

Desarrollo y validación de un modelo cero dimensional de dos zonas para el análisis de la combustión en motores de encendido provocado

Development and validation of a zero-dimensional two zones model for combustion analysis in ignition engines

Sebastián Heredia Quintana ^a, & Andrés David Morales Rojas ^b

^a Universidad de Antioquia, grupo GASURE, Medellín-Colombia, sebastian.herediaq@udea.edu.co

^b Institución Universitaria Pascual Bravo, docente ocasional, Medellín-Colombia, andres.morales@pascualbravo.edu.co

Recibido: noviembre 9, 2018. Aceptado: diciembre 22, 2018.

Resumen

El crecimiento del parque automotor en las ciudades y el agotamiento eminente de los yacimientos tradicionales de hidrocarburos hacen que las investigaciones en el campo de motores de combustión interna se enfoquen en generar estrategias y desarrollar tecnologías que permitan una disminución en el consumo de combustible y de emisiones contaminantes. El uso de modelos numéricos para simulación constituye una herramienta importante tanto para investigadores como para diseñadores, ya que permite un acercamiento al desempeño de los motores bajo ciertas condiciones de operación sin incurrir en los gastos que implican estudios prácticos, y posibilita el análisis de múltiples fenómenos que ocurren durante la combustión que no son fácilmente evaluables a partir de mediciones experimentales. En éste estudio se desarrolla un modelo cero dimensional de dos zonas, el cual separa la cámara de combustión en gases quemados y sin quemar, para el estudio de la combustión en motores de encendido provocado usando un combustible gaseoso de origen renovable (biogás), usando la Ley de Wiebe y el equilibrio químico para simular el proceso de combustión y la correlación semi-empírica de Woschni para la transferencia de calor. El modelo es calibrado con información obtenida del motor de alta relación de compresión (15.5:1) del laboratorio de Combustión y Máquinas Térmicas de la Universidad de Antioquia. Se compararon las principales variables de la combustión y de desempeño del motor (tasa de liberación de calor, presión máxima, trabajo indicado, entre otros) con los resultados del modelo, así como las emisiones generadas de CO y NO. Se observan bajos errores entre los valores experimentales y predichos por el modelo, con errores menores al 10% para las principales variables, exceptuando el trabajo indicado, con errores del 27%, y errores entre el 18% y el 49% para las emisiones generadas, obteniéndose los errores más altos conforme aumenta el grado de carga del motor.

Palabras Clave: Análisis numérico, equilibrio químico, motores de combustión interna, biogás.

Abstract

The growth of the automotive fleet in cities and the imminent depletion of traditional hydrocarbon deposits mean that research in the field of internal combustion engines focuses on generating strategies and developing technologies that allow a reduction in fuel consumption and pollutants emissions. The use of numerical models for simulation is an essential tool for both researchers and designers as they allow to approach the performance of the engines under certain operating conditions without incurring in the expense involved in experimental studies and allow analyzing many phenomena that occur during combustion that are not easily evaluable from experimental measurements. In this study, a zero-dimensional two zones model which separates the combustion chamber into burned and unburned gases was developed seeking to study the combustion process in ignition engines using gaseous renewable fuel (biogas), using the Law of Wiebe and the chemical equilibrium to simulate the combustion process and the Woschni's semi-empirical correlation for heat transfer. The model is calibrated with information obtained from a high compression ratio (15.5: 1) engine of the combustion and thermal machines laboratory of the University of Antioquia. The main variables of combustion and engine performance (heat release rate, maximum pressure, and indicated work, among others) were compared with the results of the model, as well as the emissions generated from CO and NO. There are low errors between the experimental values predicted by the model, with errors less than 10% for the main variables, except for the indicated work, with errors of 27%, and errors between 18% and 49% for the generated emissions, obtaining the highest errors as the degree of load of the motor increases.

Keywords: Numerical analysis, chemical equilibrium, internal combustion engines, biogas.

Citar como:

S. Heredia, A. Morales. "Desarrollo y validación de un modelo cero dimensional de dos zonas para el análisis de la combustión en motores de encendido provocado". Revista CINTEX, Vol. 23(2), pp. 25-33. 2018.

1 INTRODUCCIÓN

Según el balance mundial de energía realizado por la Agencia Internacional de Energía (IEA, por sus siglas en inglés) en octubre del 2018, el 81% de la matriz de suministro de energía a nivel mundial corresponde a fuentes de origen fósil, 5% a energía nuclear y tan solo un 14% a fuentes renovables de energía como la solar, eólica, hidráulica y biomasa [1], [2]. Con relación al consumo mundial de energía, el sector transporte es el segundo mayor consumidor con un 29%, después del sector industrial con un 37% y antes del sector residencial con un 22%. Los motores de combustión interna alternativos (MCIA) utilizan, en su mayoría, combustibles derivados del petróleo como la gasolina y el Diesel, recientemente se ha incrementado el uso de biocombustibles como el biodiesel, el etanol y el biogás [3], [4]. Los MCIA tienen un mayor porcentaje de utilización en el sector transporte tanto de carga como de pasajeros, también son utilizados en el sector industrial como generadores de potencia o energía eléctrica y térmica en procesos de cogeneración. El IPCC (Panel Intergubernamental de Cambio Climático, por sus siglas en inglés) plantea la necesidad de disminuir el vertimiento de CO_2 en la atmósfera si se quiere evitar un aumento de la temperatura promedio global mayor a 1.5°C con relación a época preindustrial [5]. Las agencias ambientales americana y europea han aumentado el grado de exigencia con relación al tipo y cantidad de gases contaminantes que pueden ser vertidos a la atmósfera por los motores.

El principal reto para investigadores y diseñadores de motores que presenta el panorama mundial actual es conseguir tanto una alta eficiencia de conversión energética como una baja emisión de gases contaminantes y de efecto invernadero. En un esfuerzo por dar solución a los dos retos anteriormente nombrados se han propuesto diferentes modificaciones tecnológicas a los motores tradicionales de encendido provocado y encendido por compresión. Una de las alternativas tecnológicas propuestas consiste en la transformación de motores de encendido por compresión a encendido provocado, buscando de esta manera un aumento en la eficiencia teórica del proceso y la posibilidad de utilización de combustibles gaseosos con alto número de metano como el biogás [6].

El biogás, compuesto principalmente de metano (CH_4) y dióxido de carbono (CO_2), ha demostrado ser un combustible aplicable a la generación de potencia en motores de combustión interna alternativos [7]. Debido a que es producido a partir de residuos orgánicos locales, presenta grandes ventajas con relación a los combustibles de origen fósil en términos de impacto medio ambiental y costos de producción. Estas ventajas pueden ser aprovechadas para generar potencia en zonas no interconectadas o por empresas del sector productivo para suplir total o parcialmente su demanda de energía eléctrica y térmica [8]. Por otro lado, el biogás presenta grandes variaciones en su composición, lo que genera la necesidad adicional de entender sus principales características de combustión y su relación con las principales variables de operación del motor y los mecanismos de generación de especies contaminantes y de efecto invernadero [9].

El uso de modelos numéricos para simulación son una herramienta importante tanto para investigadores como para diseñadores ya que permiten tener un acercamiento a los parámetros de desempeño de los motores bajo ciertas condiciones de operación sin incurrir en los altos costos que se generan con metodologías experimentales; además, permiten analizar múltiples fenómenos que ocurren durante la combustión que no son fácilmente evaluables a partir de mediciones experimentales [10]. Existen varias clases de modelos computacionales que, dependiendo del grado de refinamiento matemático, permiten un mayor nivel de aproximación entre los resultados numéricos y los experimentales [11]. La modelización matemática del proceso de combustión no es simple ya que requiere el acoplamiento de fenómenos físicos y químicos, junto con el uso de datos experimentales relativos a la termoquímica de las reacciones involucradas [12]. Los modelos cero dimensionales son los modelos más simples y permiten un mayor grado de predicción conforme aumenta la cantidad de zonas involucradas en el proceso, los modelos de dos zonas dividen la cámara de combustión en gases quemados y gases inquemados durante la combustión y expansión.

■ DESCRIPCIÓN DEL MODELO

El desarrollo del modelo parte de las suposiciones enlistadas a continuación y se representa de manera gráfica en la Figura 1:

- La cámara de combustión se modela como un sistema cerrado.
- La presión es espacialmente uniforme al interior de la cámara de la combustión.
- La cámara de combustión se compone de:
 - a. Una zona (gases frescos) durante el proceso de compresión y hasta el salto de chispa,
 - b. dos zonas (gases frescos y gases quemados) entre el salto de chispa y el final de la combustión,
 - c. y una durante el proceso de expansión.
- Las zonas no transfieren calor entre sí, sólo a las paredes del cilindro.
- La masa se transfiere en una sola dirección, de la zona de gases frescos a la zona de gases quemados.

- Los gases al interior del cilindro se asumen gases ideales y se encuentran en equilibrio químico.
- La tasa a la cual se libera calor (se quema el combustible) se calcula a partir de la Ley de Wiebe [13].

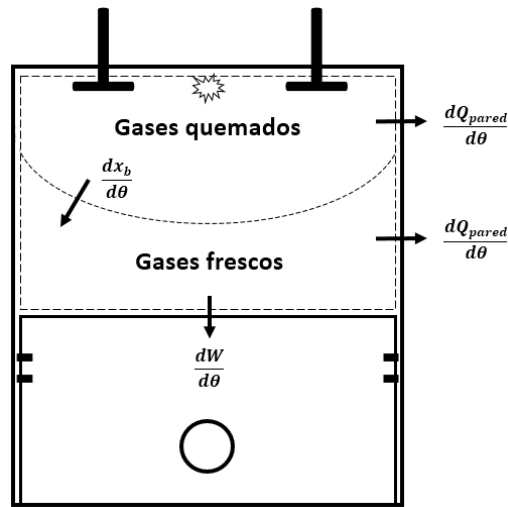


Figura 1. Diagrama esquemático del modelo.

Aplicando la ecuación de conservación de energía para un sistema cerrado y derivando respecto ángulo de giro del cigüeñal se obtiene:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \quad (1)$$

Donde Q es el calor neto al interior del cilindro, U es la energía interna al interior del cilindro, W es el trabajo ejercido por o sobre el pistón, p es la presión al interior del cilindro, V es el volumen instantáneo del cilindro y θ es el ángulo de giro del cigüeñal. El calor neto al interior del cilindro se calcula como la diferencia entre el calor liberado por el combustible y el calor transferido desde o hacia las paredes:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \eta_c E_f \frac{dx_b}{d\theta} - \frac{dQ_{pared}}{d\theta} \quad (2)$$

Donde η_c es la eficiencia de combustión, E_f es la energía ingresada con el combustible, x_b es la fracción de calor liberado por el combustible y Q_{pared} es el calor transferido desde o hacia las paredes, el cual se calcula con la correlación semi-empírica de Woschni [14]. Usando el modelo de gases ideales y para un sistema de calores específicos constantes se tiene que:

$$\frac{dU}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (3)$$

Reemplazando (3) en (1) y reorganizando los términos se obtiene:

$$\frac{dT}{d\theta} = T(\gamma - 1) \left[\left(\frac{1}{pV} \right) \frac{dQ}{d\theta} - \left(\frac{1}{V} \right) \frac{dV}{d\theta} \right] \quad (4)$$

Donde γ es la relación de calores específicos. Ahora bien, derivando la ecuación de gases ideales respecto al ángulo de giro del cigüeñal y despejando el cambio de la presión respecto al ángulo de giro del cigüeñal:

$$\frac{dp}{d\theta} = - \left(\frac{p}{V} \right) \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{p}{T} \right) \frac{dT}{d\theta} \quad (5)$$

El cambio instantáneo del volumen respecto al ángulo de giro del cigüeñal se calcula de acuerdo a la geometría del mecanismo pistón-biela-manivela [13]:

$$\frac{dV}{d\theta} = V_c \left(\frac{r_c - 1}{2} \right) \sin\theta \left(1 + \frac{\varepsilon \cos\theta}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2\theta}} \right) \quad (6)$$

Donde V_c es el volumen mínimo de la cámara de combustión, r_c es la relación de compresión y ε es la relación entre el radio de la manivela y la longitud de la biela. Las ecuaciones (2), (4), (5) y (6) permiten calcular la evolución termodinámica de la mezcla gaseosa al interior del cilindro. Durante la combustión, la masa de gases frescos y de gases quemados se calcula como:

$$m_b^\theta = m_b^{\theta-1} + \frac{dx_b}{d\theta} \Delta\theta m_t \quad (7.1)$$

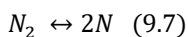
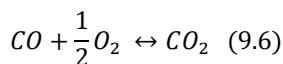
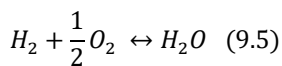
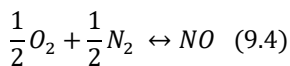
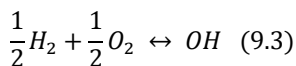
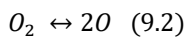
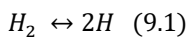
$$m_u^\theta = m_u^{\theta-1} - \frac{dx_b}{d\theta} \Delta\theta m_t \quad (7.2)$$

Donde m_b , m_u y m_t son la masa de gases quemados, masa de gases frescos y masa total (aire, combustible y gases residuales [15]), $\Delta\theta$ es el paso temporal de la simulación. Los superíndices θ y $\theta-1$ indican el instante temporal. El volumen ocupado por la masa de cada zona se calcula bajo la suposición de que los gases frescos se comprimen y expanden siguiendo una trayectoria poli-trópica [13], [16], así:

$$V_u^\theta = \left(\frac{m_u^\theta V_u^{\theta-1}}{m_u^{\theta-1}} \right) \left(\frac{p^\theta}{p^{\theta-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma_u^\theta}} \quad (8.1)$$

$$V_b^\theta = V^\theta - V_u^\theta \quad (8.2)$$

Donde V_u y γ_u son el volumen y la relación de calores específicos de los gases frescos, respectivamente, y V_b es el volumen de gases quemados. Conocida la masa y volumen de cada zona, las temperaturas de éstas se calculan mediante la ecuación de gases ideales. Durante el proceso de combustión, se asume que la composición de la zona de gases frescos permanece inalterada, mientras que la composición de la zona de gases quemados consiste en un conjunto de 11 especies químicas asociadas a los gases de combustión: CO_2 , H_2O , N_2 , O_2 , CO , H_2 , N , O , H , OH , NO ; la concentración de cada una de ésta especies se calcula mediante el balance de átomos (C-H-O-N) y las siguientes reacciones de equilibrio:



Las propiedades termodinámicas de cada una de las especies y las constantes de equilibrio de las anteriores ecuaciones se obtuvieron de las tablas de JANAF [17].

■ EVALUACIÓN DEL MODELO

El modelo es aplicado en un motor diesel convertido para operar en modo encendido provocado operando con

biogás simulado de composición 80% CH₄ - 20% CO₂, base molar. El motor a simular es un motor que conserva la relación de compresión original para facilitar el encendido de combustibles gaseosos de alto número de metano en aplicaciones de generación de electricidad, por lo cual opera a 1800 rpm. Las características técnicas del motor se presentan en la Tabla 1. Los datos experimentales usados para validar el modelo corresponden a 3 niveles de carga [15]. Los parámetros de operación usados en la simulación de cada punto de operación se presentan en la Tabla 2. La duración de la combustión se definió como el ángulo donde se libera el 10% de la energía y el final de la combustión como el ángulo donde se libera el 90%; éstas curvas experimentales fueron usadas para obtener los parámetros de ajuste de la Ley de Wiebe a partir de un modelo de regresión no lineal en el programa Statgraphics usando el método de Marquardt. Por último, las principales propiedades del combustible usado se presentan en la Tabla 3.

Tabla 1

Características técnicas del motor.

Motor diesel Lister Petter TR2 de inyección directa, cuatro tiempos, dos cilindros, refrigerado por aire	
Modo operación después de la conversión	Encendido provocado
Aspiración de la carga	Naturalmente aspirada
Cilindrada [cm ³]	1550
Relación de compresión	15.5:1
Diámetro x Carrera [mm]	98.42 x 101.6
Adelanto de apertura de admisión, AAA [ángulos de giro del cigüeñal (AGC) antes del PMS]	69
Retraso al cierre de admisión, RCA [AGC después del PMS]	32
Adelanto de apertura de escape, AAE [AGC antes del PMS]	76
Retraso al cierre de escape, RCE [AGC después del PMS]	36
Máxima potencia [kW @ 2500 rpm]	17.3
Máximo torque [Nm @ 1800 rpm]	76.4

Tabla 2

Parámetros de operación usados para las simulaciones.

Parámetro	Grado de carga (kW)		
	3	4	6
Presión inicial [bar]	3.3949	3.3949	3.3949
Dosado relativo [-]	0.9	0.9	0.9
Eficiencia volumétrica [%]	60	60	60
Eficiencia de combustión [%]	0.82	0.82	0.9
Inicio combustión [AGC antes del PMS]	4	4	4.6
Final combustión [AGC después del PMS]	26	26	32
Temperatura pared [K]	350	350	350

Tabla 3

Principales propiedades del combustible.

Composición química simplificada	C ₁ H _{3.2} O _{0.4}
Poder calorífico inferior [MJ/kg]	29.69
Relación aire/combustible estequiométrica	10.16
Índice de Woobe inferior (kWh/Nm ³)	9.22

■ RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En la Figura 2 se presentan las curvas de presión experimentales y las obtenidas a partir del modelo.

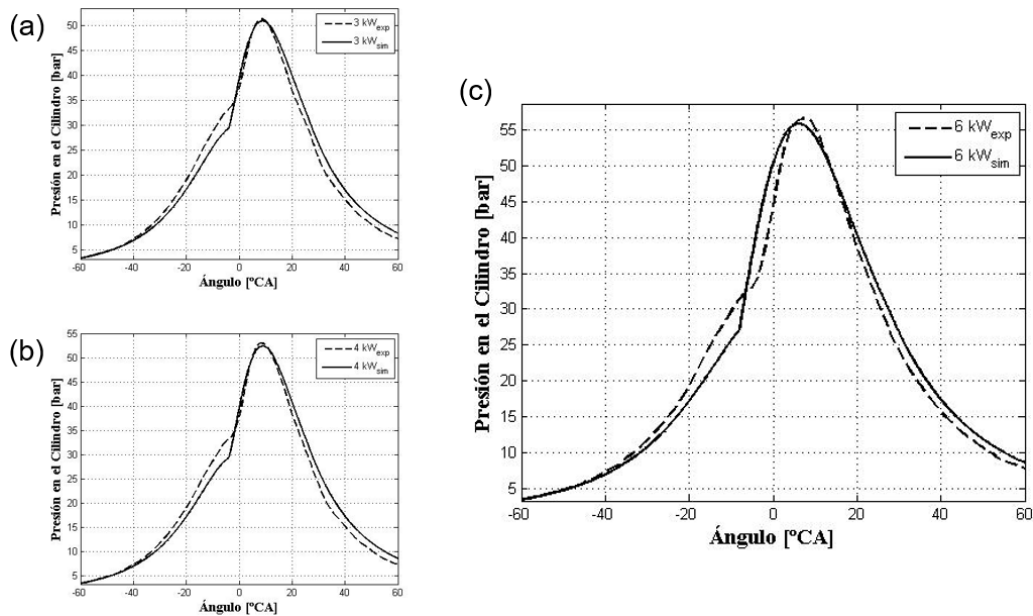


Figura 2. Curvas de presión en el cilindro experimentales (líneas discontinuas) y numéricas (líneas continuas) para las diferentes cargas: (a) 3 kW, (b) 4 kW y (c) 6 kW. Motor operando con biogás y con un avance de chispa de 12 grados antes del PMS.

Se observa que existe un buen ajuste entre los datos experimentales y los simulados para los valores de presión máxima y el ángulo en la cual se da ésta. Si bien, tanto las curvas experimentales como simuladas muestran el mismo comportamiento y se capturan los puntos de inflexión generados por el inicio de la combustión, en las diferentes cargas se presenta una diferencia entre los valores de la presión durante las etapas de la compresión y la expansión. Esto se asocia con el modelado de la transferencia de calor hacia las paredes, para el cual se usa un valor de temperatura en la pared constante; el efecto del modelado de la transferencia de calor se observa claramente en la Fig. 3, en la cual se evidencia cómo la temperatura simulada es más fría durante la compresión, mientras que en la combustión y en la expansión es más alta que la obtenida con los datos experimentales, por lo cual se deben buscar estrategias para encontrar valores de temperatura en la pared que ofrezcan desempeños óptimos ante variaciones de la carga.

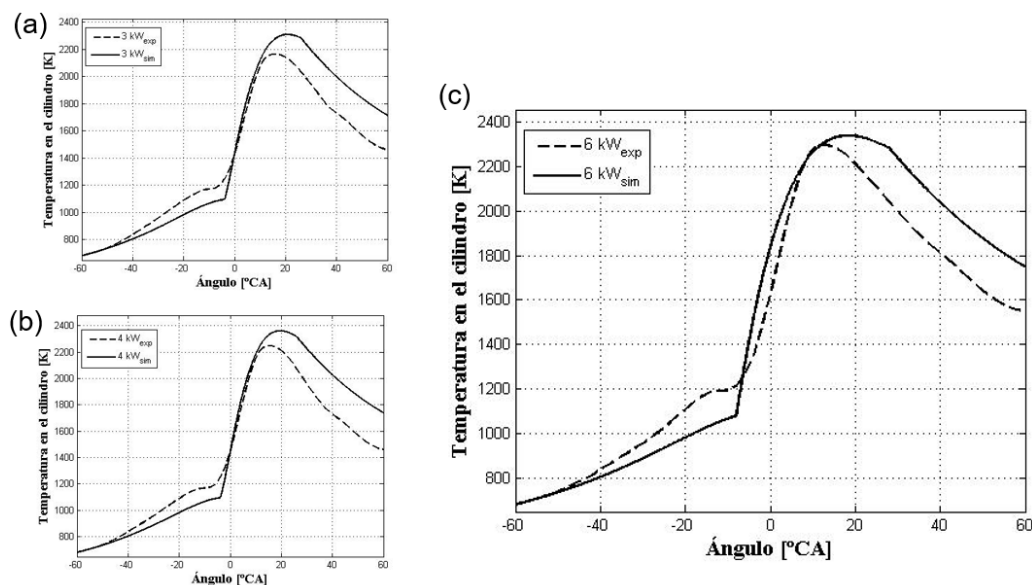


Figura 3. Curvas de temperatura en el cilindro experimentales (líneas discontinuas) y numéricas (líneas continuas) para las diferentes cargas: (a) 3 kW, (b) 4 kW y (c) 6 kW. Motor operando con biogás y con un avance de chispa de 12 grados antes del PMS.

En la Figura 4 se presentan las temperaturas de las dos zonas durante la combustión para los diferentes grados de carga. Se observa como existen fuertes gradientes de temperatura al interior del cilindro durante la combustión, lo cual permite tener una mejor captura de la generación de ciertas especies químicas fuertemente dependientes de la temperatura, y sugiere la utilidad de incorporar interacciones de calor entre las zonas para un mejor modelado del proceso de combustión.

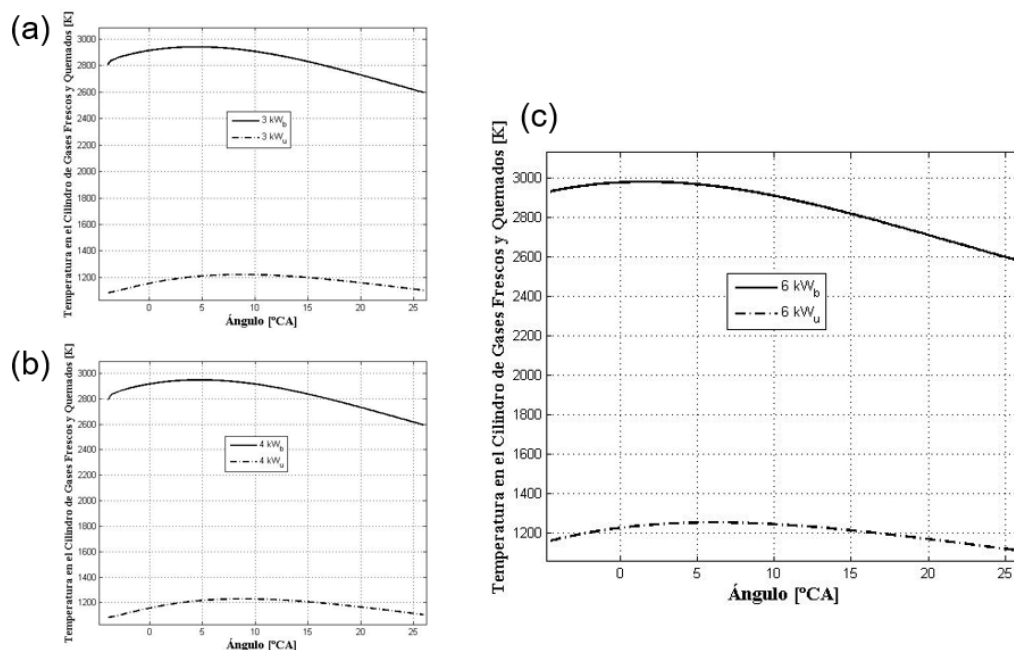


Figura 4. Perfiles de temperatura de las zonas, gases quemados (líneas continuas) y gases frescos (líneas discontinuas) para las diferentes cargas: (a) 3 kW, (b) 4 kW y (c) 6 kW. Motor operando con biogás y con un avance de chispa de 12 grados antes del PMS.

Por último, en la Tabla 4 se presentan los errores asociados a la predicción de algunas variables de desempeño, combustión y algunas especies en las emisiones. Se observan bajos errores en las principales variables de combustión del motor como presión máxima y ángulo de presión máxima, el trabajo indicado presenta grandes diferencias entre los resultados experimentales y los del modelo, también se obtienen errores importantes en la predicción de las emisiones altamente dependientes de la temperatura, NO_x y CO, por lo que se pone de manifiesto la necesidad de usar metodologías más robustas para el cálculo de la generación de estas especies durante la combustión, como es el caso del mecanismo extendido de Zeldovich para los óxidos de nitrógeno [18].

Tabla 4. Errores absolutos de algunas variables.

Variable	3 kW	4 kW	6 kW
Presión máxima	0.72%	1.09%	1.24%
Ángulos de la presión máxima	0.3 °CA	0.8 °CA	0.9 °CA
Trabajo indicado	26.42%	26.46%	20.01%
Temperatura máxima	6.75%	5.07%	1.83%
Tasa máxima de liberación de calor	9.18%	5.79	8.06%
Fracción molar de NO _x (base seca)	26.89%	29.57%	48.58%
Fracción molar de CO (base seca)	23.51%	21.11%	17.18%

Como trabajo futuro, y con base a los resultados presentados en este documento, es importante sumarle al modelo la transferencia de calor entre las zonas, además de una metodología que permita determinar la variación de temperatura del cilindro a lo largo de todo el ciclo.; de esta manera se espera aumentar el grado de predicción de las principales variables de combustión y de algunas especies dependientes de la temperatura como el monóxido de carbono y los óxidos de nitrógeno.

5. CONCLUSIONES

El objetivo del presente trabajo fue desarrollar un código computacional basado en parámetros termodinámicos (cero-dimensionales) y en la teoría de equilibrio químico para determinar las principales variables de combustión, operación y de algunas especies en las emisiones. Los resultados obtenidos al comparar el modelo con los datos experimentales obtenidos con un motor estacionario con alta relación de compresión que utiliza biogás como combustible permiten concluir que el modelo es adecuado para predecir variables de combustión simples como la presión máxima y ángulo de presión máxima.

Sin embargo, puede observarse que algunas variables de desempeño del motor, como el trabajo indicado, son altamente dependientes de los perfiles de presión generados durante el ciclo, y para mejorar la predicción de estos perfiles se hace necesario la integración al modelo de la variación de la temperatura de las paredes del cilindro. A su vez, una mejor cuantificación de los perfiles de temperatura al interior del cilindro puede mejorar la predicción de algunas especies contaminantes (CO y NOx) que son fuertemente dependientes de la temperatura al interior del cilindro.

Por último, y para mejorar la predicción de los óxidos de nitrógeno, es necesario integrar un modelo de cinética de primer orden (Zeldovich), el cual resulta más adecuado a fin de evitar sobre-estimaciones. La importancia de la temperatura desarrollada durante la combustión, causante principal de la creación de los óxidos de nitrógeno, sugiere el uso de modelos multi-zonales.

REFERENCIAS

- [1] *World Energy Balances 2018*. Paris: International Energy Agency, 2018.
- [2] S. Ruiz, J. Patino, A. Marquez, and J. Espinosa, "Optimal design for an electrical hybrid microgrid in Colombia under fuel price variation," *Int. J. Renew. Energy Res.*, vol. 7, no. 24, pp. 1535–1545, 2017.
- [3] L. Barrios-Ziolo, J. Robayo-Gómez, S. Prieto-Cadavid, and S. Cardona-Gallo, "Biorremediación de suelos contaminados con aceites usados de motor," *Rev. CINTEX*, vol. 20, no. 1, pp. 69–96, 2015.
- [4] F. Vargas Álvarez, "Motores estacionarios diesel operados con aceite vegetal crudo de jatrofa y palma," *Rev. CINTEX*, vol. 21, no. 1, pp. 45–70, 2016.
- [5] IPCC, "Global warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty," World Meteorological Organization, Geneva, Switzerland, 2018.
- [6] J. P. Montoya Gómez, A. Amell Arrieta, and J. Zapata Lopez, "Spark ignition engine performance and emissions in a high compression engine using biogas and methane mixtures without knock occurrence," *Therm. Sci.*, vol. 19, no. 6, pp. 1919–1930, 2015.
- [7] N. N. Mustafi, R. R. Raine, and P. K. Bansal, "The Use of Biogas in Internal Combustion Engines: A Review," in *ASME 2006 Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference (ICES2006)*, Aachen, Germany, 2006, vol. 2006, pp. 225–234.
- [8] J. Cardona Gil, J. H. Gallego Orrego, C. Isaza Roldán, R. Torres Salazar, and D. López Chejne, "Integración de Tecnologías Energéticamente Eficientes en Sistemas de Climatización Operados con Energía Térmica," *Rev. CINTEX*, vol. 22, no. 1, pp. 83–96, 2017.
- [9] Y. Qian, S. Sun, D. Ju, X. Shan, and X. Lu, "Review of the state-of-the-art of biogas combustion mechanisms and applications in internal combustion engines," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 69, pp. 50–58, Mar. 2017.
- [10] M. Yao, Z. Zheng, and H. Liu, "Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines," *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 35, no. 5, pp. 398–437, Oct. 2009.
- [11] J. Palacio, M. Fulla, and I. Rivera, "Modelo Físico-Matemático para la Estimación del Tamaño de Partículas en Suspensiones Coloidales de Baja Dilución," *Rev. CINTEX*, vol. 20, no. 1, pp. 53–68, 2015.
- [12] R. Isermann, *Engine modeling and control: modeling and electronic management of internal combustion engines*. Heidelberg: Springer, 2014.
- [13] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [14] G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," presented at the National Fuels and Lubricants, Powerplants, Transportation Meetings, 1967.
- [15] J. W. Fox, W. K. Cheng, and J. B. Heywood, "A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines," presented at the International Congress & Exposition, 1993.
- [16] G. P. Blair, *Design and simulation of four-stroke engines*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1999.
- [17] "JANAF THERMOCHEMICAL TABLES," *Anal. Chem.*, vol. 61, no. 23, pp. 1327A–1327A, Dec. 1989.

- [18] G. A. Lavoie, J. B. Heywood, and J. C. Keck, "Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines," *Combust. Sci. Technol.*, vol. 1, no. 4, pp. 313–326, Feb. 1970.