnica do seu veículo. Disponível em <<http://www.carrosinfoco.com.br/carros/2014/01/entenda-a-ficha-tecnica-do-seu-veiculo/>> Acesso em 23 de fevereiro de 2016.
- [9] FILHO, V. S. F. PASCOAL, E. T. Et al. Inovar-Auto & alianças estratégicas: um novo cenário de cooperação para montadoras e fornecedores de auto-peças. 2013.
- [10] FORD BRASIL. New Fiesta: Performance. Disponível em <<http://www.ford.com.br/carros/new-fiesta-hatch/performance?intcmp=vhp-module-features>> Acesso em 26 de Março de 2016.
- [11] FORD. Twin Independent Variable Camshaft Timing (Ti-VCT). Disponível em <http://www.at.ford.com/news/publications/publications/ti_vct_engine_technology_fs.pdf> Acesso em 6 de fevereiro de 2016
- [12] FRIEDFELDT, R. ZENNER, T.ERNST, R. FRASER, A. Three-cylinder gasoline engine with direct injection. ATZ autotechnology. Volume 12, 2012.

- [13] GUEDES, P. Downsize, onde menos é mais. Disponível em <<http://www.formula.ufscar.br/blog/downsize-onde-menos-e-mais/>> UFSCar - Universidade Federal de São Carlos. Acesso em 02 de março de 2016.
- [14] HURTADO, D. K. SOUZA, A. A. A evolução do sistema de injeção de combustível em motores ciclo otto: uma análise crítica desde suas implicações no meio ambiente à regulamentação legal no sistema normativo pátrio.. Revista Eletrônica do Curso de Direito – UFSM. ISSN 1981 – 3694. 2013.
- [15] IBAMA. Programas de controle de emissões veiculares. Disponível em <<http://www.ibama.gov.br/areas-tematicas-qa/programa-proconve>> Acesso em 19 de Março de 2016
- [16] INMETRO. Programa brasileiro de etiquetagem veicular. Disponível em <http://pbeveicular.petrobras.com.br/Arquivos/Guia_PBE_Veicular_INMETRO.pdf> Acesso em 23 de fevereiro de 2016.
- [17] KESGIN, U. Effect of turbocharging system on the performance of a natural gas engine. Department of Naval Architecture, Mechanical Engineering Faculty, Yildiz Technical University, TR 34 349 Besiktas, Istanbul, Turkey, 2005.
- [18] LALLI, F. Tecnologia EcoBoost: economia e alto desempenho andando juntos. Disponível em <<http://omecanico.com.br/tecnologia-ecoboost-economia-e-alto-desempenho-andando-juntos/> LALLI 2015> Acesso em 23 de fevereiro de 2016.
- [19] MAHLIA, T.M.I.; TOHNO, S. TEZUKA, T. International experience on incentive program in support of fuel economy standards and labelling for motor vehicle: A comprehensive review. Renewable and Sustainable Energy. Reviews 25, 18–33. 2013
- [20] MENDES, F. E. Avaliação de programas de controle de poluição atmosférica por veículos leves no Brasil. Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE. Rio de Janeiro, 2004
- [21] OBERT, E. F. Motores de combustão Interna. Editora Globo. Porto Alegre – Rio Grande do Sul, 1971.
- [22] PÁDUA, E. M. de. Metodologia da pesquisa – Abordagem Teórico-Prática. – 11ª ed. Ver. E atual. – Campinas, SP: Papirus, 2005.
- [23] PARKER, A. Como funcionam os motores de injeção direta. Disponível em <<http://carros.hsw.uol.com.br/motores-de-injecao-direta3.htm>> Acesso em 02 de março de 2016
- [24] PULKRABEK, W.W. Engineering fundamentals of the internal combustion engine .i University of Wisconsin – Platteville, 2003. 2ª edição.
- [25] RODRIGUES, T. M. Downsizing em motores de combustão interna: uma abordagem de inovação tecnológica. São Caetano do Sul, SP. CEUN-IMT, 2014.
- [26] SILVEIRA, F. L. Cilindrada, rotação, taxa de compressão e potência do motor. UFRGS, Porto Alegre - 2013. Disponível em <<http://www.if.ufrgs.br/creff/?area=questions&id=547>> Acesso em 12 de abril de 2016.
- [27] STUHLDRER, M., SCHENCK, C., BRAKORA, J., HAWKINS, D. et al., Downsized boosted engine benchmarking and results. SAE Technical Paper 2015-01-1266, 2015, doi: 10.4271/2015-01-1266.
- [28] TRIVIÑOS, Augusto N. S. Introdução à pesquisa em ciências sociais: a pesquisa qualitativa em educação. São Paulo: Atlas, 2013.

ESTUDIO DE UN NUEVO MECANISMO DE DISTRIBUCIÓN VARIABLE PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Daniel Barilá¹, Luis Bugna², Rodolfo Gómez³,
Jorge Camaño⁴, Matias Bratovich⁵, Daniel Barrios⁶

1, 2, 3, 4, 5, 6 Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.
dbarila@unpata.edu.ar, lbugna@bvconline.com.ar, fitogomez@unpata.edu.ar,
jecamano@gmail.com, matiasbratovich@hotmail.com, barriosantiago_18@hotmail.com

Palabras clave: Motor de combustión interna, distribución variable, renovación de la carga.

Resumen

La necesidad de mejorar las prestaciones aumentando la potencia y fundamentalmente mejorando el rendimiento motiva una de las ramas del desarrollo de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) consistente en lograr sistemas de control de válvulas de admisión y escape suficientemente flexibles para optimizar los tiempos de apertura y cierre de las mismas.

Algunos de los sistemas existentes consisten en mecanismos que solo actúan sobre el ángulo de fase de las levas de admisión, otros vuelven activa una leva u otra dependiendo de la velocidad de giro del motor. También se han desarrollado sistemas más flexibles que permiten acortar el tiempo de apertura pero a costa de disminuir la alzada. Si bien esta disminución puede resultar beneficiosa, resulta de interés contar con un mecanismo que pueda lograr la flexibilidad en ángulo de apertura y en alzada de manera independiente.

Los sistemas electro hidráulicos son los más flexibles ya que permiten realizar cambios en tiempos de apertura y cierre a la vez que controlar la forma del diagrama de alzada con cierta precisión aunque claramente menor que la que se obtiene con los sistemas mecánicos además de implicar un consumo energético alto y una baja confiabilidad por lo que su uso solo se ha limitado a motores de investigación.

En este trabajo se presentan alternativas de sistemas de distribución variable con posibilidades de aumentar o disminuir el tiempo de apertura de válvulas sin merma de la alzada mediante dispositivos mecánicos con posibilidades de aplicación práctica en motores de serie. Para esta finalidad se plantean mecanismos de transmisión de movimiento no homocinético entre el cigüeñal y las levas con posibilidad de variar a voluntad la cuantía de la característica no homocinética de la transmisión.

1. Introducción

Los tiempos de apertura y cierre de válvulas de admisión y escape difieren respecto de los que en principio se establecen para un ciclo teórico en el que las válvulas permanecen abiertas en coincidencia exacta con las carreras respectivas. En un motor real, existen diversos factores por lo que este esquema deja de ser el óptimo, la apertura y cierre no pueden ser instantáneos lo que obliga a adelantar las aperturas y retrasar los cierres aún

en caso de motores muy lentos en los que en principio se debería tender a los diagramas de distribución cercanos al teórico.

A velocidades altas, aparece la necesidad de aumentar mucho más los adelantos de apertura y los retrasos de cierre debido a que, al aumentar los gastos máxicos a través de las válvulas también se incrementan los saltos de presión en las mismas.

A modo de ejemplo, al llegar al final de la carrera de admisión, si el motor gira a gran velocidad, la presión dentro del cilindro será menor que en el conducto de admisión por lo que si el cierre se retarda, seguirá ingresando flujo al cilindro aún cuando el pistón comience la carrera de compresión y por lo tanto el momento óptimo de cierre será cuando la diferencia de presión y el flujo sean nulos. Esta condición de gasto máxico nulo depende además de la dinámica del flujo que circula por el conducto de admisión que al ser de carácter no estacionario, produce fenómenos ondulatorios de gran influencia en el proceso de renovación de la carga y si los conductos de admisión están "sintonizados", aumenta también la necesidad de un valor alto del RCA. De esta manera, el retraso óptimo del cierre de admisión (RCA), aumenta a medida que crece la velocidad de giro.

Consideraciones similares permiten justificar la existencia de adelanto en la apertura de admisión (AAA), adelanto en la apertura de escape (AAE) y retraso en el cierre de escape (RCE) [1]. Si se pretende bajar las pérdidas mecánicas durante el escape y la admisión además de maximizar el llenado del cilindro, el diagrama de distribución óptimo se vuelve más "abierto" en motores rápidos y más cercano al teórico en motores lentos. En la etapa de diseño, en función del uso del motor, se define la velocidad de giro a la que se optimizará el diagrama de distribución buscando un compromiso de funcionamiento razonablemente bueno en otras velocidades.

Los sistemas tradicionales utilizan diagramas de distribución fijos definidos por la geometría de las levas de admisión y escape, la posibilidad de utilizar un sistema de distribución variable para tratar de acercarse a los valores óptimos de cierres y aperturas de válvulas fue una idea que se manejó desde hace mucho tiempo pero en muchas ocasiones, primó la sencillez y bajo costo de los sistemas tradicionales antes que la búsqueda de los beneficios que un sistema variable podría aportar.

El antecedente más antiguo del uso de distribución variable data de la era del vapor cuando en las locomotoras se instalaron sistemas de este tipo para la regulación de potencia sin estrangulación del flujo [2]. La posibilidad de variar el diagrama de distribución ha sido explorada desde hace mucho tiempo en los MCIA, sin embargo, las versiones de producción son relativamente recientes. Uno de los parámetros que más influye en el aumento de potencia a alto régimen de giro es el RCA, por esto es que uno de los sistemas más simples de distribución solo actúa cambiando la fase entre cigüeñal y árbol de levas retrasando todas las aperturas y cierres de válvulas en busca de aumentar el RCA.

Cabe destacar que las estrategias planteadas son válidas a plena carga, sin embargo a carga parcial puede ser de interés realizar aperturas de admisión de menor duración que la teórica con la finalidad de reducir las pérdidas de bombeo y simultáneamente asemejar al ciclo operativo al de Atkinson [1, 3]

Existen diversos sistemas en producción que utilizan una leva para el rango de bajas RPM y otra para el de alta velocidad realizando el cambio en la zona donde el par declina con la leva de baja y está en crecimiento el de alta.

La utilización de una leva oscilante, permite materializar diagramas de alzada más flexibles variando la duración de la apertura pero solo pueden hacerlo disminuyendo simultáneamente la alzada (sistema valvetronic BMW) [1, 4, 5]. Si bien esta disminución puede resultar de bajo impacto ya que a bajo régimen de giro una menor apertura no genera grandes pérdidas y hasta puede resultar beneficiosa en ralenti, resulta de interés contar con un mecanismo que pueda lograr la flexibilidad en ángulo de apertura y en alzada de manera independiente.

Los sistemas eléctricos o electro hidráulicos son los más flexibles ya que permiten realizar cambios en tiempos de apertura y cierre a la vez que controlar la forma del diagrama de alzada con cierta precisión pero la elevada exigencia impuesta al sistema de control hace imposible igualar a los sistemas mecánicos inherentemente precisos por su principio de funcionamiento [6]. Su capacidad de control implica controlar la posición de la válvula liberando aceite del actuador cada vez que exista un error en exceso y bombeando más cuando es en defecto, el retorno se realiza liberando fluido hasta el cierre de la válvula, esto hace que el consumo energético sea alto en comparación con los sistemas mecánicos que son conservativos en su concepción teórica y en la práctica tienen pérdidas bajas producto de la fricción entre elementos de la cadena cinemática que, en general se pueden mantener bastante bajos. Su confiabilidad y durabilidad son mucho más bajas que en un sistema mecánico y por lo general su uso solo se ha limitado a motores de investigación.

Otros sistemas utilizan botadores hidráulicos controlados electrónicamente permitiendo una descarga controlada de los mismos para adelantar el cierre en determinadas situaciones de funcionamiento del motor, estos sistemas no pueden considerarse como electro hidráulicos puros ya que el accionamiento es a través de levas y solo en ocasiones se actúa sobre la descarga de los botadores [8].

Una forma de variar el tiempo de apertura de la válvula es haciendo que la leva no gire a velocidad uniforme aunque mantenga la velocidad media de tal manera que genere una distorsión en el diagrama de alzada manteniendo el valor máximo de la misma. Esto puede lograrse accionando la leva con un mecanismo no homocinético lo que genera un movimiento con velocidad de giro fluctuante de la leva. Si se puede regular cuando no homocinética es la transmisión, se puede modificar a voluntad el diagrama de alzada dentro de ciertos márgenes.

Diversos sistemas de distribución variable se han implementado y forman parte de equipamiento de serie de productos comerciales, los conceptos utilizados tienen ventajas y desventajas [7] y puede asegurarse que esta temática seguirá teniendo especial atención en el desarrollo de motores a mediano plazo.

El sistema VVC utilizado por la fábrica Rover [4] propone un mecanismo basado en este principio y en este trabajo se presentan alternativas de sistemas de distribución variable con posibilidades de aumentar o disminuir el tiempo de apertura de válvulas sin merma de la alzada mediante dispositivos mecánicos con posibilidades de aplicación práctica en motores de serie. Para esta finalidad se plantean mecanismos de transmisión de movimiento no homocinético entre el cigüeñal y las levas con posibilidad de variar a voluntad la cuantía de la característica no homocinética de la transmisión.

2. Transmisión cardánica

Una de las maneras de obtener un movimiento fluctuante es mediante el uso de una junta cardánica ya que la misma no transmite el movimiento de rotación de manera homocinética, la figura (1a) muestra esquemáticamente una junta cardánica con el eje de entrada y el de salida desfasados un ángulo β y con cada eje en la posición de referencia angular nula.

En la figura (1b), el eje de entrada ha girado un ángulo ϕ_1 y el de salida ϕ_2 , cada uno de las barras de la cruzeta gira manteniéndose en un plano perpendicular al eje al que está vinculado, así, la barra vinculada al eje de entrada siempre gira sin salir del plano 1 y la barra vinculada al eje de salida lo hace en el plano 2 tal como se aprecia en la figura (1b). Con esta consideración pueden plantearse las siguientes expresiones:

$$B = A \cdot \tan \phi_1 \quad \Rightarrow \quad C = A \cdot \tan \phi_2$$

$$\tan \phi_1 = \tan \phi_2 \cdot \cos \beta \quad (1)$$

Esta característica hace que en las aplicaciones habituales de juntas cardánicas se busque minimizar el ángulo entre ejes $[\beta]$ con la finalidad de hacer despreciables las pulsaciones que se generan. Si la exigencia de mantener el carácter homocinético es grande y es posible colocar más de una junta cardánica, se disponen de tal manera que las pulsaciones se compensen mutuamente, tal como es habitual en la disposición del eje cardan en los vehículos de tracción trasera y motor delantero.

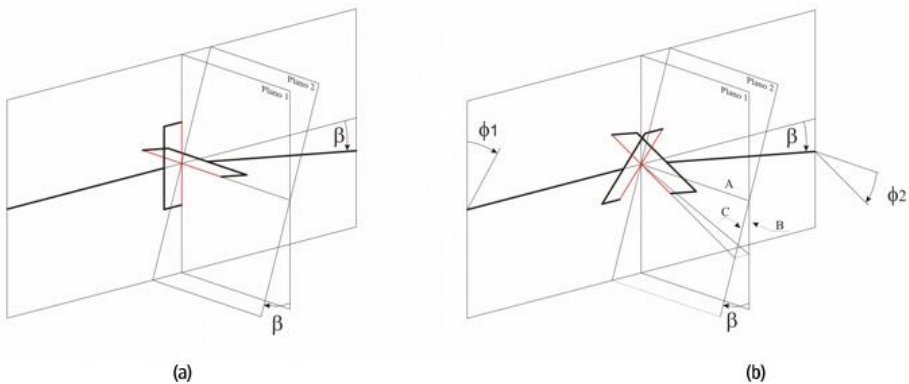


Figura 1. Esquema cinemático de una junta cardánica.

Por el contrario, si se colocan de manera tal que las pulsaciones se magnifiquen, es posible generar una gran distorsión angular del eje de salida respecto del eje de entrada. Para un motor experimental monocilindrico, se ha evaluado la configuración que se muestra en la figura 2 en la que el eje central puede ser desplazado manteniéndose paralelo a los ejes de entrada y salida gracias a la flexibilidad de las juntas cardánicas y a contar con ejes estriados que permiten absorber las variaciones de longitud. Esta disposición angular relativa de cada junta es la que se desaconseja para las transmisiones porque genera altas fluctuaciones pero que en este caso son las que permiten distorsionar el diagrama de alzada a voluntad.

La junta cardánica produce dos ciclos de distorsión por vuelta, es decir que el eje de salida se adelanta y se atrasa respecto del de entrada dos veces en cada vuelta. Ante esta característica, surge la posibilidad de accionar el árbol de levas de un motor de 4 tiempos intercalando un dispositivo como el de la figura luego de pasar por la reductora de velocidad proveniente del cigüeñal, por lo que el sistema cardánico giraría a la misma velocidad que el árbol de levas y se aprovecharía una de las distorsiones para modificar el diagrama de alzada quedando otra distorsión en la zona inactiva de la leva.

Otra configuración posible es accionar el sistema cardánico a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del cigüeñal y desde el eje de salida del sistema cardánico multiplicar por dos la velocidad de giro para accionar la leva. De esa manera, la leva gira a $\frac{1}{2}$ de la velocidad del motor pero con una única pulsación por vuelta.



Figura 2. Disposición de 4 juntas cardánicas para generar alta distorsión angular entre entrada y salida.

La figura 3 muestra la distorsión angular de un eje de leva accionado con el sistema cardánico de la figura 2 intercalado en la transmisión. Se observan las distorsiones angulares (entendidas como adelantos cuando son positivas y retrasos cuando son negativas) respecto de la posición angular de un eje de levas convencional. En color azul se representa la distorsión angular para el caso en que las juntas cardánicas giran a la misma velocidad que el árbol de levas ($\frac{1}{2}$ del motor) y en rojo si gira a la mitad que el árbol de levas ($\frac{1}{4}$ del motor).

Este gráfico permite interpretar de manera directa el corrimiento que podrían tener los eventos de apertura y cierre de una válvula en función de los valores standard y la distorsión producida por el dispositivo. Por ejemplo, una leva con un diagrama de alzada con un máximo de apertura en 0° , apertura en 630° y cierre en 90° se distorsionaría según el siguiente esquema si el dispositivo está girando a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor:

Apertura: 620° (adelanto de 10° aprox.)

Cierre: 100° (atraso de 10° aprox.)

Alzada máxima: sin corrimiento ya que no hay distorsión a los 0°

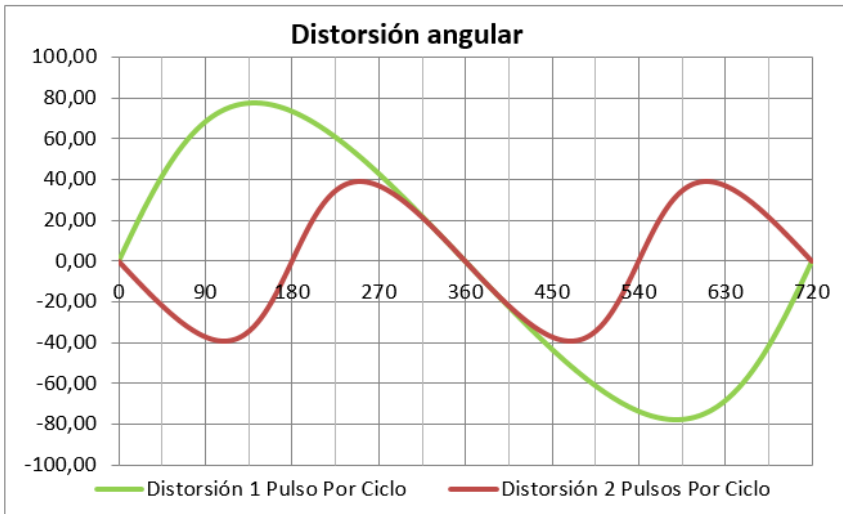


Figura 3. Distorsión angular del eje de levas con el dispositivo de distorsión cardánico girando a $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{2}$ de la velocidad del motor (un pulso y dos pulsos por ciclo) en función del ángulo de giro del cigüeñal para los 720° de un ciclo completo. El ángulo de giro representado es arbitrario, el inicio no coincide necesariamente con algún punto muerto del motor. El ángulo entre ejes en cada una de las juntas es de 20°.

Con este razonamiento puede observarse que el tiempo de apertura aumenta, pero si se usa el esquema de conectar el dispositivo cardánico directamente a la leva, el tiempo de apertura disminuye. La figura 4 muestra los diagramas de alzada distorsionados en ambos casos comparados con el diagrama original de la leva.

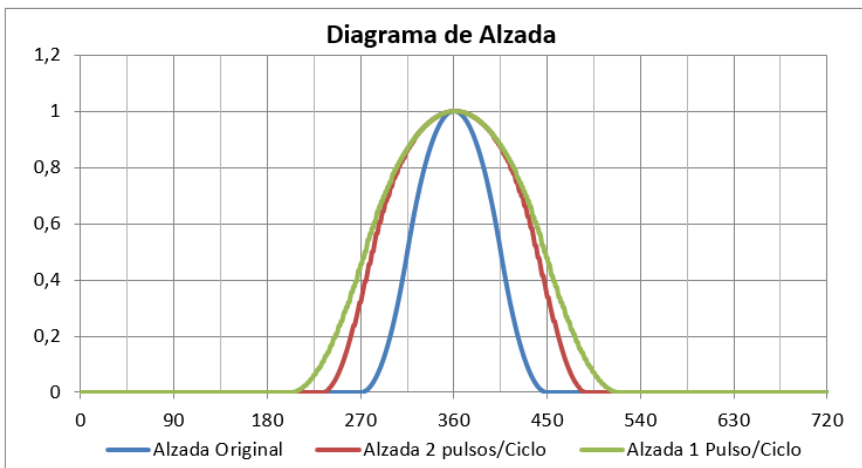


Figura 4. Diagramas de alzada distorsionados teniendo en cuenta ambas posibilidades de conexión del dispositivo cardánico y con las mismas condiciones con las que se generó el gráfico de la figura 3.

Una característica interesante de este dispositivo es que si el desplazamiento del eje central se realiza en una dirección ortogonal a la mostrada en los gráficos, las distorsiones se invierten por lo que se concluye que partiendo de un diagrama de distribución, puede aumentarse o disminuirse el tiempo de apertura dependiendo de la dirección de desplazamiento del eje de control.

El esquema planteado puede resultar interesante para un motor experimental pero resulta poco práctico para el accionamiento de levas de un motor policilindrico ya que cada leva debe tener una distorsión específica en cada instante del ciclo. Partiendo de los principios básicos de este mecanismo, se propuso uno diferente que puede generar distorsiones angulares individuales para cada leva, el mismo se describe a continuación.

3. Transmisión cardánica compacta

El esquema planteado puede resultar interesante para un motor experimental pero resulta poco práctico para el accionamiento de levas de un motor policilindrico ya que cada leva debe tener una distorsión específica en cada instante del ciclo.

Analizando la cinemática de las juntas cardánicas, se tiene que la relación entre entrada y salida depende exclusivamente del ángulo entre ejes, por lo que es posible generar un mecanismo que se comporte de la misma manera que el de la figura 2 pero de longitud nula. El mecanismo no es otro que lo que se denomina suspensión cardánica compuesta por tres aros concéntricos que se vinculan entre sí mediante articulaciones dispuestas ortogonalmente entre sí.

La figura 5 muestra un dispositivo de este tipo utilizado como distorsionador del movimiento de la leva. El aro interno (rojo) se vincula mediante pernos al eje, concéntricamente a él, el aro central (verde) se vincula al interno con pernos y al externo (azul) con otro par de pernos de tal manera que cada articulación es ortogonal a la inmediatamente siguiente o anterior en la cadena cinemática.

El aro externo se vincula a la leva mediante una horquilla de tal manera que el movimiento transmitido por el eje al aro interno llega a la leva a través de los aros y sus correspondientes articulaciones.

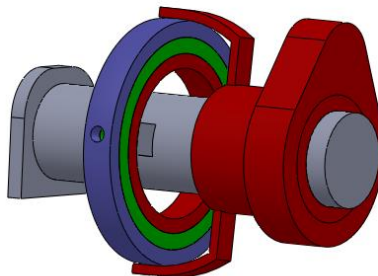


Figura 5. Distorsionador del tipo junta cardánica compacta.
El aro de control está alineado con el interno y el externo por lo que no hay distorsión en este caso.

La configuración de la figura con los aros alineados no genera distorsión y es equivalente a un mecanismo de leva convencional. Si se considera al eje sin velocidad de giro se puede observar que el aro central posee dos grados de libertad de giro en virtud de poseer dos pernos ortogonales en su vinculación con el eje al igual que con su vinculación con la horquilla solidaria a la leva. Por esto es que el Aro intermedio puede ser inclinado dejando de ser ortogonal al eje y mantener esa inclinación respecto de un sistema de referencia fijo a la estructura del motor.

En otras palabras, con un cojinete que permita la rotación puede inclinarse a voluntad el aro intermedio mientras gira el eje y los aros interno y externo adoptan posiciones compatibles con sus vínculos.

La figura 6 (a) muestra un giro del aro intermedio respecto de un eje horizontal y la 6 (b) como se disponen los aros interno y externo luego de que el eje de accionamiento gira 45° respecto de la posición anterior.

Desde el punto de vista cinemático este dispositivo es equivalente a un par de juntas cardánicas donde el eje de salida se comporta como el intermedio de la figura 2 y el aro intermedio es equivalente al eje inclinado de dicha figura por lo que pueden aplicarse las fórmulas de las juntas cardánicas duplicando el resultado de distorsión. La leva girará con velocidad angular no constante permitiendo obtener diagramas de alzada equivalentes a los mostrados en la figura 4.

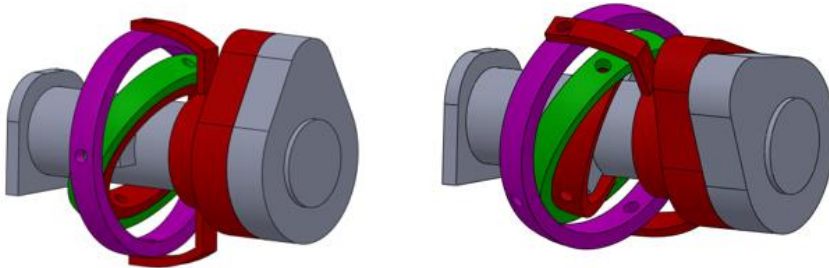


Figura 6. Distorsionador del tipo junta cardánica compacta con el aro de control inclinado generando pulsaciones en la leva. Se muestra una leva ficticia de color gris que gira solidaria al eje motriz para apreciar la distorsión angular al comparar con la roja que es accionada a través del dispositivo.

Este dispositivo se coloca en cada leva a controlar y todos los aros de control se inclinan con el mismo mecanismo de accionamiento externo de idéntica manera, permaneciendo paralelos entre sí.

Al igual que con la junta cardánica convencional, si el giro del aro de control se realiza respecto de un eje vertical, la distorsión será inversa pudiendo entonces tanto aumentar o disminuir el tiempo de apertura de manera continua.

4. Transmisión cardánica compacta girando a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor.

Tal como se mostró en la figura 3, si se hace girar a la junta cardánica a la mitad de la velocidad del motor, los tiempos de distorsión en adelanto y en atraso son menores que si girase a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor. En virtud de esto, se considera que una posibilidad interesante es trabajar a esa velocidad ($\frac{1}{4}$ de la del motor), pero sin recurrir a una elevación posterior de la velocidad utilizando en cambio una leva de doble zona activa de tal manera que cada lóbulo actúe en un ciclo alternado al otro. Para este caso, el mecanismo es similar salvo en la configuración de la leva que, posee dos zonas activas como se muestra en la figura 7.

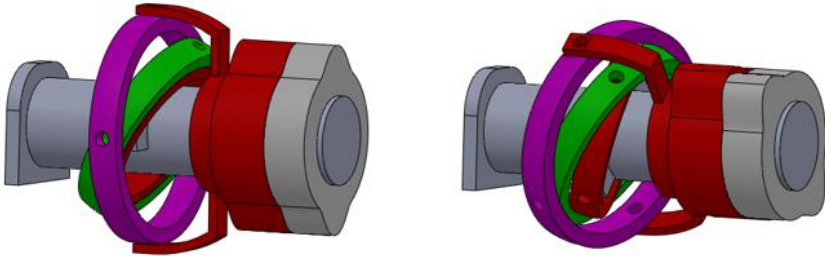


Figura 7. Distorsionador del tipo junta cardánica compacta para el caso de giro a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor. En este caso se hace necesario el uso de levas con doble zona activa. Se muestra una leva ficticia de color gris que gira solidaria al eje motriz para apreciar la distorsión angular al comparar con la roja que es accionada a través del dispositivo.

En este caso, si se desea mantener acotado el tamaño de la leva, resulta conveniente utilizar botadores de rodillo en vez de planos ya que se minimizan las posibilidades de que aparezca interferencia.

Tanto la junta cardánica convencional como la compacta distorsionan los diagramas de alzada de manera compatible con las condiciones cinemáticas exigidas para un mecanismo de leva garantizando aceleraciones acotadas y velocidades de cierre limitadas. El ángulo de fase debería regularse mediante otro dispositivo similar a los varios que actualmente se utilizan en vehículos de serie.

5. Sistema de distorsión articulado.

A continuación se muestra el planteo conceptual de un sistema capaz de obtener prestaciones similares al anteriormente descrito pero con mayor accesibilidad al mecanismo de control.

El dispositivo está basado en vincular una horquilla fija al eje de accionamiento y otra a la leva mediante un par de bielas articuladas tal como se muestra en la figura 8.

Las bielas se construyen de tal manera que todos los ejes geométricos de las articulaciones, tanto las intermedias como las de vinculación al eje y a la horquilla de la leva, converjan en un mismo centro. De esa manera se garantiza que puedan extenderse o plegarse sin generar incompatibilidad en los vínculos.

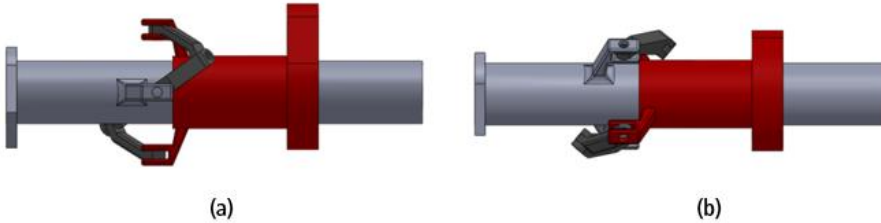


Figura 8. Distorsionador articulado. Vista lateral en dos posiciones giradas 45° entre sí.

En la figura 8 (b) se observa que si se hace pasar un eje por las articulaciones de las bielas, este queda inclinado respecto del eje motriz. Si esa inclinación permanece constante, el eje motriz y la leva giran solidarios.

Si este ángulo se pudiera variar armónicamente a medida que el eje motriz gira, se generaría una pulsación en el movimiento de giro de la leva. En la figura 9, se ha incorporado un buje externo concéntrico al eje motriz que permite alojar un pasador inclinado que vincula las articulaciones de las bielas a través de perforaciones en la pared del mismo.

Si todo el conjunto gira con el buje externo concéntrico y paralelo al eje, la leva girará a velocidad uniforme, por el contrario, si el buje es inclinado mediante un actuador externo con un ángulo fijo respecto de la estructura del motor, se producirá un “plegado” y “estiramiento” cíclicos de las bielas articuladas generando que la leva distorsione su movimiento con un adelanto y un atraso en cada vuelta permitiendo el mismo tipo de distorsión logrado con las diversas configuraciones cardánicas mencionadas anteriormente.

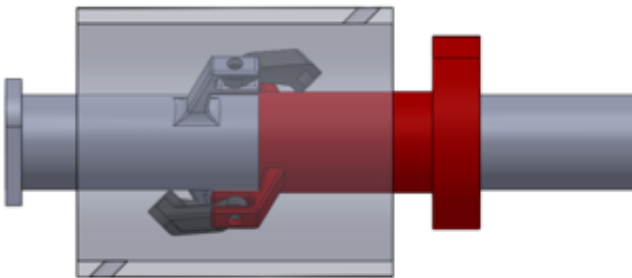


Figura 9. Distorsionador articulado con aro de control y perno de vinculación con las bielas

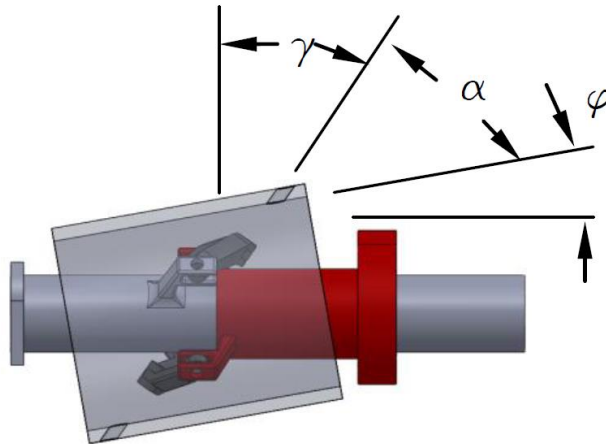


Figura 10. Distorsionador articulado con aro de control inclinado generando movimiento pulsante en la leva

La figura 10 muestra el dispositivo con el aro de control inclinado generando en la posición del eje indicada un "estiramiento" de las bielas de control. Luego de un giro del eje motriz de 180° se llega a la situación inversa con un "plegamiento" de las mismas. El ángulo α está definido en el diseño por lo que es constante, el ángulo φ se fija mediante un mecanismo externo y permanece constante hasta tanto los requerimientos de duración de apertura de la válvula no cambien. El ángulo γ es el existente entre el eje imaginario de los pernos y el plano perpendicular al eje de levas, este ángulo varía constantemente mientras gira el eje conductor. En el instante mostrado en la figura 10, el ángulo γ es máximo, luego de que el eje gire media vuelta, será mínimo.

El sistema de perno y articulación mostrado en la parte inferior de la figura 10, realiza un movimiento idéntico y constituye un mecanismo redundante permitiendo distribuir los esfuerzos entre ambos eslabonamientos aunque desde el punto de vista cinemático, uno solo de ellos sería capaz de realizar la transmisión correctamente.

Estos dispositivos permiten una prestación similar a la de la junta cardánica compacta pero tienen la ventaja de un accionamiento más directo ya que el aro de control es la parte externa del dispositivo mientras que en el otro mecanismo, hay que actuar sobre el aro intermedio lo que resulta más dificultoso.

Estudio analítico del sistema de distorsión articulado.

Para estudiar la cinemática del mecanismo, es necesario obtener la variación cíclica del ángulo γ , para ello, se ha representado el cono formado por el eje geométrico del perno que actúa como generatriz. En la figura 11 se muestra el esquema geométrico correspondiente cuando el aro de control ha rotado un ángulo θ respecto de su eje.

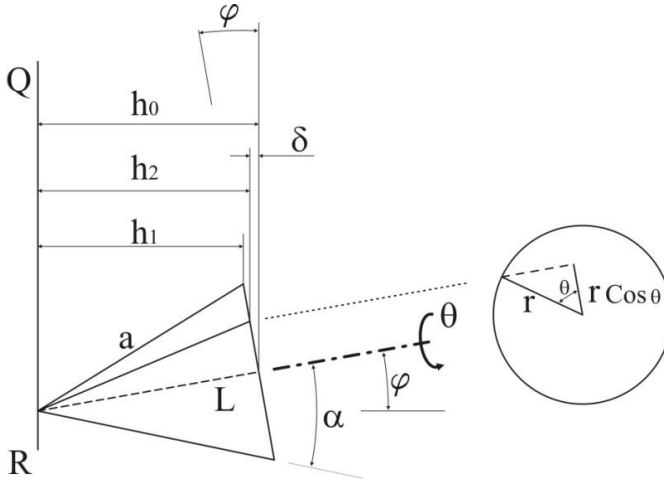


Figura 11.

Se asumen determinadas variables asociadas a longitudes que facilitan el tratamiento matemático pero en realidad, sólo los ángulos son los que determinan la cinemática del sistema por lo que todas las variables asociadas a longitudes se cancelan en las expresiones finales. Cabe mencionar que el ángulo θ no es el que ha rotado el eje de entrada ni el de salida sino que es un valor intermedio entre ambos ya que la distorsión total lograda por el mecanismo se distribuye en dos distorsiones parciales, una entre entrada y aro de control y la otra entre el aro de control y el eje de salida.

En la imagen se observa la generatriz "a" del cono en verdadera magnitud mientras el eje del perno aparece como la proyección ya que se encuentra fuera del plano del dibujo en virtud de que se ha rotado un ángulo θ . En función de la geometría mostrada en la figura, pueden obtenerse las expresiones correspondientes a las variables que aparecen en la misma.

$$\delta = r \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \rightarrow h_2 = h_0 - \delta \rightarrow \frac{h_2}{a} = \text{sen} \gamma$$

$$\gamma = \arcsen \left(\frac{h_0}{a} - \frac{r}{a} \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \right) \rightarrow \gamma = \arcsen \left(\frac{L}{a} \cdot \cos \varphi - \frac{r}{a} \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \right)$$

$$\gamma = \arcsen \left(\cos \alpha \cdot \cos \varphi - \frac{r}{a} \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \right) \quad (2)$$

La influencia del ángulo γ obtenida en la expresión (2) sobre el mecanismo global puede calcularse teniendo en cuenta la geometría espacial del mecanismo de bielas articuladas mostrado en la figura 12.

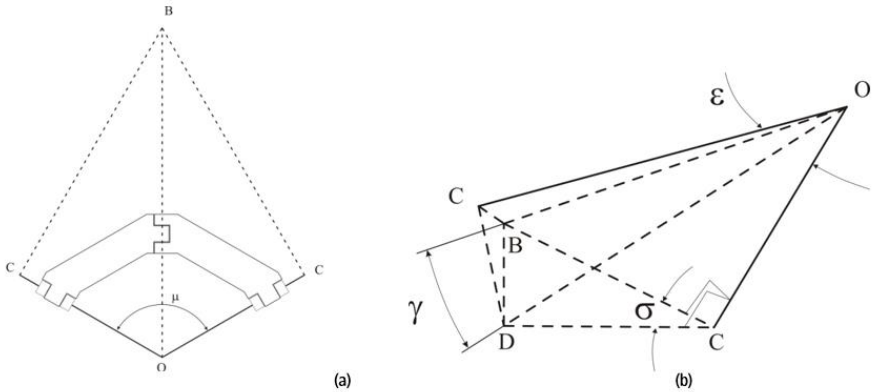


Figura 12.

La figura 12 (a) muestra una de las uniones articuladas como las que se observan en la figura 10 vista desde una dirección paralela al eje de levas y representa la situación en la que las partes están totalmente desplegadas por lo que se encuentran en un mismo plano (ángulo γ nulo), en esta condición, para los casos que se muestran en las simulaciones y en el esquema de la figura 10, $\mu = 120^\circ$. Aquí también, son relevantes los ángulos y no las longitudes pero para los desarrollos intermedios resulta conveniente establecer una geometría de referencia con longitudes de segmentos que se cancelan en las expresiones finales. El mecanismo necesariamente debe cumplir con la condición de que el eje geométrico del perno inclinado debe pasar por la intersección de los ejes geométricos de las horquillas identificado con el punto "O" de la figura 12 (a). Para el análisis se utiliza una geometría que es totalmente equivalente, en lo que respecta al cálculo de ángulos, al mecanismo físico representado en la figura 10.

Los segmentos **OC** representan los ejes geométricos de las horquillas, el segmento **OB** representa el eje geométrico de la articulación central de las bielas articuladas. Se supondrá que el ángulo **OCB** es recto. La figura 12 (b) muestra la geometría correspondiente a la situación en la que el ángulo γ no es nulo por lo que los triángulos rectángulos **OBC** mostrados en 12 (a) dejan de estar en el plano perpendicular al eje de levas. Siendo el triángulo **OCB** rectángulo en el vértice **C**, su proyección es el triángulo **OCD** que también es rectángulo en el vértice **C**. Los triángulos **BDC** y **BDO** son rectángulos en el vértice común **D**. Con esta geometría pueden obtenerse las expresiones correspondientes a las variables que aparecen en la figura.

$$BD = BO \cdot \text{sen} \gamma \rightarrow \sigma = \arcsen\left(\frac{BD}{BC}\right) \rightarrow \sigma = \arcsen\left(\frac{BO \cdot \text{sen} \gamma}{BC}\right)$$

$$\sigma = \arcsen\left(\frac{\text{sen} \gamma}{\text{sen} \frac{\mu}{2}}\right) \quad (3)$$

$$BD = BC \cos \sigma \rightarrow \frac{DC}{CO} = \tan \frac{\varepsilon}{2} \rightarrow \varepsilon = 2 \cdot \arctan\left(\frac{CB \cdot \cos \sigma}{OC}\right)$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \arctan\left(\tan \frac{\mu}{2} \cdot \cos \sigma\right) \quad (4)$$

El ángulo ε es el existente entre las horquillas cuando γ no es nulo y teniendo en cuenta que por condición de diseño en los casos simulados, cuando φ es nulo, $\varepsilon = 90^\circ$, puede definirse la distorsión angular como sigue:

$$\text{Distorsión} = 90^\circ - \varepsilon = \theta_{\text{entrada}} - \theta_{\text{salida}} \quad (5)$$

La figura 13 muestra la distorsión angular y los diagramas de alzada correspondientes a la leva original y el que se produce al distorsionar el ángulo de giro con el dispositivo distorsionador articulado. El mecanismo permite tanto aumentar como disminuir el tiempo de apertura de la válvula cambiando el signo de la inclinación φ del aro de control.

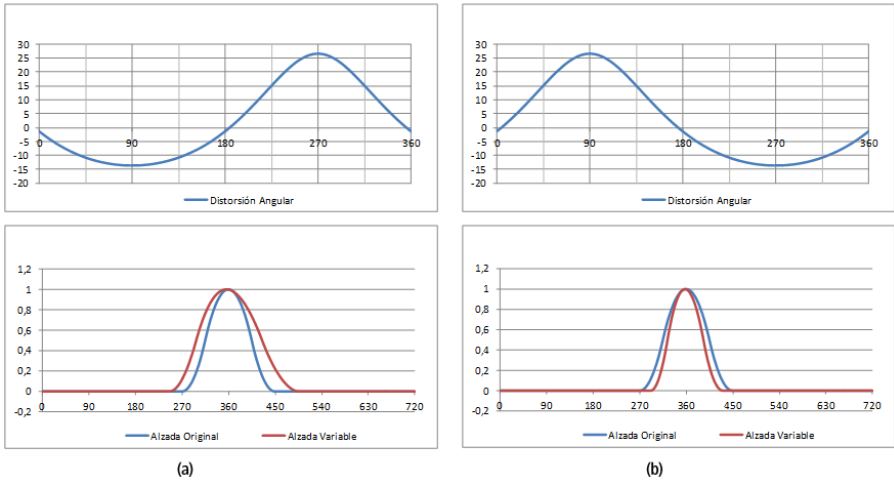


Figura 13. (a) Distorsión angular y diagramas de alzada para $f=9^\circ$.
 (b) Distorsión angular y diagramas de alzada para $f=-9^\circ$.

Este mecanismo genera una distorsión no simétrica generando un leve corrimiento de la ubicación de la máxima apertura y también leves diferencias en la duración del tiempo de levantamiento con el de cierre tal como puede observarse en la figura 13. Esto no representa un inconveniente ya que aun con esta característica, se mantienen acotadas las aceleraciones, en lo que respecta a los corrimientos, tal como se mencionó previamente, estos dispositivos deben trabajar con un variador de fase en la entrada del eje de accionamiento por lo que deberán controlarse necesariamente los tiempos de apertura y la fase que resulte óptima en cada caso.

Con la intención de hacer más compacto este mecanismo, se analizó como reducir el tamaño axial del aro de control que se ve influenciado por la inclinación del perno en la posición neutra del mecanismo (figs. 9 y 10).

Para lograr esta reducción de longitud se propone un mecanismo similar pero ubicando la vinculación del perno de control en un punto intermedio de uno de los segmentos de cada una de las bielas articuladas reduciendo así el ángulo del perno para una misma configuración neutra. Asimismo, para un determinado ángulo de inclinación máxima (γ) de la articulación central, es necesario un ángulo del aro de control menor en virtud de que en esta disposición el perno de control está más cerca de la articulación de la horquilla (figura 14).

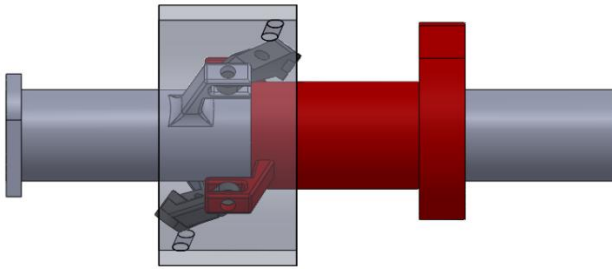


Figura 14. Dispositivo con vinculación intermedia del perno para reducir la longitud del aro de control.

6. Conclusiones

- Se propusieron y analizaron dispositivos capaces de proporcionar variación del tiempo de apertura de válvulas de manera continua factibles de utilizar en motores experimentales monocilíndricos con elementos comerciales como es el caso de las transmisiones cardánicas simples.
- Se plantearon y analizaron diseños conceptuales de distribución variable basados en lograr irregularidad de rotación de la leva aplicables a motores de varios cilindros.
- El diseño de junta cardánica compacta cumple con el objetivo de lograr la distorsión continua del diagrama de alzada pero debido a que produce dos pulsaciones por vuelta, su aplicación resulta restringida cuando se requieren grandes distorsiones.
- El diseño de junta cardánica compacta girando a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor resuelve la limitación anteriormente planteada al utilizar una leva de doble zona activa permitiendo una mayor versatilidad con menores ángulos de inclinación del aro de control.
- El sistema de distorsión articulado permite una adecuada distorsión del diagrama de alzada controlado por la inclinación de un aro de control externo haciendo más sencillo el posible sistema de actuación sobre el mismo en comparación con el sistema de junta cardánica compacta.
- Se desarrollaron las expresiones analíticas que permiten calcular las variables cinemáticas asociadas a los mecanismos propuestos y se propusieron sistemas alternativos con la finalidad de compararlos en un análisis más exhaustivo y evaluar su posible implementación práctica.

7. Referencias

- [1] F. Payri; J.M. Desantes, "Motores de combustión interna alternativos, Ed. Reverté, 2011.
- [2] <http://www.steamlocomotive.com/appliances/valvegear.php>
- [3] Heywood, J.B., "Internal combustion engines fundamentals", Mc Graw Hill, 1988
- [4] <https://www.google.ch/patents/US5152262>
- [5] R.Flierl, C.Landerl, R.Hofmann, T.Melcher, H.Steyer: "Der neue BMW Vierzylinder Ottomotor mit Valvetronic Teil 1: Konzept und konstruktiver", Aufbau MTZ 62 (2001)
- [6] Menzel, C., Torresan, C., Knight, J., Raines, C. et al, "Electronic Continuous Variable Valve Timing for Small SI Engine", SAE Technical Paper 2008-01-1778, 2008
- [7] Peter Kreuter, Peter Heuser, Joachim Reinicke, Rüdiger Erz, Ulrich Peter and Oliver Böcker, Comparison of Different Kinematic Solutions for Mechanical Continuously Variable Valve Lift Systems
- [8] Steven Ashley, "Inside Fiat's innovative MultiAir system", SAE International articles 2010, <http://articles.sae.org/8703/>

INFLUENCIA DE LAS FUERZAS ALTERNATIVAS DE INERCIA EN EL DISEÑO Y RESISTENCIA DE BIELAS EN MOTORES DE ELEVADAS VUELTAS

**Prof. Ing. Roberto Bottini^{1,2}, Prof. Ing. Juan Carlos Petras²,
Dr. Ing. Miguel Angel Cavalieri³**

1-Universidad Austral, Facultad de Ingeniería,
Mariano Acosta 1611, Pilar, Buenos Aires, Argentina.
rbottini@austral.edu.ar

2-Universidad Tecnológica Nacional, Regional Avellaneda,
Calle Ramón Franco 5050, Villa Dominico, Buenos Aires, Argentina.
jpetras@fra.utn.edu.ar

3-Universidad Austral, Facultad de Ingeniería,
Mariano Acosta 1611, Pilar, Buenos Aires, Argentina.
mcavalieri@austral.edu.ar

Palabras clave: sistema biela manivela, fuerzas de Inercia 1 y 2° orden, fuerzas del gas, masas alternativas, diagrama de presiones dentro cilindro.

Resumen

Los motores alternativos de cuatro cilindros y cuatro tiempos generan en su sistema biela manivela fuerzas de inercia alternativas como consecuencia de la aceleración de las masas del pistón, aros, pernos y parte de la biela en movimiento alternativo, estas fuerzas cambian de signo en función del ángulo de giro del eje cigüeñal, haciendo positiva o negativa a la aceleración del pistón. Es conocida la fuerza máxima que ejerce el gas sobre el pistón al completarse la combustión. La composición de estas dos fuerzas genera principalmente esfuerzos de tracción y compresión sobre la biela, que deben ser tenidos en cuenta en su diseño. El diagrama abierto de presiones dentro del cilindros grafica los efectos de la presión del gas sobre el sistema biela manivela. Las fuerzas de inercia alternativamente obrantes sobre el sistema también pueden graficarse. La superposición de ambas representaciones graficas da como resultado esfuerzos máximos de tracción y compresión. Se analizan empíricamente los esfuerzos de tracción y compresión sobre la biela y se verifican sus valores con el método de elementos finitos-FEM. Sus resultados deben ser tenidos en cuenta a la hora de rediseñar bielas por potenciación de motores de competición.

1. Introducción

Mientras son usados diferentes materiales en la fabricación de Bielas, nos centraremos en acero, particularmente una Biela especial para un motor de competición de acero SAE 4340 forjado. En la carrera de compresión, se incrementa la presión dentro del cilindro empujando la biela y sometiénola a esfuerzos de compresión y tracción durante los 720° del ciclo de 4 tiempos. Dependiendo de la relación de compresión, esta presión puede aumentar rápida y abruptamente. Pasado el PMS ya en combustión la biela sufre un cambio de dirección violento y repentino además del aumento de presión generado por la combustión. Esta carga es calculada multiplicando el área del pistón por la presión máxima del gas al completarse la combustión justo unos 15 ° de rotación del eje cigüeñal después PMS.



El movimiento alterno del pistón se transforma en movimiento circular continuo del eje cigüeñal, mediante el sistema biela-manivela. El pie de biela por su unión con el pistón, está sometido a un movimiento rectilíneo alterno, y la cabeza de biela es obligada a describir un movimiento circular con el gorrón de la manivela. En consecuencia la biela oscila puesto que uno de sus extremos gira, mientras que el otro se mueve en línea recta, tendría un vaivén angular a modo de péndulo. El pistón tiene un movimiento rectilíneo alternativo. Cuando el árbol gira, las piezas del mecanismo cambian de posición respecto del resto del motor que está estático y son sometidas a Fuerzas de Inercia de diferente clase, según la forma del movimiento antes descrito. Las fuerzas de inercia de las masas con movimiento rectilíneo o rotativo son independientes de la forma y distribución de estas masas y se consideran concentradas en un punto su centro de gravedad, pudiéndose conocer fácilmente la dirección y magnitud de estas fuerzas. Caso contrario es el comportamiento de la biela cuyo movimiento es compuesto rectilíneo y rotativo.

2. Fuerzas alternativas de Inercia en el sistema Biela-Manivela

Las fuerzas de inercia son aquellas que se generan a causa de la aceleración de las masas en movimiento. En nuestro caso surgen debido a la velocidad que adquiere el pistón, la fuerza del gas es máxima promediando el desarrollo de la combustión aproximadamente 15° después del PMS. Conociendo las leyes que regulan el movimiento de los órganos del sistema biela manivela, es fácil obtener en base a su peso las fuerzas que se generan en dicho movimiento. En efecto las masas dotadas de movimiento alterno están sometidas a fuerzas alternativas de 1er y 2do Orden, calculables por la fórmula $F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r (\sin \alpha + \lambda \sin 2\alpha)$ y con la dirección eje de cilindro, mientras que las partes unidas a la manivela y que giran con ellas están sometidas a fuerzas rotativas expresadas por $F_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r$ formulas donde m_a y m_r son la masas alternativas y rotativas mientras que ω es la velocidad angular con que gira el árbol cigüeñal (1).

La fuerza resultante que dirigida según el eje de cilindro, actúa en cada instante sobre la manivela se obtiene efectuando la composición de los valores que en cada momento adquieren la fuerza debido a la presión del fluido activo sobre el pistón y la fuerza alterna de inercia. Según estas componentes estén dirigidos en el mismo sentido o en sentido opuesto, la biela está expuesta a esfuerzos de compresión y a esfuerzos de tracción cada ciclo del motor. En el diagrama que se ilustra podemos ver superpuesta la presión reinante en el cilindro durante un ciclo de trabajo y los valores de las fuerzas alternativas. La fuerza alternativa es positiva cuando su sentido es hacia el eje cigüeñal y negativa en sentido contrario. En el PMS la aceleración es siempre positiva y por tanto dirigida al cigüeñal esto quiere decir que en dicho punto el sentido de la fuerza es hacia arriba.

En el PMS la magnitud de la fuerza alternativa de Inercia será:

$$F_a = -m_a \cdot \omega^2 \cdot r (1 + \lambda)$$

Existen dos momentos críticos de esfuerzos en la biela que es el objeto de este análisis. El primero sería inmediatamente después que el pistón pase por el PMS (aprox. 15° de giro del cigüeñal después PMS) durante la combustión donde se produce la máxima presión de gas sobre el pistón-perno-biela, coincidente con ese momento la F_a alternativa de inercia se dirige en sentido contrario, estableciendo la máxima diferencia entre ambas y por tanto el máximo esfuerzo de compresión en la caña de biela. El segundo momento crítico a considerar sería el pasaje de la fase de escape a la de admisión por el PMS, allí nuevamente la alternativa de inercia tiene sentido hacia arriba pero en este caso con muy poca presión del gas en consecuencia la fuerza de inercia trata de arrancar la cabeza de biela del eje de manivela del cigüeñal, generando sobre la biela el máximo esfuerzo de tracción.

Gráfico correspondiente a F_g y F_a para un motor VW 1600 de competición utilizado en la categoría turismo pista girando a 7200 rpm.

Las dimensiones del sistema Biela Manivela del motor bajo estudio son las siguientes:

Máxima presión del gas, $P_{max} = 68 \text{ kg/cm}$

Longitud de la Biela, $L = 345 \text{ mm}$

Cilindrada unitaria, $CC = 409,9 \text{ cm}^3$

Peso masas alternativas, $m_a = 490 \text{ gr}$

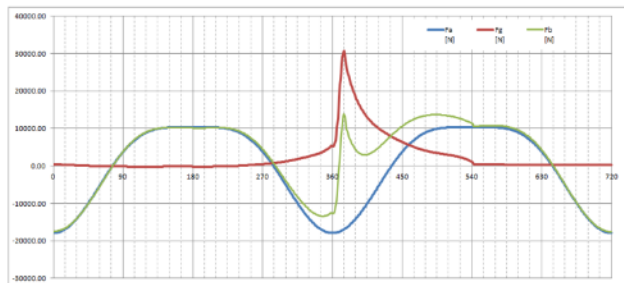
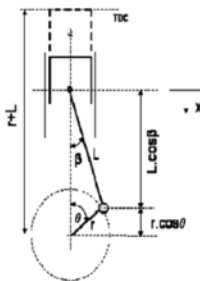
Diámetro del pistón, $D = 81,88 \text{ mm}$

Superficie cilindro, $A = 52,55 \text{ cm}^2$

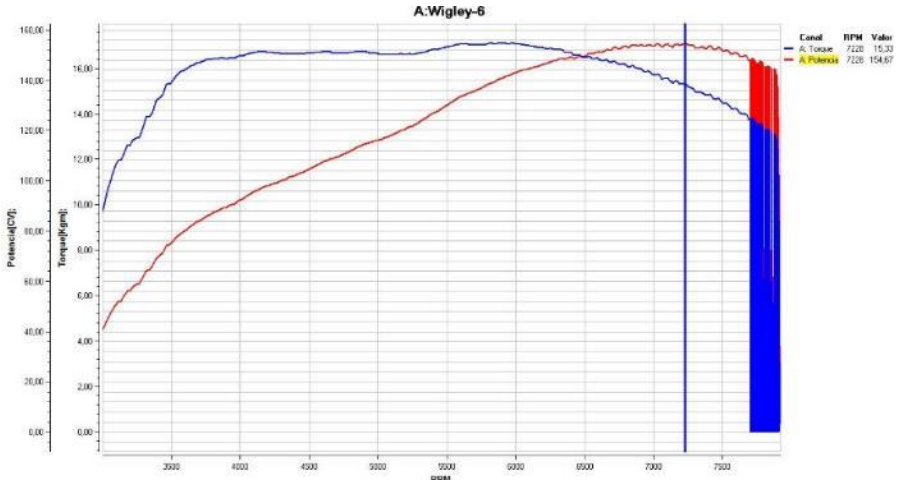
Radio manivela cigüeñal, $R = 40,9 \text{ mm}$

Velocidad de giro máxima potencia, $N = 7200 \text{ RPM}$

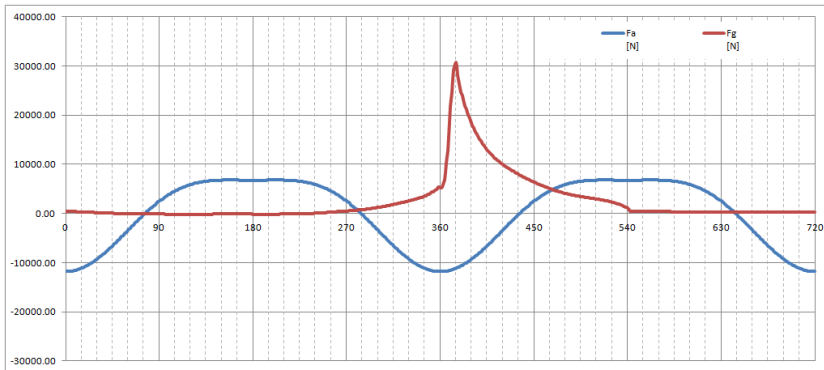
Angulo biela para máxima presión gas combustión, $\alpha = 15^\circ$



En el gráfico en rojo vemos el diagrama abierto de presiones que nos muestra la presión dentro del cilindro para cada posición angular α del eje cigüeñal, en azul los valores de las fuerzas alternativas de inercia y en verde el gráfico resultante. Los valores de las fuerzas alternativas esta tomados para 7200 rpm revoluciones correspondientes a la potencia máxima de 154hp alcanzada por el motor como se destaca en la curva de potencia tomada en banco del siguiente gráfico.



A los efectos de ver el comportamiento de estos esfuerzos alternativos de Inercia sobre la biela, se detallan los gráficos a 6500 rpm y 8000 rpm.



Motor girando a 6500 rpm.

MTL 2016 – La Plata, Argentina

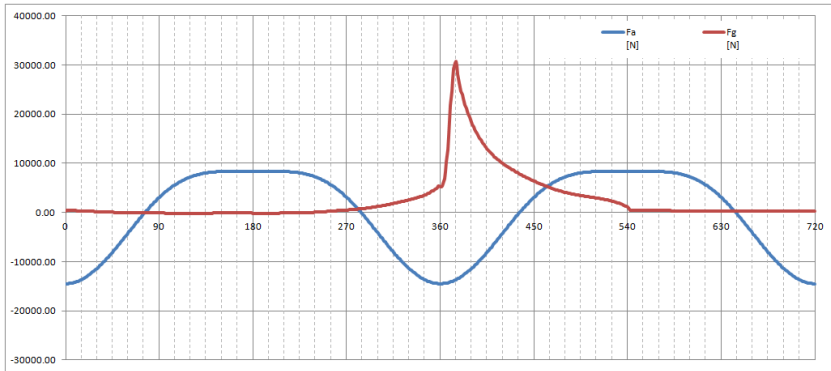


Gráfico para 7200 rpm.

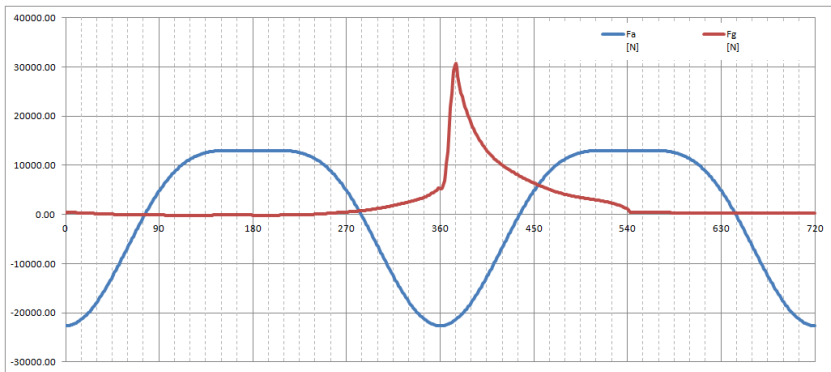


Gráfico para 8000.

En la siguiente tabla vemos los esfuerzos máximos de compresión sobre la biela (F_b), con el pistón posicionado 15° después de pasar el PMS con la combustión casi completada y máxima fuerza del gas, para 6500 rpm, 7200 rpm y 9000 rpm.

El mayor esfuerzo en este punto es debido a la máxima diferencia entre F_g fuerza del gas y fuerza alternativa de Inercia aquí pasadas las 6000 rpm las fuerzas alternativas en aumento disminuyen la fuerza máxima de compresión sobre la biela.

n	Ang [α]	P Corr. Man. [Atm]	F_g [N]	Ang [β]	X [mm]	V Pistón [m/s]	a Pistón [m/s ²]	F_a [N]	F [N]	F_b [N]
8000	375	57,65	30672,97	4,22	1,78	11,19	34459,85	-16885,33	13787,64	13825,05
7200	375	57,65	30672,97	4,22	1,78	10,07	27912,48	-13677,12	16995,85	17041,96
6500	375	57,65	30672,97	4,22	1,78	9,09	22748,89	-11146,95	19526,01	19578,99

Diferente es el máximo esfuerzo de Tracción sobre la biela, con el pistón posicionado en PMS en final de escape e inicio de admisión, vemos en tabla lo valores que se alcanzan para las mismas rpm.

n	Ang [α]	P Corr. Man. [Atm]	Fg [N]	Ang [β]	X [mm]	V Pistón [m/s]	a Pistón [m/s ²]	Fa [N]	F [N]	Fb [N]
8000	0	0,42	225,70	0,00	0,00	0,00	36479,52	-17874,96	-17649,26	-17649,26
7200	0	0,42	225,70	0,00	0,00	0,00	29548,41	-14478,72	-14253,02	-14253,02
6500	0	0,42	225,70	0,00	0,00	0,00	24082,18	-11800,27	-11574,57	-11574,57

Aquí vemos que actúan solamente las fuerzas de inercia intentando arrancar la biela de la manivela en un esfuerzo de tracción que aumenta con el aumento de revoluciones.

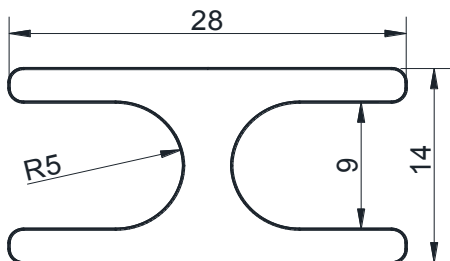
4. Cálculo de la Caña de Biela a la Tracción y Compresión



La biela original del motor tiene perfil H, mientras que la de competición perfil I, las bielas con caña perfil H son usualmente más rígidas y distribuyen mejor las cargas y las fuerzas de compresión que transmiten. Son ideales para ser utilizadas en motores de bajas vueltas.



Generalmente son más pesadas hasta 100gr más que un comprobante perfil I. Las bielas con perfil I pueden salvar peso con pequeño sacrificio en resistencia. Esta pérdida de Resistencia es mínima si los materiales usados son los mismos. Las bielas con perfil I son generalmente preferidas para aplicaciones en motores de altas vueltas.



Para el cálculo del área de la sección transversal de la biela, se realizó un negativo del alma de la caña de la biela en estudio (perfil H) mediante masilla de Epoxi cuidadosamente colocada. El negativo, es colocado en un proyector de perfiles para lograr su trazado en una hoja. Esa hoja de escanea y luego se pone como plantilla en un programa CAD.

Se vuelve a trazar el perfil de la sección, en el programa CAD para la obtención de la geometría deseada. Luego, se escala dicha geometría obtenida, tomando como parámetro alguna medida tomada en el alma de la biela con instrumentos de precisión. Por último, se corrobora que las demás dimensiones que arroja el dibujo estén en concordancia con la realidad, resultando:

$$\text{Área de la sección transversal } A = 190.4 \text{ mm}^2$$

a. Esfuerzo de compresión

Para llevar adelante el cálculo de los esfuerzos de compresión en la caña de la biela, se debe primero conocer si estamos frente a una biela cuya geometría está sujeta al fenómeno de pandeo. El parámetro que nos definirá en que caso nos encontramos es la esbeltez (x)

$$x = \frac{L}{i} < 60$$

Siendo:

L = la longitud equivalente, dependiendo la vinculación considerada

i = el radio de giro de la biela

En el caso de la biela en estudio, la distancia entre centros es de 149 mm y si la consideramos como empotrada-empotrada (que sería el caso más severo de vinculación), su longitud equivalente (L) es 298 mm. Por otro lado, el radio di giro (i) de la sección transversal de la caña es 5.3819 mm. Entonces nuestra esbeltez (x) es:

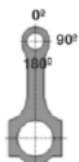
$$x = \frac{298 \text{ mm}}{5.3819 \text{ mm}} = 55,37 < 60$$

De esta manera queda definido que nos encontramos en el estado más simple de tensión, donde se considera compresión simple $\sigma = \frac{F}{A}$, Siendo:

- σ : tensión de compresión.
- F : fuerza de compresión = Fuerza máxima del gas – Fuerza alternativa de Inercia (ambas a 15° pos PMS).

- A: área de la sección transversal [190.4 mm²].

Teniendo como dato la fuerza máxima de compresión que actúa en la biela, para diferentes RPM del motor, y aplicando las se obtiene la siguiente tabla:



velocidad angular	Fuerza de compresión (375°)	Tensión de compresión
RPM	[N]	Mpa
8000	13825	72,61
7200	17041	89,5
6500	19575	102,80

Es de observar que con el aumento de vueltas la fuerza de inercia que actúa sobre la biela al momento de máxima fuerza del gas (15° después PMS) por ser opuesta disminuye el esfuerzo sobre biela.

b. Esfuerzo de tracción sobre la biela

Para el cálculo de las tensiones de tracción en la caña de la biela, nos basaremos en considerar el valor de la fuerza alternativa de inercia en el punto PMS respecto al área de la caña de la biela:

$$\sigma = m_a * r * \omega^2 * (1 + \lambda) * \frac{1}{A}$$

Siendo:

- σ : tensión
- m_a : Masa alternativa, [490 gr.]
- R: radio de la manivela cigüeñal, [39 mm]
- ω : velocidad angular
- λ : relación r/l (radio manivela cigüeñal sobre longitud biela.) [0.2617]
- A: área de la sección transversal [190.4 mm²]

Con estos datos y calculamos la tensión para diferentes rpm, se obtiene:



Vueltas	Fuerza de Tracción (PMS)	Tensión de Tracción
RPM	[N]	Mpa
8000	17648	92,68
7200	14253	74,85
6500	11575	60,79

Vemos ahora que al inicio de la admisión en el PMS pasa a tener mayor incidencia el aumento de las revoluciones ya que actúan solamente la fuerzas alternativas de inercia traccionando la Biela.

5. Composición Química del material de la Biela bajo estudio.

Elemento	Porcentajes en peso
Carbono (C)	0,41
Manganeso (Mn)	0,65
Silicio (Si)	0,20
Fósforo (P)	0,016
Azufre (S)	0,014
Cromo (Cr)	0,76
Níquel (Ni)	1,67
Molibdeno (Mo)	0,20
Aleación	ASTM A29 grado 4340



Se determina la dureza con el método Rockwell, escala "C", obteniéndose el siguiente resultado como promedio de cinco determinaciones:

HRC = 39 equivalente HB = 366

Con el equivalente de dureza Brinell se obtiene la resistencia a la tracción σ_t media según la siguiente expresión:

$$\sigma_t = 0,346 * HB = 0,346 * 366 = 124 \text{kg/mm}^2 = 1227 \text{Mpa}$$

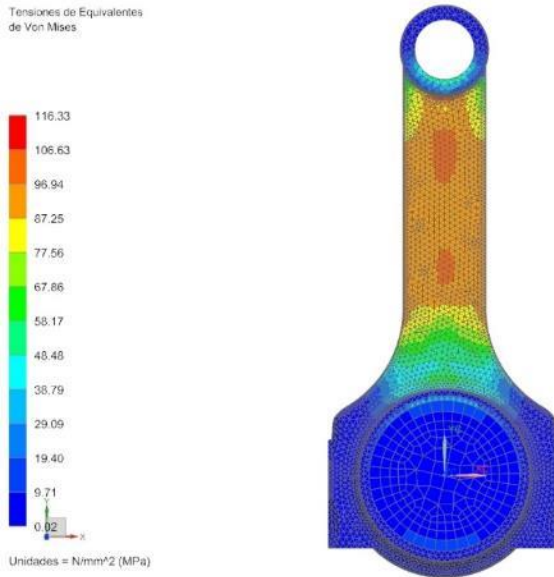
Se debería considerar una tensión admisible a la fatiga de: **400 Mpa**

6 Simulación mediante elementos finitos

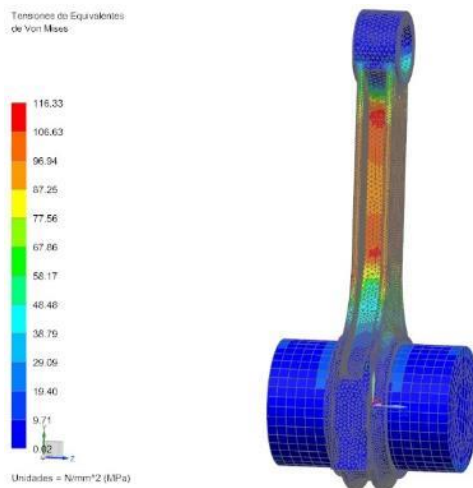
Se desarrolló un modelo de elementos finitos 3D utilizando el código NX-Nastran en el que se incluyó un tramo del gorrón a los efectos de poder simular adecuadamente la deformación de la cabeza de la biela.



El caso simulado corresponde a una fuerza de tracción axial de 17648 N (Caso 8000 rpm) a la que corresponde una tensión de tracción de 92.68 MPa según el cálculo analítico.



Los resultados numéricos muestran que existen dos zonas sobre el lateral donde las tensiones exceden los valores analíticos y que los máximos tienen lugar dentro de la caña superando en un 25 % los valores analíticos.



6. Conclusiones

Conocidos los esfuerzos originados por la fuerza del gas uno podría asumir que la carrera final de escape y el inicio de la admisión serían un trabajo fácil para la biela. Ya que simplemente se trataría de mover el pistón para expulsar los últimos gases de escape, a casi presión atmosférica, e iniciar la admisión de la mezcla. Sin embargo es el momento más peligroso del ciclo para la biela en los motores de altas vueltas. Al no existir ya presión del gas, las fuerzas alternativas de inercia tratan de "mover" el pistón. En ese punto la biela es traccionada mediante un esfuerzo que tiende a arrancarla del cigüeñal. Durante todos estos cambios direccionales de esfuerzos también los dos extremos de la biela (pie y cabeza) sufren ovalizando los cojinetes hasta llegar a la rotura. Por lo expuesto el momento donde la presión del gas alcanza su máximo valor no significa el mayor esfuerzo sobre la biela en los motores sometidos a altas vueltas, debido a que mayor número de vueltas mayor es la fuerza alternativa de inercia que en la primera parte de la carrera de admisión desde el PMS al inferior se opone a la fuerza del gas disminuyendo su esfuerzo de compresión sobre la biela con el aumento del número de vueltas.

En consecuencia el momento más comprometido para biela es debido al esfuerzo de tracción que se produce al inicio de la carrera de admisión con la biela donde la presión reinante en el cilindro es muy baja pero debido a las altas vueltas la fuerza alternativa de 1er y 2do orden manda debido a las altas vueltas.

Condiciones anormales de funcionamiento como la detonancia pueden ser críticos en el esfuerzo de compresión y acelerar la fatiga. La detonación origina una violenta y espontánea sobrepresión del orden de tres veces más la p_{max} en el cilindro, que incrementa la carga de compresión sobre la biela. Si la detonación es frecuente la biela puede fatigarse más allá de los límites expuestos en el presente trabajo. Los sobregiros acercan los valores de tensión admisibles en la tracción y aceleran la fatiga. Una desaceleración brusca producto de errar un cambio (cuarta en lugar de sexta) con el motor

pasado de vueltas, la aceleración del pistón genera una tensión inadmisibles de tracción que puede cortar la biela de aquel cilindro que se encuentre en PMS fase inicio admisión.

Desde el punto de vista de los esfuerzos, debemos considerar que todos los cálculos y simulaciones en que se basan estas conclusiones fueron realizados estáticamente en los puntos de máximo esfuerzo establecido como hipótesis de trabajo. Tanto el esfuerzo de compresión como el de tracción son cíclicos y por lo tanto someten a fatiga la biela, los valores de tensión media admisible, para el material en estudio 1227Mpa, que parecen muy difíciles de alcanzar con esfuerzos máximos de 116 MPa, no son tan seguros cuando la resistencia a la fatiga ya no permitiría sobrepasar los 400Mpa.

Por lo general se ve una tendencia a optimizar el peso, material y perfil de la caña de la biela basados en la resistencia a la máxima fuerza del gas, cuando en el diseño debería contemplarse prioritariamente el número de vueltas máximo posible de alcanzar y de allí avanzar en el material y forma necesarios.

7. Bibliografía

- [1] Giacosa, D., Motores endotermicos, Ed. Cientifico-Medico, Ediciones Omega, 1970.
- [2] List, H., La dinámica de los motores de combustión interna. Ed.Labor, 1944.
- [3] Mollenhauer, K, Tschoeke, H. Handbook of diesel engines, Springer-Verlag Berlin, 2010.
- [4] Payri, F., Muñoz, M., Motores de combustión interna alternativos, Sección de publicaciones del ETS DE II, 1989.

LA IMPORTANCIA DE LA DINÁMICA DE MALLAS EN LA SIMULACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. ALGUNAS NUEVAS TENDENCIAS

Horacio J. Aguerre^{1,6}, Santiago Marquez Damián^{1,2}, Juan M. Gimenez^{1,3},
Ezequiel J. López⁴, Cesar Pairetti⁵ y Norberto M. Nigro^{1,3}

1-Centro de Investigación en Métodos Computacionales (CIMEC-CONICET-UNL-FICH).

2-Universidad Tecnológica Nacional (UTN-FRSF).

3-Facultad de Ingeniería y Ciencias Hidricas (FICH-UNL).

4-Dpto. de Mecánica Aplicada, Fac. de Ingeniería, Universidad Nacional del Comahue (UNComa).

5-Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Rosario (EIM-FCEIA-UNR).

6-Universidad Tecnológica Nacional (UTN-FRCU).

Palabras clave: Dinámica de Fluidos Computacional, Mallas Dinámicas, Layering, IMAA, OpenFOAM(R).

Resumen

La Dinámica de Fluidos Computacional (CFD por Computational Fluid Dynamics) es una herramienta muy adecuada y poderosa para el estudio de motores de combustión interna. Sin embargo, es necesario emplear herramientas específicas que permitan abordar las características dinámicas de la geometría de los motores. Se identifican principalmente dos rasgos problemáticos. En primera instancia, se requiere afrontar las grandes variaciones de volumen que sufre el cilindro durante las diferentes carreras. Por otra parte, se debe resolver la interacción entre el cilindro y los puertos de admisión y escape, la cual es variable a lo largo del ciclo de funcionamiento.

En este contexto, este trabajo presenta nuevas estrategias en la temática de mallas dinámicas con el objetivo de resolver motores de combustión interna. En particular, se detallan las contribuciones realizadas sobre la conocida técnica de Layering, la cual se utiliza para adaptar la malla acorde al movimiento del pistón dentro del cilindro para evitar relaciones de aspecto de mallas exageradas. Se presentan métodos para poder controlar el tamaño de la malla en las diferentes zonas del cilindro y se propone un nuevo esquema para implementar la técnica mediante cómputo en paralelo. Por otro lado, la interacción entre puertos y cilindros se resuelve mediante una técnica de interfaces llamada IMAA (Interfaz de Malla Acoplada Arbitraria) la cual se adapta para funcionar de forma combinada con Layering.

Las nuevas herramientas son implementadas en la suite OpenFOAM(R), donde se las incorpora dentro del marco de un solver de flujo compresible. Las funcionalidades de malla dinámica se adoptan para simular el ciclo completo en un motor de pistones opuestos de dos tiempos en donde se evalúan las características del flujo resultante.

1. Introducción

El estudio de motores de combustión interna mediante la Mecánica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés) es una tarea que implica resolver varios aspectos. Por un lado, debe hallarse la solución a un modelo que permita describir el flujo compresible desarrollado dentro del motor, acoplado con otros fenómenos físicos, como la transferencia de energía y la combustión de la mezcla aire-combustible resultante de un proceso de inyección y evaporación del combustible líquido. Además de la física compleja, se agrega una dificultad adicional que son los componentes móviles del motor que generan que el dominio de estudio sea variable en el tiempo. Principalmente se diferencian dos características: la primera de ellas es la gran deformación del cilindro, dada por la relación de compresión requerida por el ciclo termodinámico (tanto Otto como Diesel); otro aspecto a tener en cuenta es la gestión del ingreso y egreso de gases en el interior del cilindro, la cual depende principalmente si el motor es de dos o cuatro tiempos. En el área de la simulación de fluidos computacional, las características dinámicas de la geometría del motor se abordan mediante herramientas de malla dinámica. En estos problemas, la discretización del dominio debe adecuarse a los cambios de tamaño y forma del mismo a lo largo del tiempo. Las grandes deformaciones del cilindro y el control del ingreso y egreso de gases en el mismo se realizan mediante técnicas diferentes, las cuales se combinan para resolver el ciclo completo de un motor de combustión interna.

Una manera de resolver las grandes deformaciones del dominio es deformando la malla (discretización) inicial del problema. Mediante esta técnica, el movimiento de frontera se traslada hacia el interior del dominio por medio de diferentes estrategias de variable complejidad y robustez. Entre varios métodos se pueden destacar aquellas técnicas basadas en una analogía de las aristas de malla con un sistema resorte-amortiguador [1]. Otra alternativa es trasladar el movimiento de la frontera hacia el interior del dominio de forma suave resolviendo el problema de Laplace para la incógnita desplazamiento de los nodos [2]. Sin embargo, los métodos de deformación de malla tienen desventajas en el caso de extremas deformaciones del dominio. Un ejemplo se observa en los cilindros de motores de combustión interna. En motores de ciclo Diesel, el volumen mínimo y máximo alcanzan relaciones de hasta 25:1 o aún mayores [3]. Este grado de deformación de la malla no puede abordarse mediante técnicas de deformación de malla debido a que la calidad de los elementos de la malla se ve negativamente afectada, lo que genera errores y problemas de convergencia de los métodos numéricos [4]. Para este tipo de casos se utiliza generalmente la técnica de remallado [5]. El remallado es una técnica muy potente para el abordaje de la dinámica de mallas ya que puede adaptarse a cualquier cambio arbitrario del dominio. En contraparte, el proceso de remallado es costoso desde el punto de vista computacional. Además, los diferentes campos del problema en cuestión deben ser trasladados desde una discretización a otra incurriendo en errores numéricos. Una técnica que puede emplearse para reemplazar al remallado es el Layering. La misma se utiliza comúnmente en la simulación de motores de combustión interna para resolver la compresión y expansión del cilindro [6]. En este método se propone remallar el dominio de forma localizada, modificando la malla en una zona reducida del dominio. En este sentido, se disminuye el costo computacional y los errores de mapeo de campos.

El otro problema a resolver en la simulación computacional de motores de combustión interna es el control del ingreso y egreso de flujos en el cilindro. En un motor de dos tiempos el ingreso y egreso de gases ocurre generalmente por el movimiento relativo entre

el pistón y las lumbreras de entrada y salida de gases que están talladas en el cilindro. En un motor de cuatro tiempos, la comunicación entre el aire de los puertos y el cilindro se controla por medio de válvulas. En ambos casos, el modelo computacional debe resolver movimientos tangenciales entre las diferentes regiones que componen el dominio computacional. Esta característica obliga a utilizar mallas inconexas entre sí y por consiguiente se debe adoptar una técnica para acoplar los dominios. Dentro del área de los motores de combustión interna es muy utilizada la técnica de interfaces deslizantes (*sliding interfaces*) [6, 7, 8]. En este método se acoplan los dominios inconexos por medio de la unión de mallas. Al momento de desplazar tangencialmente los dominios, las mallas son desacopladas. Luego, se realiza el movimiento deseado y posteriormente, las mallas vuelven a unirse. Si bien la estrategia de mallas deslizantes es un método de remallado local, los cambios en la malla se realizan solamente a nivel de nodos y caras. El número total de celdas de la malla permanece inalterado por lo que no es necesario trasladar los campos desde la malla desacoplada hacia la acoplada. Además, al momento de resolver el problema numérico la malla está conformada por un solo dominio, y de esta forma se evitan interpolaciones de campos en la interfaz, evitando errores numéricos. La desventaja de esta técnica radica en que el proceso de unión de mallas es costoso computacionalmente limitando el tamaño de los problemas que pueden ser abordados por esta técnica, además de las dificultades propias de su implementación en paralelo.

Una alternativa computacionalmente más eficiente es el uso de interfaces numéricas entre los dominios. En estas técnicas se realiza un acople entre los dominios basado en interpolaciones de campos, en función de un esquema de conectividades. Una forma muy eficiente para determinar las conectividades entre dos interfaces es el método de supermalla local presentado por Farrel y Maddison [9]. En esta estrategia se hace uso de un algoritmo optimizado para la búsqueda de aquellas caras, pertenecientes a interfaces diferentes, que se solapan entre sí. Una vez que se encuentra un par de caras enfrentadas, se calcula el área de intersección entre las mismas. Con el esquema de conectividades y el área de intersección de cada par de caras conectadas se construye un conjunto de pesos de interpolación que se utilizan para acoplar los subdominios.

En este trabajo se presenta el uso de una técnica de interpolación llamada IMAA (Interfaz de Malla Acoplada Arbitraria) basada en la estrategia de supermalla local. La técnica de IMAA presenta la ventaja de permitir acoples parciales entre interfaces. De esta manera, las zonas acopladas de interfaz se resuelven interpolando las variables de estudio y en las zonas no acopladas se impone una condición de borde diferente que generalmente son condiciones de borde de pared. Esta característica del método IMAA lo hace apto para la simulación de motores de combustión interna, en donde la necesidad de definir zonas acopladas y no acopladas es inevitable. Sin embargo, la técnica de IMAA requiere de la duplicación de los bordes geométricos del dominio para alocar las zonas acopladas y desacopladas respectivamente. Esta situación complica su implementación conjunta con la técnica de Layering. En este sentido, este trabajo presenta un ejemplo de implementación de la combinación de la estrategia de IMAA con la técnica de Layering. Además, se presentan estrategias para el manejo del tamaño de malla por medio del Layering y una mejora en el uso paralelizado de la técnica.

Finalmente, se simula un motor de pistones opuestos de dos tiempos en donde se aplican las herramientas de malla dinámica descritas. La implementación computacional se realiza mediante la suite de código abierto OpenFOAM(R) [11].

2. Teoría

2.1. Layering

La técnica de Layering es una metodología empleada para abordar las grandes deformaciones que se experimentan en el cilindro de motores de combustión interna. En esta técnica, la malla del cilindro consiste en la extrusión de una malla bidimensional a lo largo de un eje. La malla resultante se divide en varias partes o capas las cuales son los elementos de trabajo que se utilizan en el presente método. La técnica funciona de la siguiente manera: cuando el cilindro se comprime, la capa adyacente a la frontera móvil reduce su tamaño. Cuando este disminuye por debajo de un cierto valor, la capa en cuestión se remueve del dominio. En este sentido, las capas se van eliminando de forma secuencial a medida que el cilindro se comprime. De manera contraria, cuando el cilindro se expande, la capa adyacente a la frontera móvil aumenta su tamaño. Cuando este aumenta por encima de un cierto valor, la capa en cuestión se subdivide en dos nuevas capas, es decir se agrega una nueva capa. De esta forma, se van agregando nuevas capas a medida que el cilindro se expande. Para mayor información del procedimiento de la técnica, se puede consultar un trabajo previo de los autores [12]. Uno de los inconvenientes de esta técnica en su versión original, es que el tamaño característico de la malla es constante a lo largo de toda la transformación del dominio. Esta característica no es deseable en la simulación de motores de combustión interna, ya que si el paso de malla es adecuado para el volumen mínimo del cilindro, será excesivo para la posición de máxima expansión. Si se ajusta la resolución de malla para que sea acorde al estado de máximo volumen del cilindro, la resolución en el estado comprimido será insuficiente. La Figura 1 muestra gráficamente esta problemática:

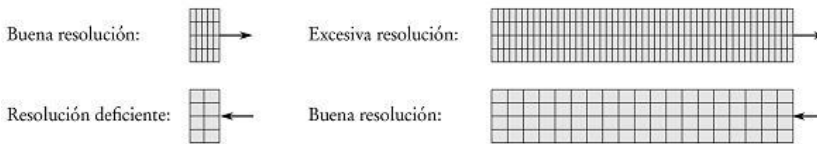


Figura 1. Problemática de la técnica de Layering cuando se usan tolerancias de capa constantes.

Para resolver este inconveniente se proponen dos estrategias diferentes. La primer opción consiste en el uso de tolerancias de Layering que son variables en el espacio. En este esquema se define el tamaño de la capa y en definitiva, el tamaño característico de la malla en función de la posición del pistón. De esta forma se puede definir un tamaño pequeño de capa para la cámara de combustión y un tamaño mas holgado para las zonas alejadas de la cámara, cuando el cilindro se encuentra expandido. En la Figura 2 se observa un ejemplo de uso de tolerancias variables con el espacio mediante la definición de una zona fina, una zona gruesa y una zona de transición lineal entre las dos primeras,

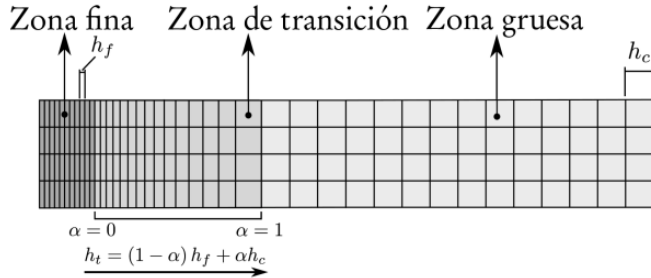


Figura 2. Uso de tolerancias variables con el espacio mediante tres zonas de refinamiento.

La segunda alternativa es el uso de deformación de malla en combinación con el movimiento rígido de frontera. En la técnica de Layering original, el dominio interno del cilindro permanece estático, siendo solamente la frontera la que se mueve de forma rígida. El uso de deformación de malla permite que el movimiento de la frontera se traslade hacia el interior del dominio de una forma gradual. Esta estrategia tiene la ventaja adicional de que permite reducir la frecuencia de adición o remoción de capas de acuerdo al grado de deformación de malla impuesto sobre el dominio interno. El grado de deformación impuesto sobre la malla permite controlar el tamaño de la misma, obteniéndose mallas comprimidas con un refinamiento aceptable y mallas expandidas con una cantidad de elementos no excesiva. Otra ventaja que presenta el uso de deformación de malla es el hecho que la deformación global del cilindro se distribuye a lo largo de todo el dominio. Esto evita que la totalidad de la deformación sea absorbida por la capa adyacente, lo que reduce la tasa de compresión o expansión de la misma y consecuentemente ayuda a evitar problemas numéricos. En la Figura 3 se muestra un ejemplo de combinación de Layering con deformación de malla.

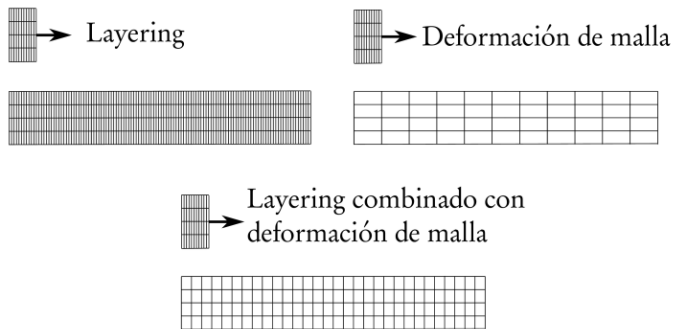


Figura 3. Transformaciones de la malla para las técnicas de Layering, deformación de malla y combinación de ambas.

2.2. Interfaz de Malla Arbitraria Acoplada

El método de interfaz de malla arbitraria acoplada posibilita que los subdominios puedan estar mallados con un diferente patrón de discretización y que puedan desplazarse de forma relativa de forma independiente. El punto de contacto entre los subdominios esta conformado por las interfaces las cuales son mallas de superficie (bidimensionales). Debido a que los subdominios están mallados de forma diferente, las interfaces tienen mallas no conformes. La técnica de IMAA consiste en generar un esquema de conectividades entre las mallas no conformes para luego realizar interpolaciones numéricas entre los valores adyacentes a ambas interfaces. Con el objeto de realizar las interpolaciones, se deben definir los pesos que se le va a asignar a cada valor interpolado. Esto se determina según la porción de área solapada que tienen los elementos conectados en la interfaz.

En el método de los volúmenes finitos, con las incógnitas definidas en centros geométricos de celda (método colocado), se necesitan interpolar los valores a las caras para poder calcular los flujos entrantes o salientes de la celda (volúmenes de control). Cualquier cara interna de la malla pertenece sólo a dos celdas, las cuales se denominan celda *owner* y celda *neighbour* [4]. Por lo tanto el valor en una cara interna se calcula por medio de interpolación de estos dos valores,

$$\phi_f = \alpha_{own} \phi_{own} + \beta_{nbr} \phi_{nbr} \quad (1)$$

donde ϕ_f es el valor interpolado en la cara, ϕ_{own} es el valor de la celda *owner*, ϕ_{nbr} es el valor de la celda *neighbour*. Los coeficientes α y β dependen del esquema de interpolación empleado (discretización espacial). Sin embargo, una cara de interfaz puede pertenecer a más de una celda en la región opuesta a a la interfaz considerada. Para resolver este inconveniente, la técnica de IMAA define un valor de celda *neighbour* equivalente, que resulta de la interpolación de los valores de todas las celdas que están solapando la cara de interfaz,

$$\phi_{nbr}^- = \sum_{i=1}^n w^i \phi_{nbr}^i \quad (2)$$

donde ϕ_{nbr}^- es el valor interpolado (valor de celda *neighbour* equivalente), w^i son los pesos de interpolación y ϕ_{nbr}^i son los valores de las celdas *neighbour* que se encuentran del lado opuesto de la interfaz. De esta forma, la determinación del valor de interfaz resulta como,

$$\phi_f^I = \alpha \phi_{own} + \beta \phi_{nbr}^- \quad (3)$$

donde ϕ_f^I es el valor de una cara de interfaz.

Una característica importante que tiene la estrategia IMAA es que permite resolver casos donde el acople entre dominios es parcial, es decir, la interfaz de un dominio puede estar parcialmente solapada con la interfaz del dominio opuesto. En el sector acoplado se aplican las interpolaciones descritas previamente, mientras que en el sector no acoplado se define una nueva condición de borde. Esta nueva condición de borde es generalmente

una condición de pared, aunque es posible determinar cualquier tipo de condición, como puede ser una entrada o salida de flujo. La implementación computacional del manejo de interfaces parcialmente solapadas es resuelta mediante el uso de una frontera de dominio de carácter dual. En otras palabras, la interfaz de IMAA está conformada por una malla de superficie que está duplicada, es decir, las caras de borde de los subdominios enfrentados están duplicadas. Los dos bordes de cada interfaz se denominan borde *couple* y *blockage* respectivamente. La interfaz duplicada se utiliza para alojar en cada uno de los bordes el tratamiento de las regiones acopladas y desacopladas de forma separada. En este sentido, el sector acoplado (regiones solapadas) es tratado por el borde *couple*. De forma contraria, la región inconexa se resuelve mediante el borde *blockage*. Si el sector de la interfaz es acoplado, el borde *couple* actúa de forma completa y la influencia del borde *blockage* se anula. En el caso contrario, en el sector desacoplado el borde *blockage* actúa de forma completa y la influencia del borde *couple* desaparece. El procedimiento para decidir el grado de actuación de cada borde es a partir de la manipulación de las áreas de las caras de ambas interfaces. En este sentido, si se configura un valor nulo de área a una cara de interfaz, la influencia de esta en el sistema numérico es anulada. Por lo tanto, de forma de anular la influencia de una interfaz en un determinado sector se define un valor nulo de área a todas las caras que se encuentran en esa zona. Es importante remarcar que los bordes *couple* y *blockage* pueden contribuir de forma parcial para aquellas zonas en que las caras de interfaz están parcialmente solapadas. La manipulación de las áreas se realiza escalando las áreas geométricas de acuerdo al porcentaje de área solapada.

$$\tilde{A}_f^c = \sum_{i=1}^n w^i A_f^c \quad (4)$$

$$\tilde{A}_f^b = (1 - \sum_{i=1}^n w^i) A_f^b \quad (5)$$

donde \tilde{A}_f^c y \tilde{A}_f^b son las áreas manipuladas de los bordes *couple* y *blockage* siendo A_f^c y A_f^b las áreas geométricas originales de ambos bordes respectivamente. Las áreas de las caras de interfaz cumplen la restricción de la conservación del área geométrica. La suma de las áreas manipuladas es igual al área geométrica de cada cara (los bordes *couple* y *blockage* son idénticos, por lo tanto el área de sus caras también),

$$\tilde{A}_f^c + \tilde{A}_f^b = A_f^c = A_f^b \quad (6)$$

2.3. Combinación de Layering con la técnica de interfaces IMAA

La estrategia de acople dinámico de IMAA en combinación con la técnica de Layering permite resolver las dificultades de malla dinámica presentes en motores de combustión interna. En la Figura 4 se muestran ejemplos de aplicación de la metodología para motores de dos y cuatro tiempos,

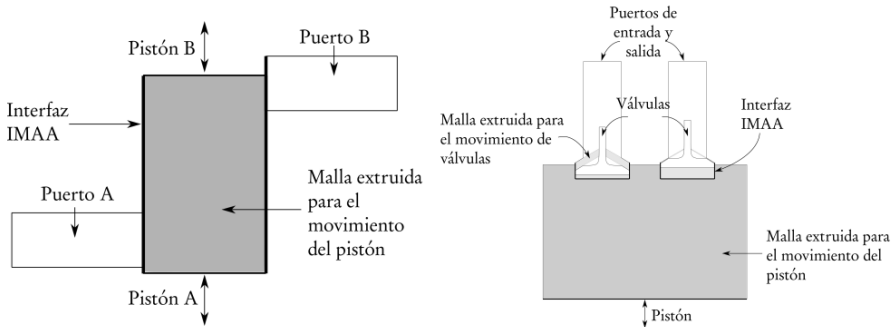


Figura 4. Ejemplos de aplicación de la combinación de Layering e IMAA en motores de dos y cuatro tiempos (izquierda y derecha respectivamente).

En un motor de dos tiempos, el movimiento del pistón o los pistones, para el caso de un motor de pistones opuestos, determina la comunicación del cilindro con los puertos. En este contexto, la interfaces de IMAA están conformadas por el borde exterior del cilindro y los bordes límites de los puertos. En la Figura 4 se aprecia que el puerto B está parcialmente conectado con el cilindro. En esta situación es indispensable el uso de una interfaz que permita acoples parcialmente solapados, como lo permite la técnica de IMAA. En el ejemplo del motor de cuatro tiempos, las interfaces de IMAA se utilizan para comunicar la zona del cilindro con la región de malla extruida que se dispone especialmente para el movimiento de las válvulas. Para ambos casos (dos y cuatro tiempos) la técnica de Layering se utiliza para resolver el movimiento del pistón, en particular, en el motor de cuatro tiempos, la metodología también se adopta para posibilitar el movimiento de las válvulas.

2.4. Paralelismo

El cómputo en paralelo es una estrategia conveniente para acelerar los tiempos de las simulaciones. Sin embargo, los métodos numéricos deben adaptarse computacionalmente al cómputo paralelizado lo que puede ser una tarea de gran dificultad. En este sentido, se implementa computacionalmente el método combinado de Layering y la técnica de IMAA de forma totalmente paralelizada en una arquitectura de memoria distribuida. En esta arquitectura el paralelismo se realiza dividiendo el dominio de estudio en subdominios que van a ser distribuidos a los diferentes procesadores encargados del cómputo en paralelo. Debe prestarse especial atención al aplicar Layering para resolver simulaciones de forma paralelizada. Al momento de remover o agregar una nueva capa en el dominio, todos los procesadores que contienen el frente de avance móvil del dominio deben sincronizarse. Es decir, todos los procesadores deben remover o agregar una capa de forma simultánea. En caso de la remoción o adición se realice por un grupo parcial de procesadores, la malla resultante no será válida. En problemas de múltiples zonas de movimiento, como puede ser un motor multicilíndrico, cada grupo de procesadores que contiene el frente móvil de cada cilindro debe sincronizarse para remover y agregar las capas de forma simultánea. En consecuencia, se deben gestionar diferentes grupos de procesadores que se comunican

entre sí. Esta tarea se realiza mediante la estrategia de comunicadores del protocolo de comunicación Interfaz de Paso de Mensajes (MPI, por sus siglas en inglés).

Otra cuestión a tener en cuenta al momento de simular Layering en paralelo es la descomposición del dominio en subregiones. El esquema de división adoptado en el frente móvil debe mantenerse a lo largo de toda la extrusión del cilindro. Para resolver este problema se desarrolla un particionador automático especialmente diseñado para descomponer dominios destinados a Layering. El mismo utiliza un esquema de partición polar que se centra en el eje de cada cilindro o sector de malla extruida. El particionador utiliza un algoritmo de balanceo automático que tiene como objetivo distribuir uniformemente la cantidad de celdas en todos los subdominios generados. Adicionalmente, el particionador se encarga de asegurar que cada procesador tiene una malla extruida sin interrupciones. Esta tarea se realiza mediante una "caminata" o walking partiendo de las caras de cada frente móvil siguiendo la dirección de extrusión. En caso de encontrar alguna celda que no pertenece al procesador deseado, se la realoca en el procesador en cuestión.

3. Ejemplo de aplicación en un motor de pistones opuestos

El presente ejemplo de aplicación es un motor de pistones opuestos el cual se denomina JLA en referencia a su inventor Jose Luis Alonso. El motor en cuestión consta de cuatro cilindros en línea, cada uno con dos pistones enfrentados. A su vez, dos cigüeñales se disponen uno en cada extremo de los cilindros, comandando los pistones de dicho extremo. Se utiliza el ciclo Otto de dos tiempos en donde el ingreso del combustible al cilindro se realiza mediante inyección directa.

Este motor presenta las dos problemáticas descritas en este trabajo, en referencia al manejo de mallas dinámicas. El cilindro sufre de grandes deformaciones debido al movimiento de los pistones y además, el movimiento de los pistones abre y cierra los puertos de admisión y escape habilitando de esta forma el ingreso y egreso de gases. La deformación del cilindro se resuelve mediante la técnica de Layering. En este ejemplo se aplican los desarrollos descritos en este trabajo: múltiples zonas de movimiento, tolerancias variables con el espacio y manejo paralelizado de la técnica. Por otra parte, la interacción entre el cilindro y los puertos de admisión se resuelve mediante la estrategia de IMAA la cual se concibe para trabajar en combinación con Layering. El modelo computacional del problema comprende el análisis fluidodinámico de un cilindro del motor el cual se lo considera de forma aislada.

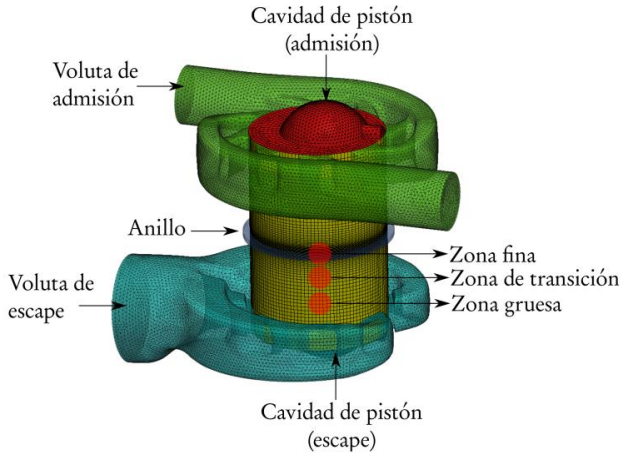


Figura 5. Diferentes partes en la que se divide el dominio computacional indicando las zonas de refinamiento en el cilindro.

La cámara de combustión tiene un refinamiento mayor que las restantes partes del cilindro. Esta característica se logra gracias al uso de tolerancias variables con el espacio la cual comprende tres zonas de refinamiento para este ejemplo, una zona gruesa, una zona de transición y una zona fina. La geometría utilizada para el modelo computacional se muestra en la Figura 5, indicando las diferentes partes del mismo y detalles de la discretización utilizada para el cilindro. Se detalla la presencia de un anillo en la zona central del cilindro. Este anillo es producto de una separación de las camisas del cilindro, la cual genera una porción circular dentro del mismo de mayor diámetro.

Se resuelve un ciclo del motor sin considerar la combustión de la mezcla aire-combustible. El objetivo principal del estudio es evaluar las características dinámicas del flujo de entrada y los patrones de flujo que se presentan en el interior del cilindro.

3.1.1. Configuración del problema

Las propiedades del fluido adoptado para el modelo computacional son equivalentes a la del aire atmosférico.

La variación de la viscosidad y conductividad térmica del fluido con la temperatura se calculan mediante el modelo de Sutherland [13]. Con respecto a las condiciones de borde del problema, se considera a la entrada una presión de 190000 Pa y una temperatura de 371 K. Estos valores se corresponden con las características de salida del turbo compresor diseñado para el motor.

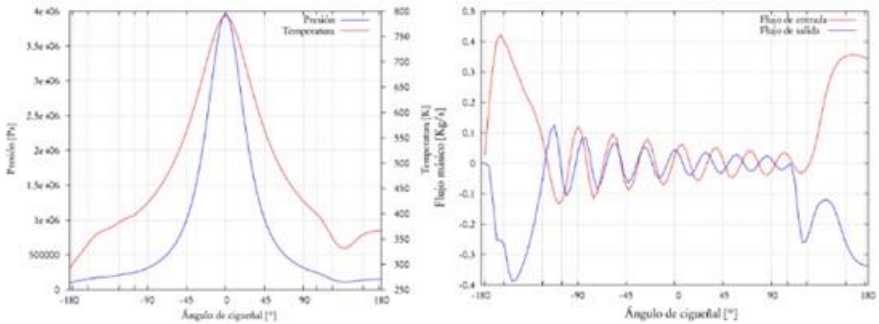


Figura 6. Evolución de la temperatura, presión, flujos de salida y entrada a lo largo del ciclo simulado.

Se asume presión atmosférica para los puertos de salida y condiciones de temperatura adiabáticas en las paredes del motor. El problema es resuelto mediante el solver compresible de la suite OpenFOAM(R), denominado *rhoPimpleDyMfoam*.

3.1.2. Resultados

En la Figura 6 se muestra la evolución de la temperatura y la presión dentro del cilindro dentro del ciclo de motor simulado. El flujo observado en el cilindro presenta una velocidad angular considerable. Este patrón de flujo se denomina usualmente como *swirl* [3]. Debido a que este motor tiene un sistema de alimentación por inyección directa, es recomendable tener un flujo con alto *swirl* para de esta forma poder evaporar y mezclar el combustible inyectado.

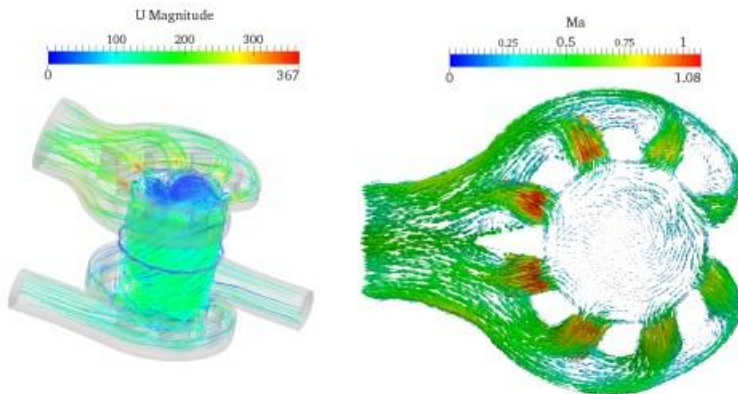


Figura 7. Líneas de corriente sobre todo el dominio y vectores de velocidad graficados sobre un plano transversal al conducto de escape.

En la Figura 7 se muestra a la izquierda, líneas de corriente coloreadas con la velocidad en donde se puede observar el flujo con *swirl*. El mismo está inducido por el ángulo de entrada del flujo al cilindro que es condicionado por la forma geométrica de las lumbreras. En el

lado izquierdo de la Figura 7 se grafican vectores coloreados con el número de Mach sobre un corte transversal al eje axial del cilindro, el cual se localiza en un plano medio de las lumbreras de salida. Se observa una distribución asimétrica del flujo en las lumbreras. La mayor parte del flujo egresa por las lumbreras que comunican al puerto de salida de forma directa. Por otro lado, en las lumbreras que están dispuestas de forma opuesta al conducto de escape, el flujo es relativamente menor.

4. Notas finales

En este trabajo se presentó un conjunto de herramientas para el estudio de motores de combustión interna mediante simulación computacional. En particular, se hizo énfasis en herramientas de malla dinámica que resuelvan dos aspectos importantes de la dinámica de motores, la deformación del cilindro y la interacción entre el cilindro y los puertos de entrada y salida de gases. Este sentido, se describió la técnica de Layering para el tratamiento de las grandes deformaciones de malla y la técnica de IMAA para la resolución del acople entre las diferentes zonas del motor.

Con respecto a la técnica de Layering se muestran un par de mejoras destinadas al manejo del tamaño de malla para los diferentes estados del cilindro. En primer lugar se propone el uso de tolerancias variables con el espacio. Esta funcionalidad permite definir el tamaño de la capa en función de la posición del pistón mediante cualquier función arbitraria. La otra alternativa desarrollada es el uso combinado de deformación de malla con Layering que permite generar un cambio automático del tamaño de malla a medida que el cilindro se comprime o expande. Esta técnica tiene ventajas adicionales, como la reducción de la frecuencia de remoción o adición de capas y el suavizado de la deformación por medio de la distribución de la misma en todo el dominio. Por otro lado, se describió la técnica de manejo de interfaces denominada IMAA. Se explicó brevemente el método de interpolación utilizado y el manejo de las zonas acopladas y desacopladas de la interfaz.

Ambas técnicas computacionales se implementaron de forma conjunta para generar una herramienta apta para la simulación de motores de combustión interna. Se explicó de forma conceptual como se utiliza la combinación de los métodos en la simulación de motores de cuatro y dos tiempos. También se incluyeron detalles sobre el abordaje en paralelo de ambas técnicas. Las herramientas propuestas se evaluaron en la simulación de un motor de pistones opuestos de desarrollo regional. El motor utiliza un ciclo de dos tiempos, en donde la tecnología de interfaces con acople parcial es indispensable para la gestión de la apertura y cierre de lumbreras. En la simulación se aplica el uso de tolerancias variables con el espacio de la técnica de Layering para determinar un refinamiento adecuado en la cámara de combustión. El problema se resolvió mediante un solver compresible. De los resultados obtenidos, se realizó una breve discusión de las características de flujo más relevantes.

Las herramientas descritas en este trabajo permiten resolver de forma combinada la gestión de malla dinámica de los motores de combustión interna. Las técnicas están diseñadas para funcionar mediante cómputo paralelizado lo que permite acelerar los tiempos de cómputo y posibilita el estudio de problemas con mayor grado de detalle. Se destaca que las herramientas se implementaron en una plataforma de código abierta, permitiendo de esta forma tener un mayor control de la herramienta y además, permite

tener un instrumento de aplicación industrial sin necesidad de destinar recursos económicos en licencias de *software*.

Los trabajos a futuro están orientados a expandir el alcance de las técnicas de Layering e IMAA en problemas de motores de cuatro tiempos con válvulas inclinadas, lo cual permitirá resolver el ciclo completo de motores de combustión interna de forma automática.

5. Referencias

- [1] Blom F, "Considerations on the spring analogy", *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, 32(6):647-688, 2000
- [2] Löhner R, Yang C, "Improved ALE mesh velocities for moving bodies", *Communications in Numerical Methods in Engineering*, 12(10):599-608, 1998
- [3] Heywood J, "Internal combustion engine fundamentals", Mc-Graw-Hill, 1988
- [4] Jasak H, "Error analysis and estimation for the finite volume method with applications to fluid flows", Imperial College London, 1996
- [5] Menon S, Mooney K G, Stapf K, Schmidt D P, "Parallel adaptive simplicial re-meshing for deforming domain cfd computations ", *Journal of Computational Physics*, 298:62-78, 2015
- [6] Lucchini T, D'Errico G, Jasak H, Tukovic Z, "Automatic mesh motion with topological changes for engine simulation", Technical Report, SAE Technical Paper, 2007
- [7] Piscaglia F, Montorfano A, Onorati A, "Development of fully-automatic parallel algorithms for mesh handling in the OpenFOAM-2.2.x technology", Technical Report, SAE Technical Paper, 2013
- [8] Piscaglia F, Montorfano A, Onorati A, "A moving mesh strategy to perform adaptive Large Eddy Simulation of IC engines in OpenFOAM", International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting, 2014
- [9] Farrell P, Maddison J, "Conservative interpolation between volume meshes by local galerkin projection" *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200:89–100, 2011
- [10] Weller H, Tabor G, Jasak H, Fureby C, "A tensorial approach to computational continuum mechanics using object oriented techniques", *Computers in Physics*, 12(6):620 – 631, 1998
- [11] Márquez Damián S, Gimenez J, Nigro, N, "gdbOF: A debugging tool for OpenFOAM", *Advances in Engineering Software*, 47:12-23, 2012
- [12] Aguerre H, Márquez Damián S, Gimenez J, Nigro N, "Modeling of compressible fluid problems with OpenFOAM using dynamic mesh technology", *Mecánica Computacional Vol. XXXII*, 2013
- [13] Sutherland W, "The viscosity of gases and molecular force", *The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 36(223):507–531, 1893

PREDICCIÓN DEL COMPORTAMIENTO DE LOS TURBOALIMENTADORES DE MOTORES DIÉSEL CON BASE EN SUS ESPECIFICACIONES TÉCNICAS COMERCIALES

Lesme Corredor Martínez¹, Cesar Figueroa Socarras²,
Karla Hernández Espinosa³, Francisco Reyes Navarro⁴

1-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
lcorredo@uninorte.edu.co

2-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
socarrasd@uninorte.edu.co

3-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
espinosak@uninorte.edu.co

4-Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad del Norte, Barranquilla Colombia.
fjreyes@uninorte.edu.co

Palabras claves: Turboalimentador, dinámica del motor, mapas del turboalimentador.

Resumen

En este artículo se analizó la **dinámica del motor diésel** de un catálogo de motor comercial, para este análisis se utilizaron correlaciones empíricas desarrolladas en estudios previos. Se estableció el flujo requerido de aire necesario para que el turboalimentador respondiera de manera óptima en los diferentes escenarios donde va a ser utilizado. Teniendo en cuenta que los catálogos de motores comerciales no especifican el tipo de turbo alimentador, ni el flujo de aire en exceso de entrada a la máquina, se utilizó un tipo de turbo alimentador capaz de suplir la necesidad de exceso de aire de la máquina y de esta manera se desarrollaron los cálculos necesarios para generar los **mapas de los turboalimentadores** y posteriormente se llevó a cabo una comparación de los resultados obtenidos de manera experimental con los datos entregados por el fabricante en el catálogo comercial.

Especificaciones del motor

La investigación se lleva a cabo utilizando un motor diésel comercial de cuatro tiempos de la marca ISUZU. Este motor es sobrealimentado con un turbocompresor.

A continuación se presentan las especificaciones del motor seleccionado:

Tabla 1. Especificaciones del motor.

Tipo	4 cilindros, 4 Ciclos, enfriado con agua, OHC , Conducto común, Turbocargado
Bore - Stroke	95.4 MM X 104.9 MM
Cilindrada	3.0 L
Relación de compresión	17.5:1
Peso en seco	320 KG (705 LBS)
Dimensiones- L x W x H	884 MM X 748 MM X 847 MM
Capacidad del refrigerante	6.0 L
Capacidad del aceite lubricante	15 L
Alternador A.C.	110 A
Regulador Voltaje	12 V GENSET
Motor de arranque	2.5 KW
Envolvente del volante	SAE #3
Volante	SAE 11.5
Colector de aceite	
Ventilador (7 cuchillas)	Soplador

Fuente: Catálogo del fabricante del motor diésel ISUZU.
<http://www.isuzuengines.com/Engine.aspx?series=4J&model=4JJ1TYGV-01>

Cálculo de parámetros geométricos del motor

Volumen

Para conocer el volumen de un cilindro del motor, se tiene en cuenta la siguiente ecuación, donde A_s es el área de la sección transversal del cilindro y S es la carrera del cilindro:

$$Vh = A_s * S \quad (1)$$

$$Vh = \frac{\pi}{4} (D^2) * S \quad (2)$$

$$Vh = \frac{\pi}{4} (95.4^2) * 104.9$$

$$Vh = 749828.8 \text{ mm}^3$$

Cilindrada

La cilindrada de un motor es la cantidad de aire que admite el motor en la carrera de admisión. Se calcula multiplicando el volumen por el número de cilindros que tiene el motor.

$$VH = Vh * \#cilindros \quad (3)$$

$$VH = 749828.8 \text{ mm}^3 * 4$$

$$VH = 2999315.213 \text{ mm}^3 = 2999.315 \text{ cc}$$

Relación de compresión

Es un número adimensional que representa cuantas veces se reduce el volumen del fluido de trabajo en el conjunto conformado por el cilindro-pistón. La relación de compresión es un dato que entrega el fabricante del motor con el cual se está trabajando y este valor es de gran importancia debido a que determina la temperatura a la que trabaja el aire al final de la carrera de compresión. Para este motor la relación de compresión es de 17.5:1

Volumen de la cámara de compresión

Representa el espacio disponible que se ubica por encima del punto muerto superior donde se comprime el fluido completamente. Se calcula empleando la siguiente ecuación:

$$Rc = \frac{Vh+Vcc}{Vcc} \quad (4)$$

Despejando V_{cc} , tenemos:

$$Vcc = \frac{749828.8 \text{ mm}^3}{17.5 - 1}$$

$$Vcc = 45444.16 \text{ mm}^3 = 45.44416 \text{ cc}$$

Velocidad media del pistón

Es la velocidad media lineal que posee el pistón al desplazarse del punto muerto superior al punto muerto inferior, está dado por la siguiente expresión:

$$Vm = \frac{rpm * 2 * S}{60} \quad (5)$$

Velocidad nominal (1800 rpm):

$$Vm = \frac{1800rpm * 2 * 0.1049}{60}$$

$$Vm = 6.294 \text{ m/s}$$

Velocidad media a potencia máxima (3600rpm):

$$Vm = \frac{3600 * 2 * 0.1049}{60}$$

$$Vm = 12.588 \text{ m/s}$$

Número de moles del aire de admisión:

Es la cantidad de aire que ingresa al cilindro del motor, depende de las condiciones ambientales de la admisión. Para conocer el número de moles del aire de admisión se emplea la ecuación de los gases ideales:

$$N = \frac{P_s * V_h}{T_s * R_u} \quad (6)$$

Número de moles de Oxígeno en el aire de admisión

Es la cantidad de moles de oxígeno presente en el aire de admisión.

La masa molar del oxígeno (M) es de 32 Kg/kmol, el oxígeno en el aire representa el 21 %, por tanto se tiene que el 21% de la masa de aire de admisión es O₂, de esto se tiene:

$$m_{O_2} = 0.571 \times 10^{-3} Kg * 0,23 = 0.131 \times 10^{-3} Kg$$

Ahora tenemos:

$$m = M * N \quad (7)$$

Despejando N para el O₂ tenemos la siguiente expresión:

$$N_{O_2} = \frac{0.131 \times 10^{-3} Kg}{\frac{32 Kg}{Kmol}}$$

$$N_{O_2} = 4.104 \times 10^{-6} Kmol$$

Relación Estequiométrica

Es la cantidad de masa de aire que se necesita para quemar completamente la cantidad de masa de combustible:

$$R_{A/C} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{NM_{aire}}{NM_c + NM_H} \quad (8)$$

Donde:

N es el número de moles

M es la masa molar

Se toman los siguientes valores típicos de composición para un combustible Diésel:

Tabla 2. Composición combustible.

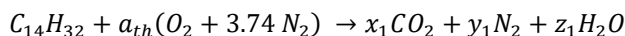
	Carbono C	Hidrógeno H
Peso molecular [kg/kmol]	12	1
Composición % Peso	84	16
Peso molecular combustible [kg/kmol]	200	

Tabla 3. Número de átomos en molécula de combustible.

	Carbono C	Hidrógeno H
$\frac{\text{Número átomos}}{\text{Molécula combustible}}$	14	32

Conocida esta composición se realiza el balance estequiométrico para analizar la combustión:

Combustión ideal:



Las cantidades molares para combustión ideal con base en 1 mol de combustible serán:

Tabla 4. Número de moles.

	C	H	Aire	CO₂	N₂	H₂O
Número moles	14	32	22	14	82.72	16

A continuación se presentan los resultados del Balance Estequiométrico

Tabla 5. Balance Estequiométrico.

Balance Estequiométrico			
Carbono (C)	1,1228	Hidrogeno (H)	2,5664
Reactivos		Productos	
Oxigeno (O2)	1,7644	Agua vapor (H2O)	1,2832
Nitrógeno (N2)	6,634144	Diox. Carb (CO₂)	1,1228
		Nitrógeno (N2)	6,634144

Fuente: Cálculo de los autores

Tabla 6 .Relación Aire/Combustible.

AC estq. (relación aire/combustible)	15,1008	Masa aire (cilindro)	0,00372	Kg
		masa gasolina (req)	0,000246345	Kg
		N° moles comb.	1,53581E-05	Mol

Fuente: Cálculo de los autores.

La relación de aire combustible es de 15.1008, es decir que por cada kilogramo de combustible disponible para ser quemado, se requiere de 15.1008 kg de aire.

Se procede al análisis del ciclo diésel dual.

Ciclo Diésel Dual

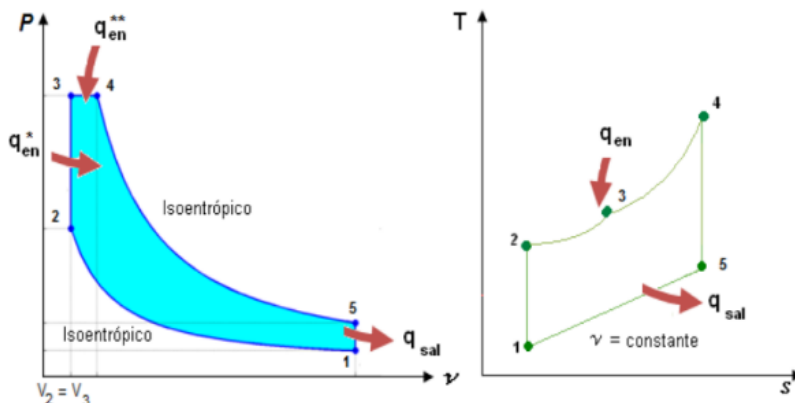


Ilustración 1. Ciclo Dual Diésel.

Proceso 1-2

$$v_1 = \frac{RT_1}{P_1} \quad (9)$$

$$v_1 = 0.47 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Con la temperatura de entrada se saca en la tabla de gases ideales del aire el volumen relativo.

$$v_{r1} = 321.5$$

Ahora se entra en el punto 2y se calculan el volumen específico, volumen relativo y la presión del punto 2.

$$v_2 = \frac{v_1}{RC} \quad (1)$$

$$v_2 = 0.02 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$P_2 = P_1 RC^{n1} \quad (11)$$

$$P_2 = 10385 \text{ KPa}$$

$$v_{r2} = \frac{v_{r1}}{RC} \quad (12)$$

$$v_{r2} = 18.3$$

Con el volumen relativo se saca la temperatura en las tablas de propiedades del aire como gas ideal.

$$T_2 = 1100K$$

Proceso 2-3-4

Se calcula el coeficiente de gases residuales y el coeficiente real de variación molecular

$$\gamma_r = \frac{P_r}{RC * P1 - P_r} \frac{T_1}{T_r} \quad (13)$$

$$\gamma_r = 0.010$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (14)$$

$$\mu_r = 0.96$$

Se calcula la energía interna de los productos de combustión en el punto 2:

$$C_{v2} = 22.63Kj/kg$$

$$U_2'' = M1C_{v2} \quad (15)$$

$$U_2'' = 15822Kj/kg$$

Se procede al cálculo de la temperatura en el punto 4 con la siguiente correlación:

ε : Aprovechamiento de energía diésel (0.82)

β : grado de elevación de presión

$$\frac{\varepsilon H_u}{M1(1+\gamma_r)} + \frac{U_2 + \gamma_r U_2''}{1 + \gamma_r} + 8.314\beta T_2 = \mu_r (U_3'' + 8.314T_4) \quad (16)$$

$$T_4 = 2400K$$

Se calcula el calor de entrada del ciclo

$$q = -(h_3 - u_3) + h_4 - u_2 \quad (17)$$

$$q = 16070kj/kg$$

Se calcula la presión en el punto 4

$$P_4 = \frac{h_4 - U_2 - q}{v_2} \quad (18)$$

$$P_4 = 540148KPa$$

Proceso 4-5

Se calcula el coeficiente de expansión y grado de expansión:

$$\rho' = \frac{\mu_r T_4}{\beta T_2} \quad (19)$$

$$\rho' = 1.07$$

$$\delta = \frac{RC}{\rho'} \quad (20)$$

$$\delta = 16.31$$

Se calcula temperatura y presión en 5

$$P_5 = \frac{P_4}{\delta^{1.3}} \quad (21)$$

$$P_5 = 567112 \text{ KPa}$$

$$T_5 = \frac{T_4}{\delta^{1.3-1}} \quad (22)$$

$$T_5 = 761 \text{ K}$$

Parámetros mecánicos

Presión media indicada

$$P_i = \frac{P_1 R_c^{n1}}{R_c - 1} \left[\beta(\rho' - 1) + \frac{\rho' \beta}{n2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n2-1}} \right) - \frac{1}{n1 - 1} \left(1 - \frac{1}{R_c^{n1-1}} \right) \right] \quad (23)$$

$$P_i = 766 \text{ KPa}$$

Calculo de la potencia indicada, potencia efectiva y presión media efectiva

$$N_i = \frac{P_i v h \omega}{30} \quad (24)$$

$$N_i = 34501 \text{ Kw}$$

$$N_e = N_i - 0,15 N_i \quad (25)$$

$$N_e = 29326 \text{ Kw}$$

$$PME = \frac{30 N_e}{v h \omega} \quad (26)$$

$$PME = 217 \text{ KPa}$$

Eficiencias

Eficiencia térmica

$$n_t = 1 - \frac{1}{R_c^{n1-1}} * \frac{\beta \rho'^{n1} - 1}{\beta - 1 + n1 \beta (\rho' - 1)} \quad (27)$$

$$n_t = 0.27$$

Eficiencia mecánica

$$n_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (28)$$

$$n_m = 0.85$$

Se calcula el consumo indicado

$$g_i = \frac{g_m}{n_m} \quad (29)$$

$$g_i = 0.30 \text{ lb/hp} - h$$

g_m : consumo específico

Eficiencia volumétrica

$$n_v = \frac{P_i g_i \alpha l_o}{3600 \rho} \quad (30)$$

$$n_v = 1.007$$

Obteniendo la información básica del motor se puede hacer una aproximación de posibles turbo para un motor dado por un fabricante.

$$W_a = HP \cdot \frac{A}{F} \cdot \frac{BSFC}{60} \quad (31)$$

$W_a = \text{Flujo de aire}$

$HP = \text{Potencia (Hp)}$

$$\frac{A}{F} = \text{Relacion aire combustible}$$

$$BSFC = \text{Consumo de combustible específico} \left(\frac{\text{lb}}{\text{HP} \cdot \text{H}} \right)$$

Para el caso de nuestro motor Isuzu Serie 4J Modelo

$$W_a = 67 \cdot 15 \cdot 0,347/60$$

$$W_a = 5,820925 \text{ lbm/min}$$

Se tiene identificado que se necesita un compresor donde su mapa tenga un flujo de 5,820925 lb por minutos, pero falta conocer qué incremento de presión se necesita de este compresor, para esto se tiene la siguiente ecuación.

$$Map = \frac{W_a \cdot R \cdot (460 + T_m)}{VE \cdot \frac{N}{2} \cdot V_d} \quad (32)$$

$Map = \text{Presion de admision (psia)}$

$W_a = \text{Flujo de aire (lbm/min)}$

$R = \text{Constante de Gas (639,6)}$

$T_m = \text{Temperatura de admision (F)}$

$VE = \text{Eficiencia volumetrica}$

$N = \text{Regimen de giro (RPM)}$

$V_d = \text{Volumen desplazado (In}^3\text{)}$

Para nuestro motor

$$Map = \frac{5,82 \cdot 639,6 \cdot (460 + 452,01)}{1,0066 \cdot \frac{1800}{2} \cdot 187,07}$$

$$Map = 18,91 \text{ Psia}$$

Ya teniendo el incremento de la presión se puede hallar el boost necesario para este compresor, el flujo de aire junto con el boost son suficiente para empezar a buscar entre los mapas de los turbo y de esta manera seleccionar un posible turbo para el motor seleccionado motor.

$$R = \frac{P_{com}}{P_{atm}} \quad (33)$$

$$R = \frac{18,91}{14,69}$$

$$R = 1,28$$

Se necesita un compresor que cumpla con una relación de presiones de 1,28 y al menos un flujo de 5,82(lbm/min), para esto un posible candidato seria el modelo GT1548 del fabricante Garret™, este cumple con los requerimiento y tiene un rango extra para un incremento en boost o flujo de aire de ser necesario y la potencia se incrementa.

Referencias

- [1] Paladines Bravo, L. A., & Arcentales Angamarcas, S. P. (2014). *Estudio Termodinámico del motor Toyota turbo diésel modelo2KD-FTV, mediante la implementación de un intercambiador de calor al sistema de admisión*. Cuenta, Ecuador: Universidad politécnica Salesiana.
- [2] http://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/catalog/Garrett_Catalog_V5.pdf
- [3] <http://www.isuzuengines.com/Engine.aspx?series=4J&model=4J1TYGV-01>

SIMULAÇÃO NUMÉRICA MULTIDIMENSIONAL DA ADMISSÃO E COMPRESSÃO EM UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO

Yesid Ortiz Sánchez Ms.C.¹, Leonel Rincón Cancino,
Dr. Eng.² Amir Antônio Martins Oliveira Jr., Ph.D.³

1-Universidade Federal de Santa Catarina,
Rua Eng. Agrônomo Andrei Cristian Ferreira, Florianópolis, Brasil.
yosanchez@utp.edu.co
Universidad Tecnológica de Pereira, Carrera 27 No. 10-02, Pereira, Colombia
yosanchez@utp.edu.co

2-Universidade Federal de Santa Catarina,
Rua Dr. João Colin, Joinville, Brasil.
l.r.cancino@ufsc.br

3-Universidade Federal de Santa Catarina,
Rua Eng. Agrônomo Andrei Cristian Ferreira, Florianópolis, Brasil.
amir.oliveira@gmail.com

Palavras-chave: Motor a combustão interna de ignição por compressão, modelagem multidimensional, admissão, compressão, coeficiente de descarga, razão de *swirl*, razão de *tumble*, modelo RANS, k-RNG.

Resumo

No presente trabalho os processos de admissão e compressão para um motor a combustão interna monocilíndrico de ignição por compressão, foram simulados usando a geometria real do motor em 3D, em regime transiente. Foi analisado o coeficiente de descarga da válvula na admissão, o desenvolvimento do campo de velocidades e pressão no interior do cilindro em função de ângulo de manivela, e a eficiência volumétrica. Também foram levados em conta na análise, parâmetros dinâmicos do escoamento no cilindro como o movimento rotacional em torno dos eixos do cilindro quantificados pela razão de *Swirl* e razão de *Tumble*, para observar sua evolução desde a admissão até o final da compressão, onde é relevante este tipo de características do escoamento. Foram obtidos os campos de velocidade, pressão e temperatura do escoamento no duto de admissão e no cilindro. A simulação foi feita para um motor naturalmente aspirado com uma razão de compressão de 17,3:1 para 1800 rpm e 2100 rpm, com o software de simulação *Converge CFD*, usando o modelo de turbulência RANS $k-\epsilon$ RNG. A geometria e tamanho do motor é a mesma do motor diesel real que se encontra na bancada experimental no Laboratório de Combustão e Engenharia de Sistemas Térmicos – LABCET da Universidade Federal de Santa Catarina. Esta simulação é feita como uma etapa inicial no estudo de spray e combustão de óleo diesel e óleo vegetal *in natura* de soja, para obter os campos de escoamento de forma adequada antes de iniciar a injeção de combustível. A pressão no interior do cilindro é comparada com medições experimentais que foram feitas no motor quando operado com óleo diesel como combustível. São mostrados como resultados da simulação, os campos das variáveis que descrevem o escoamento no duto de admissão e no interior do cilindro. Foi encontrado que para o pistão usado no motor, a forma da câmara de combustão não

tem muita importância na geração de *Swirl* e *Tumble* no curso de admissão, mas ao final da compressão sim é muito importante, já que são gerados grandes valores de *Swirl*.

1. Introdução

Os motores de combustão interna são hoje em dia a maior fonte de potência disponível em aplicações que cobrem, desde aplicações de transporte, até a geração de eletricidade e potência para uso industrial. O adequado desempenho do motor é fortemente dependente do projeto dos sistemas de admissão, exaustão, câmara de combustão, válvulas, injeção e das condições de operação. Nos motores de ignição por compressão as condições do escoamento ao final da compressão, quando é feita a injeção de combustível, são muito importantes para a formação de mistura combustível-ar e combustão, e estas condições do escoamento são geradas em uma maior parte pela entrada de ar através das válvulas para o interior do cilindro no curso de admissão, e depois pelo curso de compressão. As características de formação de mistura combustível-ar têm muita importância para a combustão, formação de fuligem e formação de material particulado. O sistema de admissão é importante na geração de condições no escoamento ao interior do cilindro que melhorem a combustão, principalmente devido a que neste sistema são criadas ondas de pressão que se movimentam ao longo do duto desde o cilindro, e são refletidas de volta para o cilindro, levando a que as ondas sejam reforçadas ou canceladas dependendo de se elas estão dentro o fora de fase. Num motor de combustão interna a determinação das variáveis que definem o escoamento no interior do cilindro pode ser feita de forma experimental ou via simulação numérica. Uma das técnicas para medição do campo de velocidades em regime permanente é *Laser doppler velocimetry - LDV* a qual fornece resultados de alta qualidade, tendo como limitante a sua implementação e principalmente o acesso óptico à câmara de combustão, além de ser uma metodologia de medição de médio / alto custo. Do ponto de vista numérico, uma forma de caracterizar o movimento do escoamento no cilindro do motor é a simulação usando Dinâmica de Fluidos Computacional a qual, desde que bem especificados os diferentes modelos para representar bem a fenomenologia envolvida, produz resultados comparáveis aos dados experimentais via solução das equações governantes do escoamento. O movimento do gás no interior do cilindro é um fator importante na combustão do motor diesel, pois do mesmo depende a resposta fluidodinâmica da interação do spray com o ar na câmara de combustão, assim como o processo de mistura combustível-ar. De esta forma, é claro que a fluidodinâmica dos cursos de admissão e compressão e a sua resposta em termos de turbulência são importantes na correta operação do motor.

Nos processos de admissão e compressão há diferentes parâmetros que permitem quantificar os diferentes fenômenos fluidodinâmicos que ocorrem durante a operação do motor. Um parâmetro global usado para quantificar os efeitos viscosos no sistema de válvulas é o coeficiente de descarga instantâneo (C_{Di}) que é a relação entre a vazão real de ar que passa através da válvula de admissão (\dot{m}) e a vazão ideal obtida para uma expansão isentrópica através da mesma área de passagem, dado pela equação 1 [1]:

$$C_{Di} = \frac{\dot{m}}{\frac{A_R p_o}{(RT_o)^{1/2}} \left(\frac{p_T}{p_o}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_o}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right\}^{1/2}} \quad (1)$$

onde, p_T é a pressão de saída do ar, p_0 é a pressão de estagnação na entrada de ar, A_R é área característica da válvula, T_i é temperatura de ar na entrada, γ é relação de calores específicos a pressão e a volume constante.

O escoamento no interior do cilindro é normalmente caracterizado de forma global pelos coeficientes de *swirl* e *tumble*. O *swirl* é o movimento rotacional do gás entorno do eixo do cilindro (z) que contribui para melhorar a mistura combustível-ar. É quantificado pela razão de *swirl* (R_s), calculado com a equação 2 [2], [3]:

$$R_s = \frac{\Omega_{esc}}{\Omega_{maniv}} = \frac{\sum_{cel} \rho_i v_i [(x_i - x_m)v_i - (y_i - y_m)u_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{cel} \rho_i v_i [(y_i - y_m)^2 + (x_i - x_m)^2]} \quad (2)$$

onde, Ω_{esc} é a velocidade de rotação do escoamento e Ω_{maniv} é a velocidade de rotação da manivela em (rad/s). No motor que tem a câmara de combustão perto da linha central do cilindro, quando o pistão aproxima-se ao Ponto Morto Superior (PMS) na compressão, é gerado no interior do cilindro um movimento radial chamado de *squish* e o movimento de *Squish* gera um escoamento rotacional secundário chamado *tumble*, quantificado pela razão de *tumble* (R_t). A razão de *tumble* em x é definido como a razão entre a velocidade de rotação do escoamento em torno do eixo x e a velocidade de rotação da manivela, e a razão de *tumble* em y é definido como a razão entre a velocidade de rotação do escoamento em torno do eixo y e a velocidade de rotação da manivela.

No presente estudo é realizada a simulação numérica da admissão e exaustão, em regime de escoamento turbulento em motor de ignição por compressão, no software *Converge CFD*, considerando escoamento compressível, usando a metodologia das equações médias de Reynolds (RANS), com o modelo de turbulência $k - \varepsilon RNG$. Da simulação são obtidos valores médios das diferentes variáveis do escoamento e campo das variáveis do escoamento, usando software *EnSight 10.0* para o pós-processamento de dados. Finalmente, os resultados da simulação numérica são confrontados com dados de estudos similares no intuito de validar as simulações numéricas.

2. Antecedentes de simulação numérica

O efeito da forma do pistão no movimento e turbulência do escoamento no interior do cilindro num motor diesel foi analisado no trabalho de Sushma e Jagadeesha [4], simulando em Fluent com o modelo $k - \varepsilon RNG$ para três configurações de pistão, concluindo que o pistão com a configuração de taça gera alto swirl ao final da compressão e tem alta eficiência volumétrica quando comparado com outras configurações. As características acústicas e a continuidade do escoamento no coletor de admissão de um motor diesel são mostradas de forma experimental para dois coletores de admissão, concluindo que estes parâmetros têm influencia no torque do motor e que o comportamento dinâmico na admissão do motor tem relação com a propagação de ondas de pressão no coletor de admissão, segundo Cavaglieri e coautores [5]. Testes experimentais da influência do duto de admissão na eficiência volumétrica de um motor de um cilindro sem combustão foram feitas por Radivoje e coautores [6], concluindo que o aumento da velocidade no coletor de admissão aumenta a amplitude da oscilação de pressão, e para aumentar a eficiência

volumétrica é necessário que o movimento de fechamento da válvula esteja sincronizado com a oscilação de pressão.

O coletor de admissão de um motor foi simulado em regime permanente por Karthikeyan e coautores [7], e a pressão dentro do duto comparada com dados experimentais, obtendo a pressão em função do ângulo de manivela e estes dados foram usados para obter as características do escoamento em CFX®. A simulação numérica de um motor diesel de injeção direta foi feita por Fernández e Marcos [8], usando Fluent® e o modelo $k - \varepsilon$, junto à análise experimental, para obter campos de pressão, temperatura, velocidade e intensidade turbulenta com duas câmaras de combustão diferentes. O curso de admissão e compressão para um motor de injeção direta foi simulado por Jayashankara e Ganesan [9] em STAR-CD® usando o modelo $k - \varepsilon RNG$, comparando razão de swirl, velocidade radial e intensidade turbulenta no interior do cilindro com dados medidos usando *LDV*.

Um motor de combustão interna diesel foi simulado em diferentes posições de elevação da válvula de admissão por Rech [10] usando modelos RANS $k - \varepsilon$ e $k - \varepsilon RNG$ no software Fluent®, e verificou-se que o coeficiente de descarga aumenta com a elevação da válvula, foi observada uma recirculação no lado oposto da válvula de admissão devido à interação do escoamento com a parede do cilindro. Usando o software Star-CD® com os modelos de turbulência $k - \varepsilon$ e $k - \omega SST$, foi simulado um motor diesel de características similares as anteriores por Vanderlei [11], onde foram obtidos o campo de velocidade, pressão e energia cinética turbulenta no processo de admissão de ar, observando que a geometria do motor simulada favorece o *Squish* na compressão, e que o coletor de admissão helicoidal força o fluido a rotacionar (*Swirl*), comparando os resultados com dados experimentais e não foram observadas diferenças significativas.

Os cursos de admissão e compressão foram simulados para um motor diesel de um cilindro de injeção direta com diferentes câmaras de combustão por Payri e coautores [12], e foi observado que o pistão que tem a forma da taça é o mais importante na geração de *swirl* ao final do curso de compressão pela forma da câmara de combustão, comparando os resultados da simulação com dados experimentais obtidos com *LDV* para os diferentes pistões.

3. Revisão teórica

A modelagem dos processos de admissão e compressão num motor de combustão interna consiste num conjunto de equações governantes que devem ser resolvidas com parâmetros de entrada, condições iniciais e de contorno. Para a obtenção dos campos de velocidade, temperatura e pressão num escoamento compressível é necessário solucionar a equação de conservação de massa, de quantidade de movimento, de energia e equação de estado (Equações 4, 5, 6, e 3 respectivamente [2]). Para a equação de estado é usada a equação de Redlich-Kwong.

$$\frac{p}{\rho} = Z \frac{R}{W} T \quad (3)$$

onde, R é a constante do gás, W é o peso molecular e Z é o fator de compressibilidade (1.0 para gás ideal). Para a equação de estado de Redlich-Kwong, Z é função de volume específico reduzido v_r , e temperatura reduzida T_r .

3.1. Modelagem e solução numérica de escoamento turbulento

As equações de Navier-Stokes descrevem o escoamento turbulento em regime não estacionário e tridimensional, as quais precisam da solução em escalas pequenas de tempo e espaço para obter a descrição do escoamento. As metodologias de solução numérica de escoamento turbulento são simulação numérica direta (*Direct Numerical Simulation- DNS*), simulação de grandes escalas (*Large Eddy Simulation- LES*) e modelos de médias de Reynolds das equações de Navier-Stokes (*Reynolds Averaged Navier-Stokes- RANS*). A simulação DNS precisa de recurso computacional grande pelos níveis de discretização espacial e temporais muito pequenos, sendo limitada a certos números de Reynolds e tamanho do domínio computacional [13]. Na Simulação LES, é onde o movimento das grandes escalas é resolvido na forma de um escoamento tridimensional e transiente e para as escalas pequenas o tratamento é feito com modelos algébricos.

A modelagem usando RANS, é baseada na decomposição das equações de Navier-Stokes quando é substituída em elas a velocidade instantânea como uma média somada a uma flutuação, Bejan [14]. Para escoamentos compressíveis, a média de Favre expressa qualquer propriedade do escoamento como o soma de uma quantidade média e uma flutuação, ponderadas pela massa específica, por exemplo, a velocidade u_i pode ser escrita como a soma de um valor médio \tilde{u}_i e uma flutuação u_i'' [15], [16] ($u_i = \tilde{u}_i + u_i''$). As equações de conservação da massa, de quantidade de movimento e de energia em termos de média de Favre são [2]:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial \tilde{u}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\bar{\rho} \tilde{u}_i'' u_j'' \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{e}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{e}}{\partial x_j} = -p \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_j} + \sigma_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(K \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\bar{\rho} D \sum_m \tilde{h}_m \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right) + S \quad (6)$$

onde, Y_m é a fração de massa da espécie m , ρ é difusibilidade de massa, K é a condutividade térmica, e é a energia interna específica, h_m é a entalpia da espécie m , S é o termo fonte e σ_{ij} é o tensor de tensão. Nestas equações é obtido um termo adicional chamado de Tensor de Reynolds ($R_{ij} = -\bar{\rho} \tilde{u}_i'' u_j''$), composto por seis incógnitas escalares que gera um problema para o fechamento do sistema de equações que pode ser resolvido usando a equação de transporte para o tensor de Reynolds.

3.2. Modelos RANS

A solução do sistema usando RANS pode ser feita de duas formas: com modelos de equação de transporte para cada um dos termos de R_{ij} (*Reynolds Stress Models - RSM*), ou usando modelos de viscosidade turbulenta baseado na hipótese de Boussinesq para expressar o tensor de Reynolds, o qual em termos de média de Favre, é dado pela equação 7.

$$R_{ij} = -\overline{\rho u_i'' u_j''} = \mu_t \left(\frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

Modelo $k - \varepsilon$. É um modelo semi-empírico baseado nas equações de transporte para energia cinética turbulenta (k), equação 9, e taxa de dissipação de energia cinética turbulenta (ε), equação 10. A viscosidade turbulenta é modelada mediante a equação 8 [15].

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j k}{\partial x_j} = R_{ij} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{Pr_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + S_k \quad (9)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \rho \tilde{u}_j \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\mu_t}{Pr_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\varepsilon 3} \rho \varepsilon \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_i} + \left(C_{\varepsilon 1} \frac{\partial \tilde{u}_i}{\partial x_j} R_{ij} - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + c_k S_k \right) \frac{\varepsilon}{k} + S - \rho R \quad (10)$$

onde, (C_μ) é uma constante de turbulência do modelo, Pr_k e Pr_ε são números de Prandtl turbulento, $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$, $C_{\varepsilon 3}$ são coeficientes do modelo, S_k é o termo fonte que representa as iterações com a fase discreta (spray), S é termo fonte fornecido pelo usuário. Em este modelo na equação 10, $R = 0$.

Modelo $k - \varepsilon$ RNG. É uma variante do modelo $k - \varepsilon$, e tem a vantagem que tanto a constante como as funções empregadas são obtidas teoricamente e não empiricamente como no modelo $k - \varepsilon$. As equações para k e ε são as equações 9 e 10, e a variável R da equação 10 é dada pela equação 11.

$$R = \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{(1 + \beta \eta^3) k} \quad (11)$$

onde, $\eta = k / \varepsilon \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$, S_{ij} é o tensor de tensão médio

($S_{ij} = 1/2 (\partial \tilde{u}_i / \partial x_j + \partial \tilde{u}_j / \partial x_i)$), η_0 e β são coeficientes empíricos do modelo [17].

Modelo $k - \omega$. O modelo $k - \omega$ apresenta mais eficiência em relação ao modelo $k - \varepsilon$ na reprodução dos fenômenos próximos a parede, onde há separação de escoamento e gradiente de pressão adverso. O modelo usa a equação de transporte da taxa de dissipação de energia em unidade de volume e tempo (ω). A formulação do modelo para a viscosidade turbulenta é dado pela equação 12.

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \quad (12)$$

3.3. Condições de contorno

Para o motor são consideradas as fronteiras de entrada e saída de escoamento e de parede. A fronteira de parede pode ser fixa ou móvel, no caso do motor de combustão interna as fronteiras móveis são o pistão e as válvulas de admissão e exaustão. Em escoamento turbulento a região próxima à parede sólida é dividida em três sub-regiões que são subcamada viscosa, camada de amortecimento e região turbulenta. Para altos números de Reynolds não é possível resolver o escoamento baixo a subcamada viscosa o qual é necessário para uma solução correta. Nos modelos de turbulência são usadas funções de parede para representar a distribuição de velocidade, temperatura, energia, etc., dentro da camada limite e a lei da parede é uma função logarítmica da camada limite turbulenta. Considerando $E=9.8$ como uma constante empírica e $\kappa=0.4187$ como a constante de Von Karman, a lei da parede padrão é dada por:

$$u^* = \begin{cases} \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) & y^+ > 11.2 \\ y^+ & y^+ \leq 11.2 \end{cases} \quad (13)$$

A condição de contorno de pressão na parede, de energia cinética turbulenta, de taxa de dissipação de energia cinética turbulenta é de valor específico de zero para a primeira derivada e para espécies é um valor de gradiente zero.

4. Modelagem e metodologia de solução

Para a solução numérica das equações governantes do escoamento turbulento é usado o modelo RANS $k - \varepsilon RNG$ com o método de volumes finitos em *Converge CFD*, o qual é um programa de dinâmica de fluidos computacional com geração de malha ortogonal estruturada em tempo real baseada em parâmetros dados pelo usuário.

O motor simulado é um motor diesel monocilíndrico de 4 tempos, marca Yanmar Modelo YT22E de injeção direta e controle mecânico com uma relação de compressão 17,3. No cilindro do motor tem se instalado um sensor piezelétrico para a medição de pressão em diferentes regimes de operação. A geometria do motor é tridimensional (Figura 1), com câmara de combustão na cabeça do pistão. Para a válvula de admissão e exaustão foi obtida a abertura de cada uma de elas em função do ângulo de manivela como pode ver se na Figura 2a, e esta função foi inserida no software de simulação.

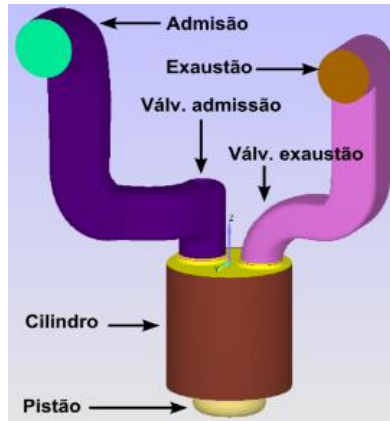


Figura 1. Geometria tridimensional para simulação. (Fonte: Autor)

4.1 Características do método numérico

A simulação é feita para 1800 rpm e 2100 rpm, e inicia em -640° de ângulo de manivela (antes da exaustão) para evoluir até o curso de admissão (-360° até -180°), e termina ao final do curso de compressão em -20° . Levando em conta que a simulação é transiente, a função de interpolação no tempo é feita com uma formulação totalmente implícita. Para o acoplamento pressão-velocidade foi usado o algoritmo PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*) [18], e para a solução da pressão é usado o método de *multigrid*.

É definida uma malha base de 4 mm para todos os eixos usando refinamento de malha *Adaptive Mesh Refinement (AMR)* baseado na velocidade e temperatura em toda a geometria, nas válvulas de admissão e exaustão assim como na região do cilindro é feito um refino de malha usando *fixed embedding*.

4.2 Condições de contorno e iniciais do modelo

Para cada uma das paredes que formam as fronteiras do sistema, a temperatura que foi usada como condição de contorno corresponde à temperatura média da parede sólida obtida da simulação de transferência de calor no motor para uma geometria usando paredes sólidas e sem dutos de água de arrefecimento, em *Converge CFD* no modelo de transferência de calor conjugado (*Conjugate Heat Transfer*), para 25 ciclos do motor. Na entrada de escoamento ao motor, foram usados dados experimentais de pressão, medida em função do ângulo de manivela e as espécies correspondem aos componentes do ar. Na saída, as condições de temperatura e espécies são dadas pelas medições experimentais na exaustão do motor e tomadas de [19], e a pressão é a pressão atmosférica medida no barômetro de LABTERMO (Laboratório de Ciências Térmicas) da UFSC.

A geometria do motor é dividida em três regiões que são cilindro, duto de admissão e duto de exaustão. Para os gases no cilindro no estado inicial a pressão foi medida experimentalmente no motor, a temperatura é obtida de forma teórica com os dados experimentais de pressão e as espécies são medidas experimentalmente na exaustão [20].

No duto de admissão e exaustão como condição inicial é considerado a temperatura meia dos gases obtida da simulação de transferência de calor, a pressão como a atmosférica e as espécies que formam o ar (admissão) e as medidas experimentalmente na exaustão [20].

5. Resultados e análise

Os resultados são analisados para os diferentes fenômenos e parâmetros presentes no motor, entre os que se encontram a eficiência volumétrica, coeficiente de descarga, estrutura do escoamento, campo de pressão, de temperatura, de velocidade entre outros. As variáveis aqui relacionadas correspondem a valores médios nas diferentes regiões da geometria do motor.

5.1. Coeficiente de descarga na admissão C_D e eficiência volumétrica η_v

Para o cálculo do coeficiente de descarga instantâneo (C_{Di}), foi utilizada a Equação 1. A Figura 2a mostra os valores obtidos do coeficiente de descarga na admissão, C_{Di} , via simulação numérica. O calculo da vazão de massa foi feito via pos-processamento de dados das simulações.

Para o motor a 1800 rpm o coeficiente de descarga global (C_D) é de 0,51 e para 2100 rpm o C_D é de 0,55. Na Figura 2b e 2c se podem observar as diferenças entre os dos modelos de cálculo da vazão de massa, onde ao inicio da admissão no modelo numérico antes que o pistão chegar ao PMS (-360°) a válvula de admissão esta aberta e então há saída de produtos de combustão para o duto de admissão o qual é normal pela sobreposição de válvulas [3], e quando o pistão inicia o curso de admissão, pelos efeitos da inércia, continua até 3° depois do PMS para 1800 rpm e 6° depois do PMS para 2100 rpm. Quando o pistão chega ate o PMI (-180°) a válvula de admissão ainda esta aberta, e no inicio do curso de compressão quando o pistão começa a subir, o gás continua entrando ao cilindro durante 30° depois do PMI, pela inércia dos gases, para 1800 rpm e durante 35° depois de PMI para 2100 rpm, e depois deste ponto antes de seu fechamento sai gás do cilindro para o duto de admissão.

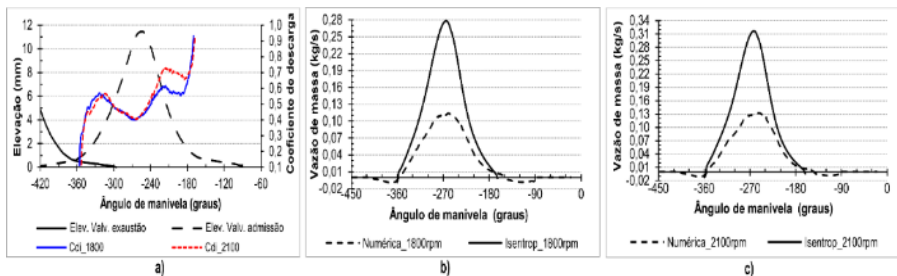


Figura 2. a) C_{Di} na admissão, b) \dot{m} na admissão a 1800 rpm, c) \dot{m} na admissão a 2100 rpm. (Fonte: Autor)

A massa máxima de gás ocorre quando o pistão está perto do PMI ao final do curso de admissão, mas depois de este ponto devido a que a válvula de admissão ainda não fecha,

ocorre massa de gás em reverso desde o cilindro para o coletor de admissão ficando ao final uma massa no cilindro menor à massa máxima. Na Tabela 1 estão relacionadas as massas de gás no interior do cilindro, onde para o motor a 1800 rpm é obtida a maior porcentagem de massa que retorna ao coletor de admissão antes de que a válvula de admissão feche (3,4 %).

Tabela 1: Massa de gás no cilindro por ciclo. (Fonte: Autor)

Item	1800 rpm	2100 rpm
Massa residual (<i>kg</i>)	3,460E-5	3,322E-5
Massa máxima (<i>kg</i>)	1,128E-3	1,115E-3
Massa de reverso (<i>kg</i>)	3,737E-5	3,060E-5
Massa total admitida (<i>kg</i>)	1,093E-3	1,082E-3
Massa final no cilindro (<i>kg</i>)	1,091E-3	1,084E-3
Porcentagem massa de reverso (%)	3,4	2,8

Em teoria a massa de ar que entra no cilindro do motor é igual ao produto da densidade do ar as condições de temperatura e pressão no exterior do motor, e o volume deslocado pelo pistão. Na realidade isto não ocorre pelo pouco tempo em cada ciclo, pelas restrições no duto de admissão, as válvulas, e então entra menos massa de ar no cilindro que a quantidade ideal. A eficiência volumétrica do motor em 1800 rpm é 78,7 e em 2100 rpm é 77,2. Estes valores de eficiência volumétrica para a configuração do pistão do motor estão de acordo com os valores obtidos por Sushma e Jagadeesha [4] onde são feitas as simulações para três configurações de pistão.

5.2. Estrutura do escoamento

Na análise da estrutura do escoamento no curso de admissão e de compressão, são usados os campos de velocidade, pressão, temperatura, energia cinética turbulenta e dissipação de energia cinética turbulenta.

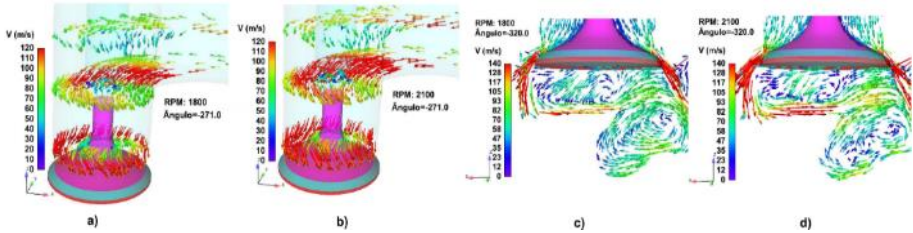


Figura 3. Velocidade na admissão. a) antes da válvula a 1800 rpm, b) antes da válvula a 2100 rpm, c) depois da válvula a 1800 rpm, c) depois da válvula a 2100 rpm (Fonte: Autor)

No duto de admissão a velocidade do escoamento no contorno da haste da válvula é alta e pela forma do duto de admissão nesta secção gera uma rotação do escoamento como pode observar-se na Figura 3a e 3b para elevação da válvula de 10 *mm*. Na passagem pela válvula de admissão são geradas velocidades perto de 140 *m/s* devido à restrição, e é formado um jato anular cônico onde o escoamento alcança altos números de Reynolds, com a consequência que o jato atinge a cabeça do pistão e as paredes do cilindro formando vórtices pela interação com estas superfícies, como pode observar-se nas Figuras 3c e 3d ao início da admissão com 3 mm de elevação da válvula. Nestas figuras é possível ver que quando o motor está na velocidade de 2100 rpm, as velocidades do escoamento na admissão são maiores (linhas vermelhas), comparado com o motor a 1800 rpm.

Na admissão quando a válvula fecha as ondas de pressão permanecem com efeitos negativos ou positivos para o seguinte processo de admissão. As amplitudes das oscilações de pressão dependem do comprimento do duto de admissão, sendo menores nos pontos mais longe da válvula (linha vermelha da Figura 4a para 1800 rpm), e maiores no ponto mais perto da válvula (linha azul).

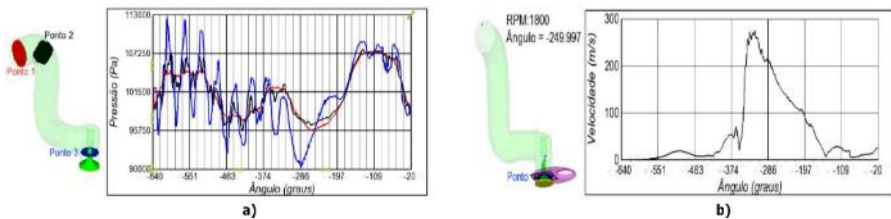


Figura 4. a) Oscilações da pressão no duto de admissão, b) Velocidade do escoamento na válvula de admissão. (Fonte: Autor)

A velocidade do escoamento na admissão depende da área de passagem pela válvula, da diferença de pressão entre o escoamento a montante e a jusante da válvula e da velocidade do pistão. A Figura 4b mostra a velocidade máxima do escoamento na passagem pela válvula para o motor a 1800 rpm, em função do ângulo de manivela com velocidade máxima de aproximadamente 280 *m/s*, na primeira metade do curso de admissão o qual também é descrito por Heywood [1].

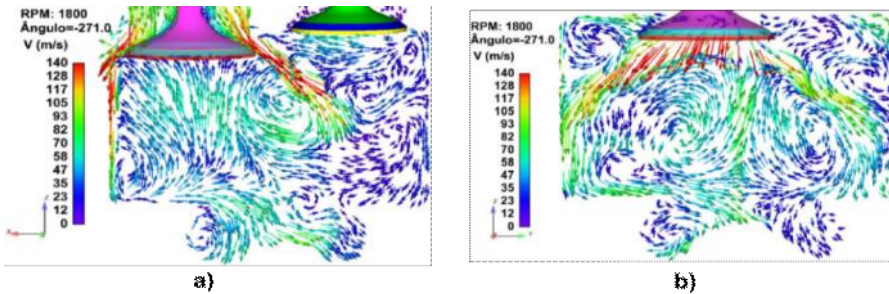


Figura 5. Velocidade do escoamento no cilindro. a) plano xz , b) plano yz . (Fonte: Autor)

A turbulência no cilindro é alta durante a admissão e diminui quando a vazão de massa é baixa, perto do PMI, e na compressão de novo aumenta como swirl e tumble, perto do PMS. No interior do cilindro, o movimento de massa é rotacional, gerado principalmente pela geometria da admissão, a válvula e pela geometria do pistão. Na secção central do cilindro no plano xz , é formado um vórtice maior devido a não se ter a válvula de admissão centralizada no cilindro, e vórtices menores são gerados pelo primeiro vórtice, como se pode ver na Figura 5a para a metade do curso de admissão. Na Figura 5b na secção central do cilindro no plano yz observa-se dois vórtices maiores de recirculação oposta, baixo a válvula devido à forma da admissão, e outros vórtices são gerados por os maiores.

5.3. Swirl e Tumble

A razão de Swirl (R_s) no início da admissão tem um valor negativo numa faixa de aproximadamente 80° , e é alta na segunda metade da admissão, diminuindo um pouco durante o início da compressão pelos efeitos do arrasto viscoso com as paredes do cilindro e o pistão, e aumenta de novo muito ao final da compressão por o desenho adequado da câmara de combustão, como pode verse na Figura 6a.

A mudança dos valores de Swirl negativos para valores positivos pode verse na sequencia das Figuras 7a e 7b para o motor em 1800 rpm, e Figuras 7c e 7d para o motor em 2100 rpm. Nas figuras 7 pode se ver que ao início da admissão (-320°) a velocidade do ar no cilindro esta em sentido não horário em varias zonas do cilindro como consequência da fase de exaustão, e no final da admissão (-230°) a velocidade no interior do cilindro esta em sentido horário quase na totalidade do volume gerando um vórtice maior no centro e dois vórtices menores, gerados por o ar que vem da admissão. O vórtice maior tem um eixo de rotação que não coincide exatamente como o eixo do cilindro, o que é normal segundo Heywood [1]. No motor de injeção direta o Swirl é usado para obter mistura rápida de combustível-ar devido a que quando o pistão na compressão esta próximo ao PMS o Swirl aumenta pela forma do pistão, que funciona como câmara de combustão no centro do cilindro, onde é forçado o ar a entrar e por isto a razão de Swirl aumenta.

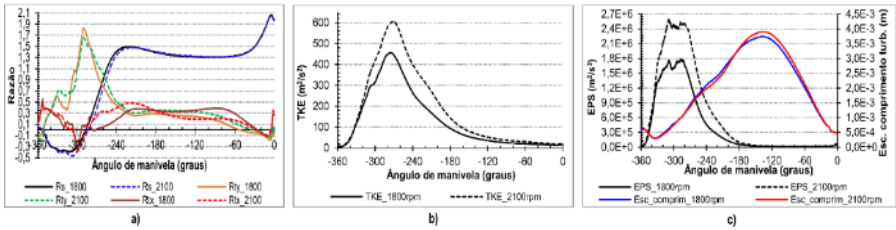


Figura 6. a) Razão de swirl e tumble, b) Energia cinética turbulenta (TKE), c) dissipação de energia cinética turbulenta (ESP). (Fonte: Autor)

O movimento de rotação do escoamento no eixo x é dado pela razão de tumble em x (R_{tx}). A R_{tx} aumenta pouco ao início da admissão e diminui rapidamente numa faixa de 60° , Figura 6a. Na metade do curso de admissão o jato anular de escoamento na admissão gerado pela válvula, forma dois vórtices maiores de rotação oposta nos lados do cilindro e vórtices menores nos cantos superiores e na câmara de combustão como pode verse na figura 5b.

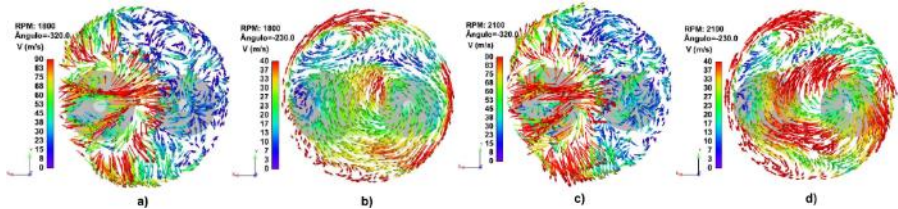


Figura 7. Vetores de velocidade no cilindro em torno do eixo z . (Fonte: Autor)

A razão de tumble em y (R_{ty}), quantifica o movimento de rotação do escoamento no eixo y do cilindro. R_{ty} aumenta rápido ao início da admissão numa faixa de 70° e depois diminui rápido, Figura 6a, mantendo-se constante até a primeira metade do curso de compressão. Na Figura 5a, na válvula de admissão é gerado um jato anular o qual produz no centro do cilindro um vórtice maior no sentido horário no plano xz , e este vórtice produz vários vórtices secundários.

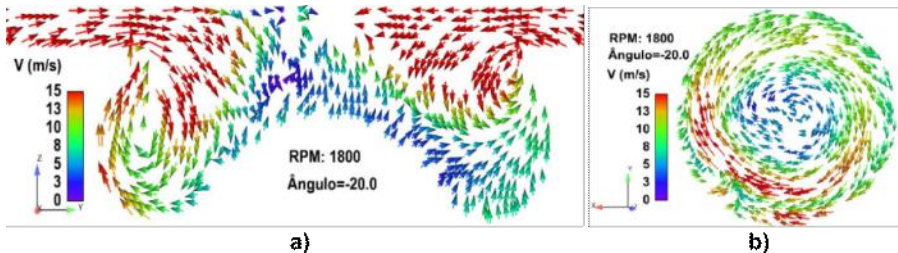


Figura 8. Vetores de velocidade na compressão, 20° antes do PMS. a) plano yz , b) plano xy . (Fonte: Autor)

O máximo valor de Swirl na admissão é obtido 40° antes do PMI, depois de que o pistão obtém a máxima velocidade (perto da metade do curso). Na compressão, perto do PMS (-20°), na câmara de combustão para o plano yz são formados dois vórtices opostos como pode ver-se na Figura 8a, o qual concorda com a modelagem feita por Payri e coautores [12] e com o descrito em Heywood [1]. Também é possível ver que neste ângulo da compressão de acordo com a Figura 8b, é gerada uma alta rotação do escoamento no eixo z ao interior da câmara de combustão, concordando como o alto valor de *Swirl* da Figura 6a.

5.4. Energia cinética turbulenta (k) e dissipação de energia cinética turbulenta (ε)

A energia cinética turbulenta no interior do cilindro ao início da admissão é pequena e atinge a um valor máximo em aproximadamente -270° , como pode ver-se na Figura 6b, e depois deste ponto diminui voltando para valores perto de zero ao final da compressão. A formação e a destruição de k estão ligadas à taxa de dissipação de energia cinética turbulenta e nas figuras pode observar-se que a k é grande onde ε é grande. O valor de ε depende da escala de comprimento turbulento, e com o incremento da escala de comprimento turbulento então ε diminui rápido. A escala de comprimento turbulento tem um incremento grande na admissão na fase de maior enchimento do cilindro e onde o Swirl tem o maior incremento.

As maiores flutuações de velocidade no cilindro estão onde é obtida a maior k , neste caso na metade do curso de admissão, o qual concorda com os resultados obtidos por Payri e coautores [12], onde é concluído que nos cursos de admissão e compressão k não depende da forma do pistão.

5.5. Pressão e temperatura

No curso de admissão, no interior do cilindro é gerada uma zona de baixa pressão, quando comparada com a pressão no duto de admissão. As maiores variações de pressão são geradas na sede da válvula e no ângulo de cone, onde são obtidas as maiores velocidades do escoamento. Para uma elevação da válvula de aproximadamente 10 mm, a pressão no cilindro para o motor em 2100 rpm é menor que a pressão para o motor em 1800 rpm, e as zonas de menores pressões no interior do cilindro estão nos pontos onde são gerados vórtices no escoamento como pode verse na Figura 9a, ao ser comparada como a figura de vetores de velocidade no mesmo plano xz , Figura 5a.

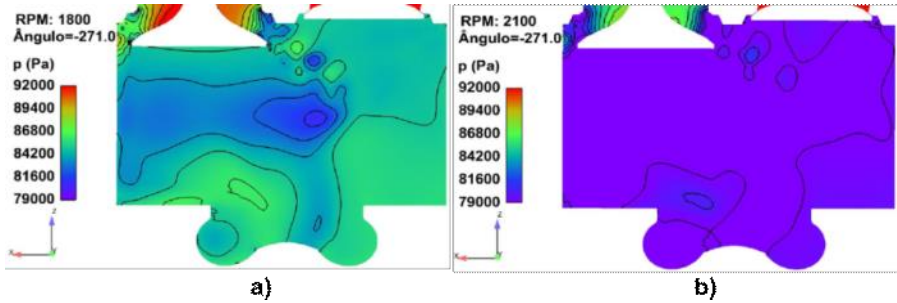


Figura 9. Contornos de pressão no cilindro em elevação de válvula de 10mm.
a) 1800 rpm, b) 2100 rpm. (Fonte: Autor)

A pressão atinge a um valor máximo no PMS ao final da compressão, como visto na Figura 10a, mantendo uma pressão mínima no curso de admissão e aumentando de forma rápida depois da primeira metade do curso de compressão. No início da combustão a inclinação da linha de pressão muda para aumentar mais rápido. Em esta figura, é possível ver que as pressões medidas experimentalmente no motor no final da compressão (últimos 60 graus), são maiores que as pressões obtidas de forma numérica, onde para 1800 rpm a diferença média entre a experimental e a predição numérica é de 13%, e para 2100 rpm a diferença média é de 14%.

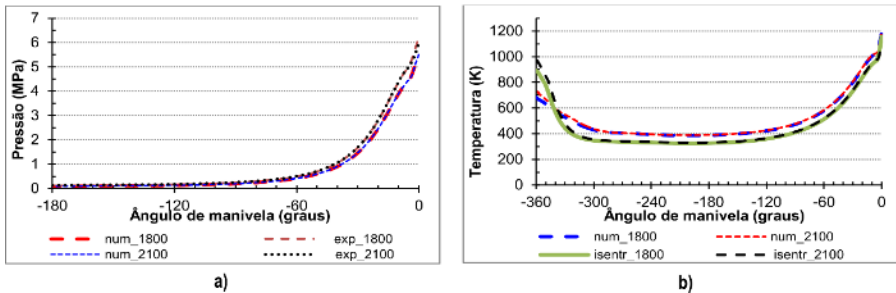


Figura 10. a) Pressão, b) Temperatura no cilindro. (Fonte: Autor)

O campo de temperatura no cilindro na admissão, com elevação da válvula de admissão de aproximadamente 10 mm, é mostrado nas Figuras 11, onde as menores temperaturas estão no coletor de admissão para o ar a condições ambiente, e as maiores temperaturas estão no lado da válvula de exaustão onde se tem gás residual quente no interior do cilindro. Com a admissão de ar e a expansão no interior do cilindro, a temperatura diminui e por a recirculação no interior do cilindro os gradientes de temperatura vai diminuindo.

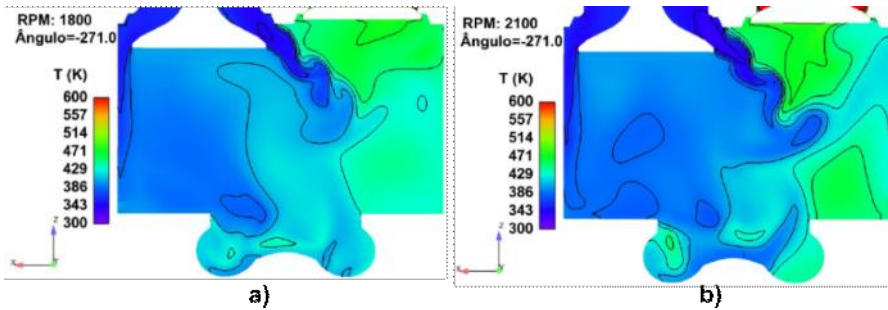


Figura 11. Contornos de temperatura no cilindro em elevação de válvula de 10mm.
a) 1800 rpm, b) 2100 rpm. (Fonte: Autor)

Na Figura 10b pode verse a temperatura no cilindro calculado com o modelo 0-dimensional e a temperatura numérica obtida. Para o motor não foram medidos dados de temperatura de forma experimental pela complexidade do procedimento. A temperatura numérica apresenta maiores valores na maior parte da fase de admissão e compressão, e são aproximadamente iguais depois de iniciar a combustão. A inclinação da linha de temperatura muda para aumentar rapidamente a temperatura depois da combustão.

6. Conclusões

Em geral, a simulação de admissão e compressão no motor diesel de injeção direta mostra que os campos no escoamento no cilindro são razoavelmente corretos ao ser comparados com os dados experimentais de pressão e outros estudos feitos, o qual fornece um conhecimento do comportamento do escoamento no motor. A configuração do pistão do motor simulado, contribui a aumentar o Swirl no final da compressão o que contribui à formação de mistura combustível-ar. Este aumento no Swirl quando o pistão está perto do PMS na compressão, é logrado com a câmara de combustão na coroa do pistão no centro do cilindro com entradas pronunciadas no pistão. A simulação destes cursos do motor garante que a nova fase da simulação que corresponde a spray de combustível e combustão no motor sejam corretas igualmente, já que os resultados aqui obtidos são importantes no desenvolvimento de spray e combustão as quais serão abordadas em trabalhos posteriores.

A vazão de massa pela válvula de admissão aumenta com o aumento da elevação da válvula e com o aumento da diferença de pressão entre o coletor de admissão e o cilindro. No curso de admissão, o escoamento é de forma pulsada e são criadas ondas de pressão que se deslocam ao longo do duto de admissão, e o comprimento de onda depende da frequência do pulso e da vazão de massa. Se o comprimento da admissão e a vazão de massa de ar é tal que as ondas reforçam-se no ponto onde o ar entra no cilindro através das válvulas, a pressão puxando o ar poderá ser mais alta ligeiramente e mais ar poderá entrar no cilindro. Se isto ocorre o sistema é chamado de *tuned* ou sincronizado e a eficiência volumétrica é aumentada. No motor, quando o pistão aproxima-se ao PMS na compressão, o volume em torno dos outros eixos da câmara de combustão é reduzido a um valor muito pequeno, e então o gás é forçado radialmente ao interior da câmara e este movimento radial é chamado de Squish. Com o pistão perto do PMS o movimento de Squish

gera um escoamento rotacional secundário chamado Tumble, perto do eixo externo da coroa do pistão o qual é desejável para espalhar a chama de combustão mais rápido.

7. Referências

- [1] John B. Heywood, "*Internal Combustion Engine Fundamentals*", Ed. McGraw-Hill, 1988.
- [2] Richards, K. J., Senecal, P. K., Pomraning, E. "*Converge v2.2 manual*", Ed. Madison, 2016.
- [3] Willard W. Pulkrabek, "*Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*", Ed. Prentice Hall, 1997.
- [4] H. Sushma, Jagadeesha K.B., "CFD Modeling of the in-cylinder flow in Direct-injection Diesel engine", *International Journal of Scientific and Research Publications*, 3: 1-7, 2013.
- [5] M. R. Cavaglieri, T. M. Moura, R. Gonçalves dos Santos, "An experimental approach for intake manifold tuning for internal combustion engines", *22nd International Congress of Mechanical Engineering*, 7521-7531, 2013.
- [6] Radivoje B. P., Aleksandar Lj. D., Snezana D. P., Dragan S. T., Danijela M. M., "*Aspects of volumetric efficiency measurement for reciprocating engines*", *Thermal Science*, 17: 35-48, 2013.
- [7] S. Karthikeyan, R. Hariganesh, M. Sathyanadan, S. Krishnan, "*Computational analysis of intake manifold design and experimental investigation on diesel engine for LCV*", *International Journal of Engineering Science and Technology*, 3: 2359-2367, 2011.
- [8] J. Fernández, A. Marcos, "*Simulación del flujo de aire en un motor diesel*", *XIV International Congress on Project Engineering*, 2262-2272, 2010.
- [9] B. Jayashankara, V. Ganesan, "*Effect of fuel injection timing and intake pressure on the performance of a DI diesel engine- A parametric study using CFD*", *Energy Conversion and Management*, 51: 1835-1848, 2010.
- [10] Ch. Rech, "*Análise numérica e experimental do escoamento em motores de combustão interna*", Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.
- [11] F. Vanderlei, "*Simulação numérica de escoamento turbulento em motores a combustão interna*", Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.
- [12] [12] F. Payri, J. Benajes, X. Margot, A. Gil, "*CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines*", *Computers & Fluids*, 33: 995-1021, 2004.
- [13] Crowe C. T., Schwarzkopf J. D., Sommerfeld M., Tsuji Y., "*Multiphase Flows with Droplets and Particles*", Ed. Taylor & Francis Group, 2012.
- [14] Bejan A., "*Convection Heat Transfer*", Ed. Wiley, 2013
- [15] Wilcox D. C., "*Turbulence Modeling for CFD*", DCW Industries Inc, 1993.
- [16] Kuo K. K., Acharya R., "*Fundamentals of Turbulent and Multiphase Combustion*", Ed. Wiley, 2012.
- [17] Cebeci T., "*Analysis of Turbulent Flows*", Ed. Elsevier, 2004.
- [18] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, "*An introduction to computational fluid dynamics*", Ed. John Wiley and Sons Inc, 1995.
- [19] N. A. Nieto., "*Análise experimental e exergetica da operação de um motor diesel com óleo vegetal*", Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

REDUCCIÓN DE CONTAMINANTES

ENSAYO EN BANCO DE UNA MICROTURBINA JETCAT 120P PARA LA CARACTERIZACION DE LAS EMISIONES GASEOSAS CONTAMINANTES

Matias Coppa¹, Fernando Cruz-Peragón², Eloisa Torrez Jiménez³,
Juan Ignacio D'Iorio⁴, Alejandro Di Bernardi⁵

1-UIDET "GTA-GIAI", Dpto de Aeronáutica,
Facultad de Ingeniería, UNLP, Argentina.
matias.coppa@ing.unlp.edu.ar

2-Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera; EPS de Jaén;
Universidad de Jaén, España.
fcruz@ujaen.es

3-Dpto. de Ingeniería Mecánica y Minera; EPS de Jaén;
Universidad de Jaén, España.
etorres@ujaen.es

4-UIDET "GTA-GIAI", Dpto. de Aeronáutica,
Facultad de Ingeniería, UNLP, Argentina.
juan.ignacio.diorio@gmail.com

5-UIDET "GTA-GIAI", Dpto. de Aeronáutica,
Facultad de Ingeniería, UNLP, Argentina.
cadibern@ing.unlp.edu.ar

Palabras clave: Emisiones, Gaseosas, Turborreactor, Curvas Características.

Resumen

Específicamente, las emisiones de los motores de los aviones incluyen el dióxido de carbono (CO₂), vapor de agua (H₂O), óxidos de nitrógeno (NO_x), monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre (SOX), hidrocarburos no quemados (HC), material particulado (PM), compuestos orgánicos volátiles (VOCs), y otros compuestos. De distinta forma, dichos gases afectan tanto de manera directa al medioambiente, con su cuota parte a la contaminación global y su aporte al calentamiento global a escala mundial, y al impacto sobre su entorno poblacional aeroportuario a escala local.

Las cantidades totales de gases emanados dependen de ciertos factores tales como el tipo de combustible utilizado, la riqueza de la mezcla, las condiciones atmosféricas de operación, y la etapa de vuelo analizada, entre otros. En un primer lugar, en el presente estudio se realiza una revisión bibliográfica, para la determinación de dichos parámetros de la combustión que influyen en la concentración de las emisiones gaseosas.

Para la validación de algunos de dichos factores, se procede al ensayo de una microturbina JetCat 120p donde mediante un banco de ensayos equipado se mide y se analiza las emisiones gaseosas contaminantes cuando ésta opera en distintos regímenes operacionales. Si bien dichos ensayos se han realizado con combustible keroseno (estructura molecular semejante al Jet A1) los procedimientos de medición y análisis de resultados se han realizado en base a la normativa: A. N. Standard, "Laboratory Methods of Testinf Fans for Rating," 1999, y la normativa: International Civil Aviation Organization (ICAO), "Annex 16 Environmental Protection - Volume II: Aircraft Engine Emissions," 2008.

El estudio efectuado se encuentra encolumnado con los objetivos del comité de protección ambiental aeronáutica (CAEP) conformado por la Organización de Aviación Civil

Internacional (OACI), particularmente con los del Grupo de Trabajo 3 (WG3) que se centra en la mitigación de las emisiones gaseosas.

1. Introducción

Uno de los objetivos estratégicos de protección ambiental de la Organización de Aviación Civil Internacional es limitar o reducir el impacto de las emisiones gaseosas de los motores de las aeronaves para lograr tanto una mejora en la calidad del aire local como la reducción en el cambio climático. Desde el año 1977, la OACI, mediante el organismo creado específicamente para la protección medioambiental el Committee on Aviation Environmental Protection (CAEP), con la aplicación de distintas normativas ha logrado reducir notablemente las emisiones gaseosas de los motores aeronáuticos. En la siguiente imagen se muestra una evolución histórica de las emisiones gaseosas de dichos motores:

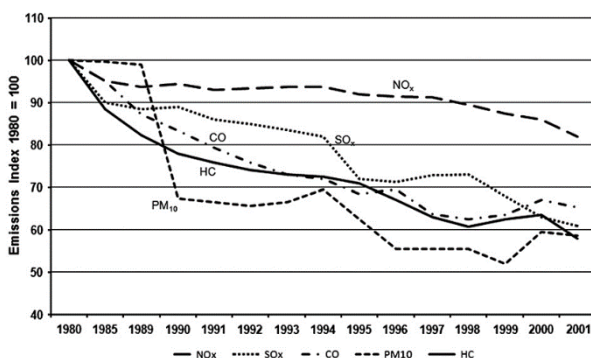


Figura 1. Evolución de las emisiones de los aviones, donde se observa que el mayor progreso fue realizado en el HC y CO. [1]

La principal normativa de carácter obligatoria que limita las emisiones gaseosas y deben cumplir los motores para salir al mercado es el Anexo 16 "Volumen II — Emisiones de los motores de las aeronaves" [2]. A su vez, mediante el manual Airport Air Quality Manual [3], se busca disminuir el impacto directa a la población que habita en el entorno urbano aeroportuario.

Se han realizado estudios comparativos de las mediciones en ambas etapas [4], y su aporte al impacto global [5][6]. A continuación se analizará por separado cada uno de ellas.

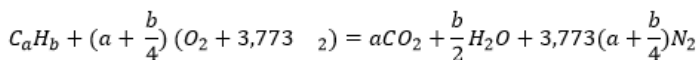
Cada una de dichas etapas posee asociado un porcentaje de potencia que dependerá del tipo de motor y el aeropuerto en cuestión, las distintas emisiones de acuerdo a la variación en el empuje será estudiada a lo largo del documento, pero a nivel global podemos afirmar que aproximadamente el 10% de las del total de las emisiones gaseosas de la actividad aeronáutica el 90% se emite en niveles de vuelo crucero y el restante 10% se emite a altitudes por debajo de los 1000 m [5]. Para evaluación de la afectación ambiental en el aeropuerto identificamos el ciclo Landing-Take Off (LTO) como [3]:

- Landing - (Aproximación): son todas aquellas operaciones que se realizan desde los 1.000 metros de altura sobre la cota del aeropuerto hasta que alcanza la superficie de la pista.
- Taxi - (Rodaje): son las maniobras que realiza el avión hasta llegar a su puesto de estacionamiento en plataforma en condición de Block-On (calzos colocados) y las maniobras que realiza el avión desde el Block-Off (calzos afuera) hasta llegar a la cabecera de pista.
- Take off - (Despegue): son las operaciones que realiza el avión en la pista para lograr el despegue.
- Climb out - (Ascenso): son las operaciones que realiza el avión hasta alcanzar los 1.000 metros de altura sobre la cota del aeropuerto.

Debido a la creciente cantidad de aeropuertos que se encuentran emplazados en entornos poblacionales [7], y el crecimiento continuo del transporte aéreo comercial, la contaminación del aire que rodea los aeropuertos se ha convertido en una preocupación importante para los gobiernos locales / regionales.

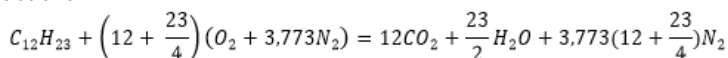
Específicamente, las emisiones de los motores de los aviones incluyen el dióxido de carbono (CO₂), vapor de agua (H₂O), óxidos de nitrógeno (NO_x), monóxido de carbono (CO), óxidos de azufre (SO_x), hidrocarburos no quemados (HC), material particulado (PM), compuestos orgánicos volátiles (VOCs), y otros compuestos [17]. Aproximadamente, un 70% de dichas emisiones son CO₂ y un 30 % de H₂O, donde el resto de los compuestos representan menos del 1%.

La ecuación que representa una combustión completa de un hidrocarburo de composición molecular promedio C_aH_b es [9]:



Ecuación 1

Para el caso del combustible aeronáutico utilizado en el transporte aéreo Jet A1, se obtiene:



Ecuación 2

Las cantidades totales de gases emanado dependerán de ciertos factores tales como el tipo de combustible utilizado, la riqueza de la mezcla, el mantenimiento de la cámara de combustión o del motor en general, las condiciones atmosféricas de operación, la etapa de vuelo analizada, entre otros. Por ejemplo, la composición química del aire húmedo difiere con la del aire seco principalmente en la cantidad de moles de Oxígeno, donde en el aire seco es aproximadamente 20,94%, en el aire con una humedad relativa de 0.03 $\left(\frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg aire seco}}\right)$ el valor es de 19,98% [10].

2. Análisis de los gases contaminantes

Los procesos fluidodinámicos que ocurren dentro de la cámara de combustión poseen un alto nivel de complejidad; los factores que afectan los niveles de concentración de las emisiones son numerosos, entre los más importantes podemos destacar:

- la temperatura de llama,
- la velocidad de combustión,
- el tiempo de los gases en la cámara de combustión,
- Inyección del combustible, y
- El diseño de la misma.

Es por ello que además de las condiciones de operación, la concentración de las emisiones varían de manera significativa de un motor a otro. La naturaleza de la formación de los gases contaminantes, en la mayoría de los casos, se puede observar en la siguiente figura donde el comportamiento del CO y el HC es contrario al del NO_x y el índice de humos:

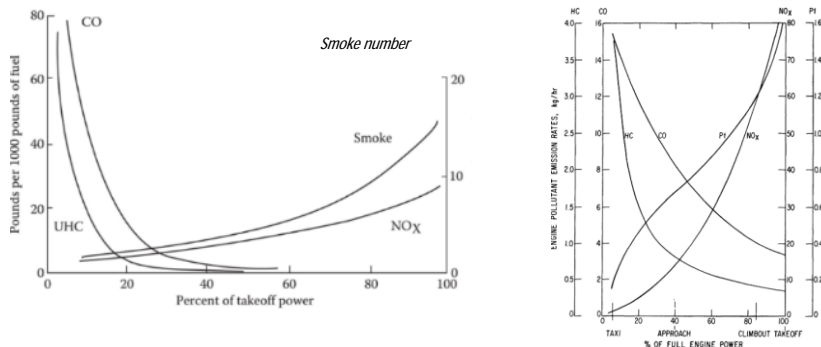


Figura 2. Izquierda: Representación de las emisiones de acuerdo a la riqueza de la mezcla y de la temperatura de llama [11]. Derecha: Emisiones de un motor JT8D en función del porcentaje máximo de potencia y asociado al Taxi, Approach, Climb out y Take Off. [12]

Para cualquier tipo de cámara de combustión, se observa una alta influencia en la concentración de las emisiones respecto al modo de inyección del combustible; la inyección controla el patrón del quemado y distribución de temperaturas de la zona primaria de la cámara e influye tanto en el tamaño de las microgotas, en el proceso de mezcla y la penetración del combustible [13]. Entendiendo como penetración del combustible como la distancia que puede alcanzar dicho fluido respecto del escape de la cámara [14].

2.1. Monóxido de Carbono (CO) e Hidrocarburos no quemados (HC)

En condiciones de mezcla rica el CO puede producirse debido a la falta del oxígeno necesario para la formación completa de CO₂, en cambio en condiciones de mezcla pobre y relaciones estequiometrias bajas, las emisiones de CO se producen debido al efecto de la disociación. Como se mostró anteriormente, en la práctica, en condiciones de baja potencia, es cuando mayor concentración de monóxido de carbono aparece, este comportamiento se produce por [15]:

- Inadecuada (baja) velocidad de combustión en la zona primaria de la cámara, sumada a una mezcla pobre y un tiempo de residencia de la mezcla muy bajo.
- Inadecuada mezcla del aire y combustible, produciendo una falta de homogeneidad en la mezcla y en la distribución de la cámara.

- Enfriamiento rápido de los productos de la combustión, debido a los efectos de ventilación (principalmente en la zona primaria de la cámara) produciendo así una menor temperatura máxima y una mala distribución de ésta en la cámara.

Por lo que la concentración de las emisiones de CO dependerá principalmente de los siguientes factores [16]:

- Relación de mezcla, principalmente en la zona primaria de la cámara,
- Temperatura de entrada del aire,
- Presión de la combustión,
- Atomización del combustible, y
- Aire de enfriamiento en la zona primaria de la cámara.

Relación de mezcla y Presión de la combustión

A partir de ensayos realizados sobre distintos combustibles [17], se relaciona de forma directa la disminución de la concentración de CO al incrementar la relación de mezcla, siendo el valor óptimo para distintos combustibles de 0.8. Dicho comportamiento, se observa que es independiente de la presión en la cámara al momento de la combustión.

El alto nivel de emisiones para bajas relaciones de mezcla es producido debido a las bajas velocidades de oxidación, y asociadas bajas temperaturas obtenidas en la cámara. A su vez, a temperaturas mayores de 1800 K se comienza a producir CO debido al proceso de disociación del CO₂, dicho efecto ser reducido cuando se trabaja con mayores presiones: [18].

Aire de enfriamiento en la zona primaria de la cámara

Otro de factor de importancia en las emisiones de CO es la temperatura de las paredes de la cámara, principalmente en la zona primaria. Dicha temperatura, está relacionada con el caudal de aire de enfriamiento, por lo que la disminución de la temperatura de la mezcla promueve la formación de CO pudiendo llegar hasta temperaturas tan bajas que paralizan la reacción química de combustión. Además, a pesar de la presión, el CO puede escaparse por los agujeros de refrigeración migrando hacia el aire de enfriamiento de la cámara [11]. Las emisiones de hidrocarburos no quemados se encuentran normalmente relacionadas con una baja atomización del combustible, velocidades de combustión inadecuadas y efectos del enfriado en la cámara de combustión. Las reacciones químicas de la formación del HC son más complicadas que las del CO pero los factores que influyen en su producción son los mismos, es por eso que su comportamiento tiende a ser parecido.

2.2. Óxidos de Nitrógeno (NO_x)

La mayoría de los óxidos de nitrógeno formados (NO) son subsecuentemente oxidados a NO₂. Es por ello que la distinta bibliografía suele agruparlos en términos de NO_x [19]. Se diferencian distintos tipos de reacciones químicas que ocurren en las distintas etapas de la combustión que pueden llevar a la formación del NO_x, dichas reacciones químicas no serán aquí estudiadas pero si la influencia de los distintos parámetros.

Atomización del combustible y Temperatura del aire de admisión

La influencia del tamaño de las microgotas en las emisiones del NO_x, depende a su vez altamente de la relación de aire combustible (ER); se observa el comportamiento en la figura 3, donde la concentración de emisiones aumentan cuanto mayor es el tamaño de las partículas especialmente a relaciones de ratios baja [20]. A su vez, se observa la influencia directa de la temperatura del aire de admisión en la formación de NO_x donde, el aumento en la temperatura del aire en la cámara supone un aumento directo en la concentración de NO_x. [21]

Cabe destacar que para relaciones estequiométricas entre 1 y 1,1, el nivel de emisiones es casi independiente del tamaño de la microgota [22]., por lo que se deduce que solo en bajas relaciones de ER, y teóricamente bajas temperaturas de combustión, influye la forma de inyección del combustible [23].

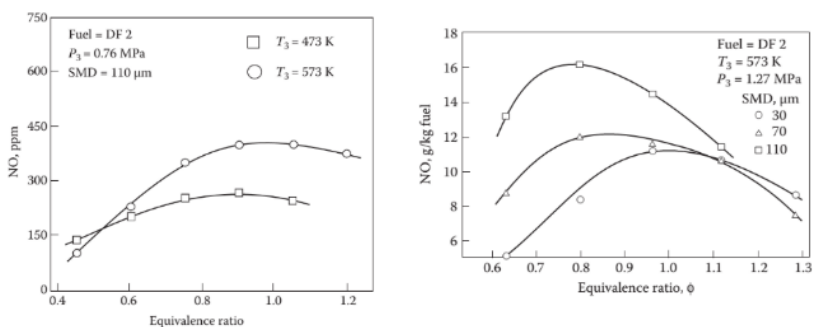


Figura 3. Influencia de la temperatura del aire en la entrada de la cámara y el tamaño de las microgotas, en las emisiones de NO_x [11].

Influencia del tiempo de residencia

El tiempo de residencia de la mezcla se encuentra altamente influenciada por la presión al momento de la combustión, si bien la influencia de la presión para distintos combustibles ha sido medida dicho parámetro posee distintos efectos difíciles de cuantificar y aun no estudiados por completo [24]. Pero estudiando únicamente el tiempo de residencia de la mezcla distintos autores concuerdan en que cuanto mayor es el tiempo de residencia del gas en la cámara mayor son las emisiones de NO_x. [25]

El efecto ambiental del NO_x como único gas es un forzamiento radiativo positivo, pero distintos estudios sobre su combinación con otros gases (O₃ and CH₄) muestran lo contrario, variando siempre su impacto debido a la altura bajo estudio [26]. Aproximadamente aumentando 600 metros la altura de vuelo el impacto en el forzamiento radiativo aumenta $2 \frac{mW}{m^2}$ debido a su interacción con el O₃. [27]. Se han desarrollado modelos del impacto ambiental, en distintas niveles de la atmósfera y su relación con la actividad aeronáutica [28]–[30], así como mediciones en vuelo crucero [31]–[37].

2.3. Dióxido de Carbono (CO₂)

El dióxido de carbono, posee uno de los mayores efectos en el forzamiento radiativo, su nivel de afectación es global y posee un tiempo de vida estimado de 100 años [35]. A diferencia de otros gases, si bien la cantidad emitida depende de las distintas condiciones de operación, de acuerdo a la Ecuación 2, las emisiones de CO₂ representan más del 70% de las emisiones totales

El principal combustible utilizado en el transporte aéreo (Jet A1) está compuesto por 12 átomos de carbono y 23 de hidrógeno (C₁₂H₂₃). Por lo que su oxidación, con una mezcla estequiométrica produce 12 moléculas de CO₂. Teniendo en cuenta el peso molecular del jet kerosene (167.311 g/mol) y el de CO₂ (528.114 g/mol) se obtiene un factor de emisión de 3.156 kg de CO₂ /kg de combustible [38].

3. Métodos de reducción de las emisiones

3.1. Control de la temperatura de llama

De todos los factores que influyen en la concentración de las emisiones uno de los más importantes es la temperatura de llama. Por lo general, de acuerdo a las condiciones de operación del motor, y por consiguiente de la cámara, debemos definir el rango de temperaturas en el cual el nivel de emisiones es menor. En los motores aeronáuticos de la aviación comercial el rango de temperaturas en la que éste puede operar se encuentra entre: 1000 K a bajo empuje y 2500 K a altas condiciones de operación. En la siguiente figura se muestra que el rango óptimo de trabajo está comprendido entre 1670 a 1900 K, por lo que todos los métodos de reducción deben actuar para mantenerse en dichas condiciones así como una relación de mezcla de 0.8 aproximadamente

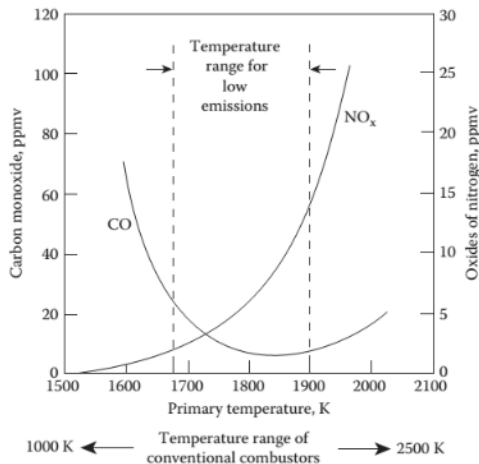


Figura 4. Influencia de la temperatura en la zona primaria de la cámara [79].

3.2. Control de la geometría de la cámara

Mediante la aplicación de una geometría variable que permita regular y controlar el flujo de aire de enfriamiento que circula por la camisa de la cámara, lo que se busca mantener la temperatura de la mezcla dentro del rango mencionado [40].

De esta manera, para situaciones de baja operación el aire es desviado a la zona de dilución de la cámara, o bien en las condiciones de máximo empuje se busca refrigerar la mezcla dentro de la zona primaria [39]. La desventaja de los dispositivos de geometría variable es que debe incluirse en el motor un sistema de control que incrementa el costo y el peso. La aplicación de esta tecnología ha sido utilizada en motores industriales, de pequeño y mediano tamaño, pero debido a los costos y de la confianza en la operación se observa que esta tecnología no ha sido totalmente desarrollada [41].

3.3. Proceso de combustión por etapas

El objetivo de este proceso es lograr un ER óptimo y mantener la temperatura en el rango previsto durante las etapas de baja operación (Taxeo); para ello debe subdividirse la cámara en subzonas, las cuales estarán asociadas a un control de selección de inyectores. Esta tecnología, donde logra mantener constante la temperatura de combustión de forma homogénea en toda la cámara, es actualmente utilizada en distintos motores aeronáuticos, habiendo desarrollado Pratt and Whitney un modelo de cámara de combustión aplicado en el motor P&W V2500-AS que ha demostrado tener buenos efectos en la disminución de emisiones gaseosas [42].

Descripción de la microturbina

Para la validación de algunos de dichos parámetros, se procede al ensayo de una microturbina JetCat 120p donde mediante un banco de ensayos equipado se mide y se analiza las emisiones gaseosas contaminantes cuando ésta opera en distintos regímenes operacionales. Se muestra a continuación los datos brindados por el fabricante y una imagen en corte del motor:

Tabla 1. Nombre de la Tabla.

Parámetro	Unidad	Valor
RPM en Ralenti	(1/min)	33.000
RPM Máxima	(1/min)	123.000
Empuje en Ralenti	(N)	5
Empuje en Max. RPM	(N)	120
Temperatura de los gases de escape	(°C)	500-710
Relación de presión	Adim.	2,9
Caudal másico	(kg / s)	0,32
Velocidad de los gases de escape	(Km / h)	1.350
Consumo de combustible en Ralenti	(kg / min)	0,079
SFC en Max. RPM	(kg / N*h)	0,15
Peso	(g)	1.420
Diámetro	(mm)	112
Longitud	(mm)	320



En primer lugar se procederá a calcular el flujo másico de aire de admisión y caracterización de las curvas características del mismo, para ello se diseñó un sistema de admisión en base a la normativa "Laboratory Methods of Testings Fans for Aerodynamic Performance Rating, ANSI/AMCA 210-99" [43]. Para la correcta medición y correlación de parámetros hizo falta construir específicamente dos elementos: laminador de flujo y una sección convergente.

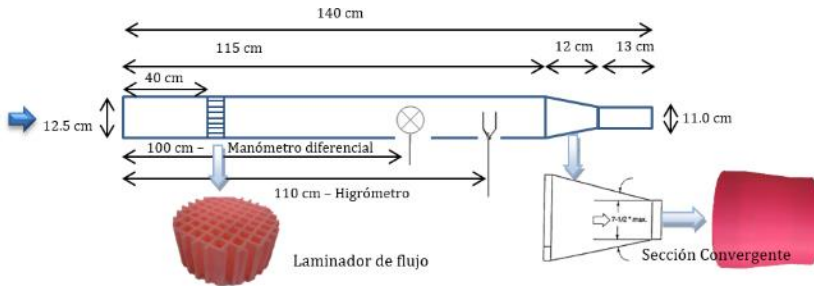


Figura 5. Características de laminador de flujo según normativa ANSI/AMCA 210-99 [43]. Derecha: Pieza en CAD a construir

El proceso metodológico seguido para la construcción de dichas piezas fue:

- Diseño geométrico de las piezas en Solid Works
- Utilización de Software CURA para la adaptación de la pieza a la impresora 3D
- Impresión de la pieza en una Impresora 3d : BQ Wiroos

La ubicación de los instrumentos y los elementos construidos para el sistema de admisión fueron ubicados de acuerdo a la normativa mencionada.

4. Procedimiento de ensayos

En primer lugar, se realizó un primer barrido a distintas RPM para la determinación del flujo másico de admisión y su relación el empuje. Para dichas condiciones me midió a su vez las emisiones HC, CO, NO, NO₂, CO₂.

Dado que la normativa nos recomienda utilizar un reglaje de empuje específico para la determinación de los Índices de Emisión (Kgs de gas contaminantes/Kg de combustible) de cada gas analizado se procedió a realizar mediciones en el ciclo LTO representado en la siguiente tabla:

Tabla 2. Reglaje de Empuje aplicado para la caracterización de emisiones en el ciclo LTO.

Modalidad de utilización LTO	Reglaje del empuje	RPM	Empuje (N)
Despegue	100 % Foo	123.000	107,0
Ascenso	85% Foo	116.000	93,1
Aproximación	30 % Foo	90.000	34,3
Rodaje/Marcha Lenta	7 % Foo	55.000	7,5

Para la emisión de gases contaminantes se utilizó el Analizador de gases de combustión Testo 350.

5. Resultados

Se muestra a continuación las curvas características medidas de la microtubina y la variación del empuje en función de la velocidad de giro y el flujo másico medido:

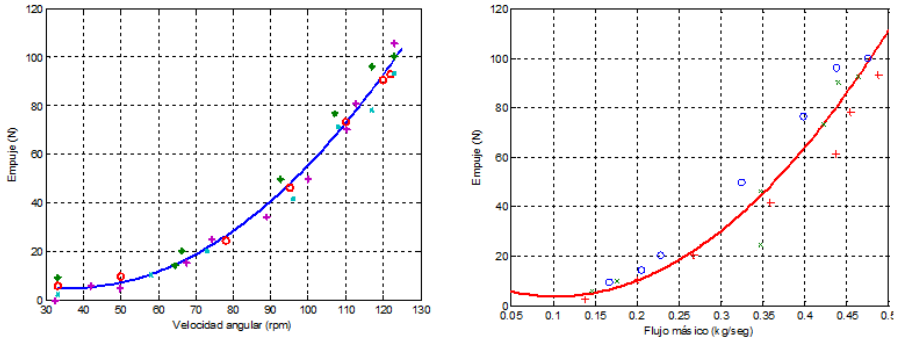


Figura 6. Izquierda: Velocidad Angular (RPM) vs Empuje (N).
Derecha: Flujo másico (kg/s) vs Empuje (N).

Se muestra a continuación la variación de los gases contaminantes medidos en función de la velocidad de giro y el Empuje medido:

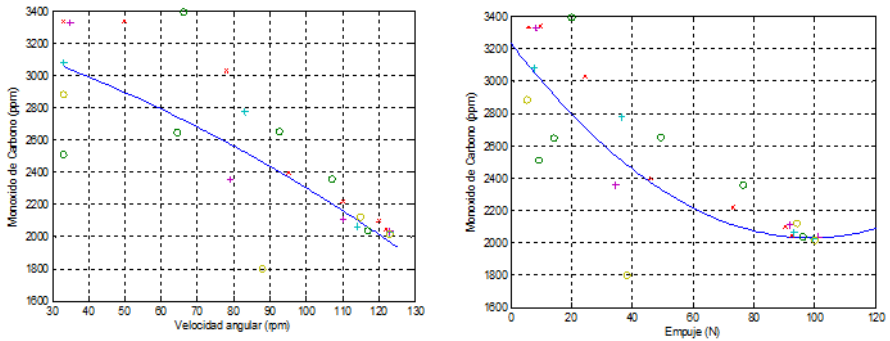


Figura 7. Izquierda: Velocidad Angular (RPM) vs Monóxido de carbono (ppm).
Derecha: Empuje (N) vs Monóxido de carbono (ppm).

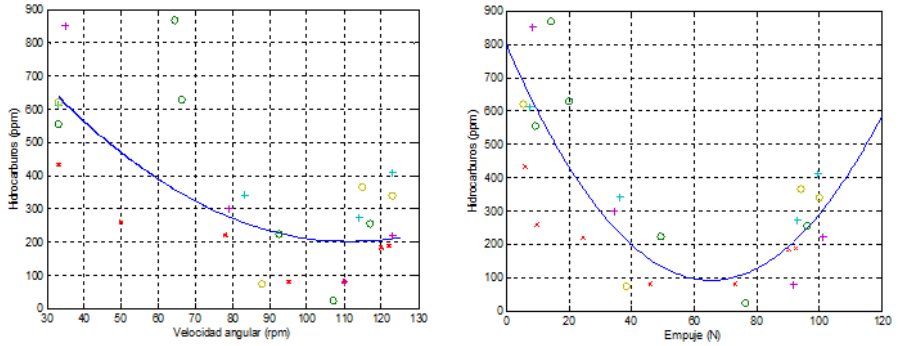


Figura 8. Izquierda: Velocidad Angular (RPM) vs Hidrocarburos (ppm).
Derecha: Empuje (N) vs Hidrocarburos (ppm).

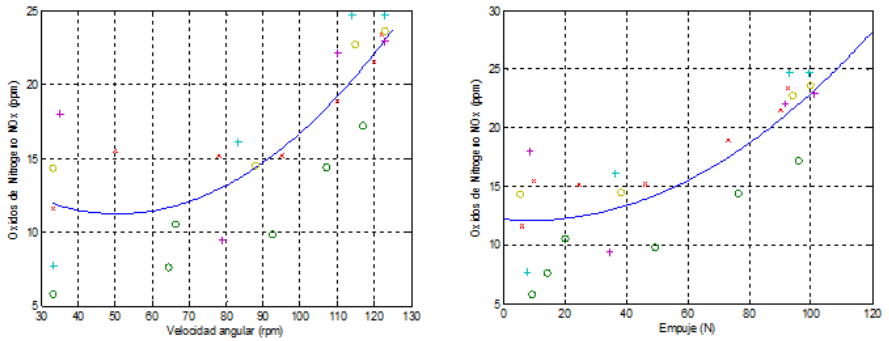


Figura 9. Izquierda: Velocidad Angular (RPM) vs Óxidos de nitrógeno (ppm).
Derecha: Empuje (N) vs Óxidos de nitrógeno (ppm).

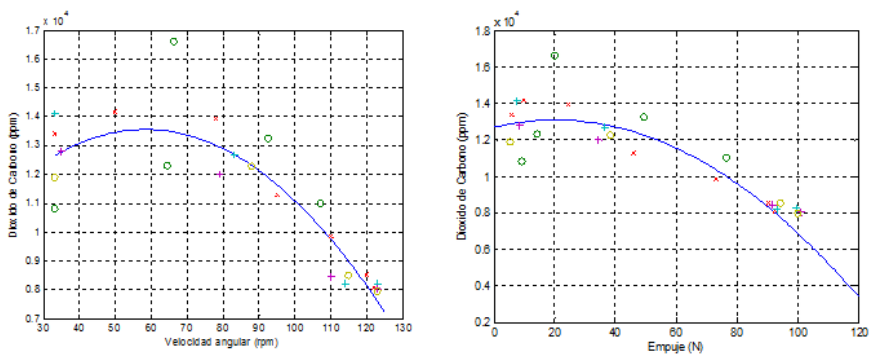


Figura 10. Izquierda: Velocidad Angular (RPM) vs Dióxido de Carbono (ppm).
Derecha: Empuje (N) vs Dióxido de Carbono (ppm).

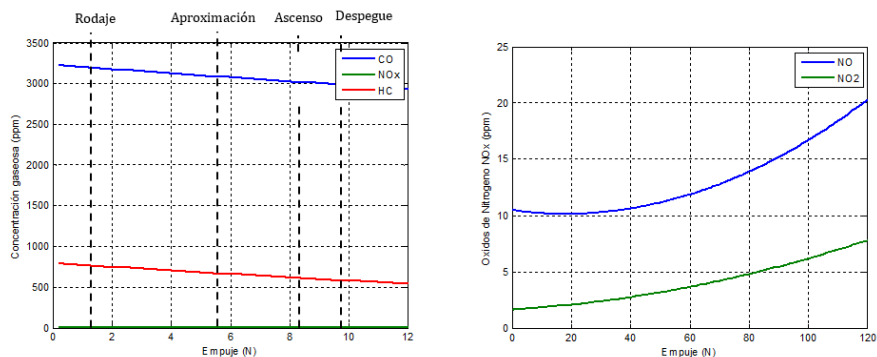


Figura 11. Izquierda, emisiones gaseosas en el ciclo LTO. Derecha, emisiones de óxido de nitró y dióxido de nitrógeno

6. Conclusiones

De acuerdo a las mediciones de emisiones gaseosas realizadas, se observa como el comportamiento del CO y NO_x condice con los resultados esperados de acuerdo al empuje, no así en el análisis del HC donde éste disminuye hasta valores de 100 RPM (x1000 - 69 N) y luego comienza a aumentar su concentración. A su vez, se observa cómo los óxidos de nitrógeno no llegan a oxidarse por completo, siendo la concentración del NO₂ un orden menor que el de NO.

Si bien el comportamiento puede deducirse de dichas gráficas, para una correcta caracterización de los IE y de la desviación estándar debe realizarse los cálculos en función de los kilogramos de gas sobre los kilogramos de combustible.

Debido a la complejidad de los procesos fluidodinámicos que ocurren dentro de la cámara de combustión, y de la dependencia de la concentración de emisiones respecto a los distintos parámetros que caracterizan el proceso, resulta de gran dificultad el diseño de una cámara de combustión que logre reducir las emisiones de todos sus productos al mismo orden y en las distintas fases de operación. A su vez el diseño de una cámara de combustión se realiza en conjunto con el motor en sí, de acuerdo a las necesidades y requerimientos del mismo.

7. Agradecimiento

En especial agradecimiento a la Asociación Universitaria Iberoamericana de Postgrado (AUIP) gracias a la Beca de Movilidad brindada a uno de los autores del presente trabajo. Dichas becas buscan promover y favorecer la Movilidad Académica Internacional entre todas las instituciones asociadas a la AUIP.

8. Referencias

- [1] Federal Aviation Administration, "Aviation & Emissions A Primer," 2005.
- [2] International Civil Aviation Organization (ICAO), "Annex 16 Environmental Protection - Volume II: Aircraft Engine Emissions," 2008.
- [3] International Civil Aviation Organization (ICAO), "Doc 9889: Airport air quality manual," 2011.

- [4] E. T. Turgut, O. Usanmaz, and M. A. Rosen, "Estimation of commercial aircraft emission according to flight phase," *J. Environmental Sci.*, p. 6, 2014.
- [5] N. W. Simone, M. E. J. Stettler, and S. R. H. Barrett, "Rapid estimation of global civil aviation emissions with uncertainty quantification," *Transp. Res. Part D Transp. Environ.*, vol. 25, pp. 33–41, 2013.
- [6] J. Graichen and B. Gugele, "Greenhouse Gas Emissions from Aviation," *ETC/ACC Technical Pap.*, no. December, 2006.
- [7] M. Coppa, E. M. Brito, G. Ramírez, N. Tomassini, and D. Pablo Gregorio., "Análisis y caracterización de aeropuertos emplazados en grandes urbes," in *IV Congreso de la Red Iberoamericana de Investigación en Transporte Aéreo*, 2013, p. 151.
- [8] International Civil Aviation Organization (ICAO), "A summary of research and perspectives presented at the ICAO Workshop on Aviation and Alternative Fuels," 2009.
- [9] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1998.
- [10] N. A. and S. Administration, "Thermodynamic and Transport Combustion Properties of Hydrocarbons With Air," 1982.
- [11] A. Lefebvre, D. Ballal, and D. Bahr, *Gas turbine combustion : alternative fuels and emissions*. Boca Raton: Taylor & Francis., 2010.
- [12] E. P. A. (EPA), "An evaluation of strategies for airport air pollution," 1975.
- [13] W. Patterson, A. Force, C. M. Reeves, W. Lafayette, and A. H. Lefebvre, "Fuel Effects on Aircraft Combustor Emissions," 2015.
- [14] A. Aghaie, M. Kayhani, and M. Razavi, "Investigation of Thermodynamics Properties Effects on Spray Tip Penetration," *Ijmse.Org*, no. 2004, 2012.
- [15] A. H. Lefebvre, "Fuel Effects on Gas Turbine Combustion," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 5, no. 4, 1983.
- [16] D. E. W. Gumz, *Gas producers and Blast Furnaces*. .
- [17] W. S. Y. Hung, C. Engineering, S. T. Incorporated, and S. Diego, "Carbon Monoxide Emissions From Gas Turbines as Influenced by Ambient Temperature and Turbine Load," no. 1981, 2015.
- [18] E. S. Cross, J. F. Hunter, a. J. Carrasquillo, J. P. Franklin, S. C. Herndon, J. T. Jayne, D. R. Worsnop, R. C. Miake-Lye, and J. H. Kroll, "Online measurements of the emissions of intermediate-volatility and semi-volatile organic compounds from aircraft," *Atmos. Chem. Phys.*, vol. 13, pp. 7845–7858, 2013.
- [19] D. L. Daggett, "Water Misting and Injection of Commercial Aircraft Engines to Reduce Airport NOx," no. x, 2004.
- [20] K. K. Rink and a. H. Lefebvre, "The Influences of Fuel Composition and Spray Characteristics on Nitric Oxide Formation," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 68, no. 1–3, pp. 1–14, 1989.
- [21] D. W. Bahr, "Aircraft Turbine Engine NOx Emission Limits Status and Trends," pp. 1–8, 2015.
- [22] A. Luts, "A DRY LOW NOx COMBUSTOR FOR THE MS3002 REGENERATIVE GAS TURBINE," 2015.

- [23] D. Nicol, P. C. Malte, J. Lai, N. N. Marinov, and D. T. Pratt, "{NO_x} sensitivities for Gas Turbine Engines Operated on Lean-Premixed Combustion and Conventional Diffusion Flames," ASME Int. Gas Turbine Aeroengine Congr. Expo., 1992.
- [24] R. Joklik, L. D. Eskin, M. S. Klassen, and R. J. Roby, "EXPERIMENTAL STUDY OF NO_x FORMATION IN LEAN, PREMIXED, PREVAPORIZED COMBUSTION OF FUEL OILS AT ELEVATED PRESSURES," Fuel, no. X, pp. 1–9, 2007.
- [25] T. A. International and G. Turbine, "Effects Ratio and Dwell Time on Exhaustemissions From."
- [26] O. Wild, M. J. Prather, and H. Akimoto, "Indirect long-term global radiative cooling from NO_x emissions," Geophys. Res. Lett., vol. 28, no. 9, pp. 1719–1722, 2001.
- [27] O. A. Søvde, S. Matthes, A. Skowron, D. Iachetti, L. Lim, B. Owen, Ø. Hodnebrog, G. Di Genova, G. Pitari, D. S. Lee, G. Myhre, and I. S. a. Isaksen, "Aircraft emission mitigation by changing route altitude: A multi-model estimate of aircraft NO_x emission impact on O₃ photochemistry," Atmos. Environ., vol. 95, no. x, pp. 468–479, 2014.
- [28] D. S. Stevenson, R. M. Doherty, M. G. Sanderson, W. J. Collins, C. E. Johnson, and R. G. Derwent, "Radiative forcing from aircraft NO_x emissions: Mechanisms and seasonal dependence," J. Geophys. Res. D Atmos., vol. 109, no. x, 2004.
- [29] M. O. Köhler, G. Rädcl, O. Dessens, K. P. Shine, H. L. Rogers, O. Wild, and J. a. Pyle, "Impact of perturbations to nitrogen oxide emissions from global aviation," J. Geophys. Res. Atmos., vol. 113, pp. 1–15, 2008.
- [30] T. M. L. Wigley, S. J. Smith, and M. J. Prather, "Radiative forcing due to reactive gas emissions," J. Clim., vol. 15, pp. 2690–2696, 2002.
- [31] T. Jurkat, C. Voigt, F. Arnold, H. Schlager, J. Kleffmann, H. Aufmhoff, D. Schuble, M. Schaefer, and U. Schumann, "Measurements of HONO, NO, NO_y and SO₂ in aircraft exhaust plumes at cruise," Geophys. Res. Lett., vol. 38, pp. 1–5, 2011.
- [32] P. Schulte, H. Schlager, H. Ziereis, U. Schumann, S. L. Baughcum, and F. Deidewig, "emission indices of subsonic long-range jet aircraft at cruise altitude: In situ measurements and predictions," J. Geophys. Res., vol. 102, p. 21431, 1997.
- [33] P. Schulte and H. Schlager, "In-flight measurements of cruise altitude nitric oxide oxide emission indices of commercial jet aircraft," vol. 23, no. 2, pp. 165–168, 1996.
- [34] R. M. Gardner, K. Adams, T. Cook, F. Deidewig, S. Ernedal, R. Falk, E. Fleuti, E. Herms, C. E. Johnson, M. Lecht, D. S. Lee, M. Leech, D. Lister, B. Massé, M. Metcalfe, P. Newton, a. Schmitt, C. Vandenberg, and R. Van Drimmelen, "The ANCAT/EC global inventory of NO_x emissions from aircraft," Atmos. Environ., vol. 31, no. 12, pp. 1751–1766, 1997.
- [35] E. Penner, D. H. Lister, D. J. Griggs, D. J. Dokken, and M. McFarland, "Aviation and the Global Atmosphere: A Special Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) Working Groups I and II," Cambridge Univ. Press. Cambridge, U.K, p. 373, 1999.
- [36] E. C. Wood, S. C. Herndon, M. T. Timko, P. E. Yelvington, and R. C. Miake-Lye, "Speciation and chemical evolution of nitrogen oxides in aircraft exhaust near airports," Environ. Sci. Technol., vol. 42, no. 2, pp. 1884–1891, 2008.

- [37] P. Norman, D. Lister, and M. Lecht, "Development of the technical basis for a New Emissions Parameter covering the whole Aircraft operation: NEPAIR," ... Comm. Rept. G4RD- ..., 2003.
- [38] B. P. Pundir, *Engine Emissions: Pollutant Formation and Advances in Control Technology*. Narosa Publishing House, 2007.
- [39] S. M. Johnson, J. a. Biaglow, and J. M. Smith, "Experimental investigation of the low NO_x vortex airblast annular combustor," no. X, 1984.
- [40] G. J. Micklow, S. Roychoudhury, H. L. Nguyen, and M. C. Cline, "Emissions reduction by varying the swirler airflow split in advanced gas turbine combustors," pp. 1–8, 1992.
- [41] K. Bammert and H. Sandstede, "Gas Turbines Burning Dirty Fuels," 2015.
- [42] W. P. Beach, "Oxides of Nitrogen Unburnt Hydrocarbons," 2015.
- [43] A. N. Standard, "Laboratory Methods of Testinf Fans for Rating," 1999.



FACULTAD DE INGENIERÍA
Universidad Nacional de La Plata



Asociación de Universidades
GRUPO MONTEVIDEO

cmc
motores térmicos

FUNDACIÓN
YPF

F FUNDACION
DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA

DV Distrito V
Colegio de Ingenieros
Provincia de Buenos Aires

BECHEMSÜDAMERIKA
LUBRICANTES INDUSTRIALES

ISBN 978-950-34-1361-6



9 789503 413616