

Diseño de una herramienta computacional para el análisis termodinámico de motores de combustión interna tipo Otto

Design of a computational tool for thermodynamic analysis of Otto type internal combustion engines

Santiago Valencia-Cañola ^{1a}, Khaleb Téllez-Soleimán ^{1b}, Tadashi Kadowaki-Jiménez ^{1c},
Carlos Bustamante-Chaverra ^{1d}

¹ Grupo de investigación en Energía y Termodinámica, Universidad Pontificia Bolivariana, Colombia.

Correos electrónicos: ^a santiago.valenciac@upb.edu.co,

^b khalleb.tellez@upb.edu.co, ^c tadashi.kadowaki@upb.edu.co, ^d carlos.bustamante@upb.edu.co

Orcid: ^a 0000-0002-3117-1705, ^d 0000-0001-6625-1804

Recibido: 20 noviembre, 2020. Aceptado: 16 junio, 2021. Versión final: 24 septiembre, 2021.

Resumen

Se obtiene una completa descripción del comportamiento termodinámico de un motor tipo Otto en función del ángulo de giro del eje mediante un código en lenguaje Python. A partir de los resultados, se estiman indicadores de alta relevancia técnica como la presión efectiva indicada, la potencia específica de freno, el consumo específico de combustible y la eficiencia volumétrica. El método propuesto soluciona balances de masa y energía en estado transitorio incluyendo flujo compresible a través de las válvulas y velocidad de combustión. La validación del código implementado se realiza mediante comparación con mediciones experimentales para funcionamiento de motor en modo de arrastre y a condiciones de velocidad angular constante. Empleando la metodología desarrollada, se encuentran resultados más realistas para, entre otros indicadores, la eficiencia térmica, eficiencia volumétrica y la presión media efectiva, y es posible predecir de manera precisa y eficiente el comportamiento termodinámico de motores tipo Otto.

Palabras clave: motor de combustión interna; comportamiento transitorio; análisis termodinámico; ciclo Otto; Cantera; transferencia de calor; comportamiento en arrastrado; presión en cámara; eficiencia térmica; Python.

Abstract

A complete description of the thermodynamic behavior of an Otto cycle engine is obtained in terms of the shaft rotation angle by a Python code. Based on the results, indicators of high technical relevance are calculated, including the effective pressure, the specific break power, the exact fuel consumption, and the volumetric efficiency. The proposed method solves transient mass and energy balances including compressible flow through the valves and combustion speed. The implemented code is validated by comparing numerical results with experimental measurements of an engine operating without combustion stage and at constant angular speed. By using the developed methodology, more conservative and realistic results are found for, among other indicators, thermal efficiency, volumetric efficiency and effective average pressure, and it is possible to predict the thermodynamic behavior of Otto cycle engines in an accurate and efficient way.

Keywords: internal combustion engine; thermodynamic analysis; transient behavior; Otto cycle; Quarry; heat transfer; dragged behavior; chamber pressure; thermal efficiency; Python.

ISSN impreso: 1657 - 4583. ISSN en línea: 2145 - 8456, **CC BY-ND 4.0** 

Como citar: S. Valencia-Cañola, K. Téllez-Soleimán, T. Kadowaki-Jiménez, C. Bustamante-Chaverra, "Diseño de una herramienta computacional para el análisis termodinámico de motores de combustión interna tipo Otto," *Rev. UIS Ing.*, vol. 21, no. 1, pp. 43-56, 2022, doi: <https://doi.org/10.18273/revuin.v21n1-2022004>.

1. Introducción

Las herramientas computacionales pueden jugar un papel determinante en los procesos de diseño y análisis de motores de combustión interna, tienen la capacidad de estimar de forma eficiente y precisa variables como presión y temperatura máxima de funcionamiento, e indicadores de funcionamiento como la eficiencia térmica y volumétrica, el torque y presión media efectiva.

Estas representan una contribución tanto al estado del arte como a la técnica, permiten al diseñador realizar análisis de sensibilidad de parámetros geométricos, estequiométricos y de condiciones de funcionamiento. También, podrían reducir costos y tiempos asociados a la evaluación experimental. Una aplicación de estas herramientas, enfocada al diseño y predicción operacional, son los motores de combustión interna, específicamente, los de ciclo Otto y diésel. El ciclo Otto se entiende como un proceso de cuatro tiempos iterativo, donde dos revoluciones del cigüeñal hacen que el pistón realice cuatro recorridos. Durante este ciclo ocurren compresión, combustión a volumen constante, expansión, escape y admisión [1], [2].

Pulkrabek [3] propone un modelo teórico para el cálculo de indicadores termodinámicos, basado en balances de energía en un ciclo Otto ideal, en donde se asume la condición de aire frío para la mezcla aire combustible y gases de combustión, procesos de compresión y expansión isotrópicos, discretización en estados de pseudoequilibrio y combustión instantánea para el cálculo de las propiedades termodinámicas en el ciclo. Los resultados de este tipo de modelos pueden ser empleados para obtener una primera estimación de los indicadores y la verificación de metodologías más refinadas.

Figueiredo [4] presenta un modelo de cálculo de la termodinámica de un motor de combustión interna en estado transitorio más realista, dado que se consideran, entre otros aspectos, procesos de transferencia de calor, presencia de fase quemada y no quemada y velocidad de flama en términos del ángulo de giro del cigüeñal. Modelos similares han sido empleados para simular el comportamiento termodinámico de motores de combustión interna con diferentes combustibles y en diferentes condiciones de operación.

Ambros *et al.* [5] simulan el funcionamiento de un motor tipo Otto con mezclas de etanol-agua; encuentran, a partir de los resultados obtenidos, que la mezcla 70 % v/v etanol, 30 % v/v agua ofrece un mejor rendimiento en términos de torque, potencia, eficiencia y consumo específico. También sugieren que una ignición en el

punto de máximo torque puede mejorar el rendimiento del motor. A pesar del hecho de obtener errores en los resultados numéricos menores al 13 %, los autores mencionan la necesidad de mejorar la herramienta incluyendo el modelado termodinámico de los tiempos de admisión y escape.

Barjaneh y Sayyaadi [6] desarrollan un nuevo modelo cerrado termodinámico, basado en la termodinámica de velocidad finita (FST), en el cual se corrigen errores surgidos por los límites de reversibilidad normalmente obtenidos de modelos basados en la termodinámica de tiempo finito (FTT). Luego de una comparación entre ambos modelos, llegaron a una reducción de error en el cálculo de la potencia estimada del 167,5 % en el modelo FTT a un 39 % en el nuevo modelo basado en FST. Los autores concluyen que el método FST tiene superioridad considerable en la obtención de resultados como potencia, eficiencia térmica y temperaturas de operación.

Nunes de Faria *et al.* [7] presentan una simulación termodinámica de un motor de combustión interna tipo Otto con el uso de biogás como combustible alternativo. Se empleó un modelo de simulación de dimensión cero para predecir características de rendimiento tales como presión efectiva media y potencia indicada. El modelo fue validado experimentalmente para la potencia indicada; se evidenció un bajo rendimiento del motor con este tipo de combustible. Los autores sugieren mejorar el modelo para incluir cambios de composición química del biogás simulado y así obtener resultados de rendimiento en función de este parámetro.

De acuerdo con Abedin *et al.* [8], es pertinente realizar investigaciones teóricas considerando la influencia de los parámetros estequiométricos, propiedades termodinámicas y de velocidades de flama en la estimación del funcionamiento del motor empleando combustibles alternativos.

Adicionalmente, y como lo menciona Alagumalai *et al.* [9], las desventajas encontradas en términos de eficiencia térmica al emplear combustibles duales pueden ser mitigadas mediante la puesta a punto del motor, asistida por herramientas computacionales.

Además, de acuerdo con Nunes de Faria *et al.* [7], resulta necesario implementar relaciones de Wiebe más acertadas, que disminuyan la incertidumbre asociada a la modelación del proceso de combustión. También se resaltan los beneficios de las herramientas de simulación para encontrar las mejores condiciones de operación, en su caso, aplicadas a diferentes combustibles alternativos.

En este trabajo se presenta la formulación, implementación computacional y validación de un modelo termodinámico basado en balances transitorios de masa y energía en términos del ángulo del eje del cigüeñal.

El código computacional es implementado en lenguaje Python; se emplea la librería Cantera para el cálculo de propiedades termodinámicas. Los resultados obtenidos se comparan con los del modelo pseudotransitorio. La herramienta computacional desarrollada se valida mediante la comparación con perfiles de temperatura y presión obtenidos por otros autores en condiciones de arrastrado y funcionamiento a velocidad angular constante. En la siguiente sección se presentan el modelo pseudotransitorio y los indicadores relevantes para el diseño termodinámico de motores de combustión interna. Posteriormente, se presenta el modelo transitorio propuesto en función del ángulo de giro del eje del motor. En la sección 3 se presentan los resultados obtenidos mediante los modelos pseudotransitorio y transitorio, la validación en condición de arrastrado (sin combustión) y en condiciones normales de funcionamiento.

2. Modelos matemáticos

El modelo pseudotransitorio es una primera aproximación a la descripción termodinámica y a la obtención de parámetros de rendimiento del motor tipo Otto. Este modelo es detallado a continuación como una introducción al modelo transitorio desarrollado, implementado y validado en el presente trabajo. El modelo transitorio que simula el comportamiento termodinámico del motor en dos giros del cigüeñal, correspondientes a los cuatro tiempos del motor, es explicado en la segunda parte de esta sección.

2.1. Modelo pseudotransitorio

Las ecuaciones que describen la termodinámica del motor tipo Otto se resuelven mediante un código en el entorno de Python [11], que emplea la librería Cantera [10] y que se puede encontrar en el enlace <https://github.com/candresb19/Potice/blob/main/poticev1.5.py>. El código emplea la librería Scipy para la solución de problemas de valor inicial, con el objetivo de solucionar las ecuaciones diferenciales ordinarias que representan los balances transitorios de masa y energía al interior del cilindro. La librería Cantera permite definir la sustancia de trabajo, en este caso, aire (admisión y compresión) y gases de combustión (expansión y rechazo), y calcular el estado termodinámico en cada punto del ciclo a partir de dos propiedades independientes. El ciclo Otto es discretizado en cinco puntos de pseudoequilibrio: 0) comienzo de la

compresión isentrópica, 1) principio de la ignición, 2) comienzo de la expansión, 3) comienzo de salida de calor representado el efecto termodinámico de salida de los gases y 4) final del rechazo de los gases.

En cada uno de estos puntos, se define el estado termodinámico a partir de dos propiedades intensivas. Para el punto 0, se calcula el estado con presión y temperatura iniciales. En los demás puntos, el estado es calculado a partir de las temperaturas y otra propiedad termodinámica, de acuerdo con los balances de energía, detallados más adelante en esta sección.

Calculados los estados termodinámicos, la eficiencia térmica del motor (3) se obtiene considerando las definiciones del calor específico de salida q y el trabajo específico neto, w_{neto} , dados por:

$$q_{out} = u_4 - u_0 \quad (1)$$

$$w_{neto} = q_{in} - q_{out} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{w_{neto}}{q_{in}} \quad (3)$$

Donde u es la energía interna y q_{in} es el calor de entrada que corresponde a la energía liberada durante el proceso de combustión y que se calcula como el producto entre el poder calorífico, la fracción másica de combustible en la mezcla y la eficiencia de combustión. Esta última se estima proporcionalmente al porcentaje de combustible quemado y a la transferencia de calor durante el proceso. A partir de estas cantidades es posible encontrar un valor preliminar para los indicadores de rendimiento descritos a continuación y definidos por las ecuaciones (4)-(9).

$$Imep = \frac{w_{neto}}{v_0 - v_1} \quad (4)$$

$$Pi = \frac{w_{neto} \left(\frac{\omega}{60} \right)}{2} N_c \quad (5)$$

$Imep$ es la presión efectiva indicada, v es el volumen del cilindro en diferentes puntos del ciclo, Pi es la potencia indicada, ω es la velocidad angular del motor, N_c es el número de cilindros.

$$Pb = \eta_m P_i \quad (6)$$

Pb es el trabajo y la potencia de freno, es decir, la potencia disponible en el eje de salida del motor después de considerarse la eficiencia mecánica del arreglo compuesto por el pistón, las bielas, los acoples y los ejes, η_m .

Otros indicadores importantes del rendimiento del motor son la potencia específica de freno (BSP), que indica la potencia por unidad de área transversal considerando el diámetro del cilindro (D), y el consumo específico de combustible (bsf), como la relación entre la masa de combustible m_f , dada la velocidad angular ω , el número de cilindros y la potencia de freno.

$$BSP = \frac{P_b}{\frac{\pi D^2}{4} N_c} \quad (7)$$

$$bsfc = \frac{m_f \left(\frac{\omega}{4}\right) N_c}{2P_b} \quad (8)$$

$$\eta_v = \frac{m_A}{\rho_{aire} V_d} \quad (9)$$

El ciclo ideal con suposición de aire frío y procesos isentrópicos de compresión y expansión, presentado en [3], es refinado para obtener un modelo pseudotransitorio, al incluir la composición de la mezcla aire combustible a partir de balances estequiométricos y procesos politrópicos de compresión y expansión y transferencia de calor al exterior del cilindro mediante los balances de energía (10), (11) y (12), de los cuales se obtienen, respectivamente, los valores de temperatura T_2 , T_3 y T_4 .

$$\bar{c}_v(T_4 - T_3) = -\frac{R(T_4 - T_3)}{1 - n} - UA\left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_\infty\right) \quad (10)$$

$$\bar{c}_v(T_2 - T_1) = \frac{R(T_2 - T_1)}{1 - n} - UA\left(\frac{T_1 + T_2}{2} - T_\infty\right) \quad (11)$$

$$\bar{c}_v(T_3 - T_2) = q_{in} - UA\left(\frac{T_3 + T_4}{2} - T_\infty\right) \quad (12)$$

En las ecuaciones anteriores, \bar{c}_v es el calor específico promedio a volumen constante, R es la constante de gases ideales del aire, n es el exponente de trabajo politrópico, U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y T_∞ es la temperatura del fluido de refrigeración. El coeficiente n es calculado en términos de las relaciones de calores específicos γ , de acuerdo con la expresión (13).

$$n = \frac{\eta_p \gamma}{1 + \eta_p \gamma - \gamma} \quad (13)$$

Donde η_p es la eficiencia de trabajo politrópico, tomada como un valor promedio típico para motores tipo Otto. El coeficiente de transferencia de calor U se calcula a partir del circuito térmico equivalente entre la temperatura al interior del cilindro y la temperatura del medio refrigerante [12], de acuerdo con (15) y utilizando la correlación de Hohemberg (14) [13] para calcular el coeficiente de transferencia por convección dentro del cilindro h_g .

$$h_g = C_1 V^{-0.06} T^{-0.4} P^{0.8} (V_p C_2)^{0.8} \quad (14)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2kS\pi} + \frac{1}{Ah_0}} \quad (15)$$

En las ecuaciones anteriores, se define a partir de la literatura $C_1 = 130$; $C_2 = 1,4$; V_p , la velocidad lineal del pistón; A_i , el área interna del cilindro; r_e , el radio externo del cilindro; r_i , el radio interno del cilindro; k , el coeficiente de conductividad térmica del material del cilindro, y h_0 es el coeficiente de convección con el refrigerante.

2.2. Modelo transitorio

Para obtener resultados más realistas y conservativos, se implementa un modelo transitorio para hallar la temperatura y presión por medio de funciones, que están en relación con el ángulo de giro del eje del motor (θ).

A partir de parámetros geométricos del motor (radio de compresión r_c , volumen máximo del cilindro V_m , relación entre longitudes de biela y manivela R_c y el análisis cinemático del mecanismo eje-biela-pistón) se obtiene la expresión (16) para el volumen del cilindro en términos de θ . La tasa de cambio del volumen (17) se obtiene al derivar esta expresión con respecto al ángulo.

$$v(\theta) = V_m \left(\frac{1}{r_c} + \frac{1}{2} \left(1 - \frac{1}{r_c} \right) \right) \left(1 + \cos(\theta) + R_c - \sqrt{R_c^2 - (\sin(\theta))^2} \right) \quad (16)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{V_m}{2} \left(1 - \frac{1}{r_c} \right) \left(\frac{\sin(\theta) \cos(\theta)}{\sqrt{R_c^2 - (\sin(\theta))^2}} - \sin(\theta) \right) \quad (17)$$

Para la etapa de compresión, se asume una mezcla de aire y una fracción remanente de los gases de combustión en el interior del cilindro. Las propiedades del gas se diferencian del aire con el subíndice g . A partir del balance de energía en el cilindro, se obtiene una expresión para el cambio de temperatura con respecto al ángulo de rotación (18), que para la etapa de compresión va desde el cierre de la válvula de admisión (aproximadamente 0 radianes) hasta poco antes del punto muerto superior (π radianes), dado que la combustión comienza unos instantes antes de alcanzar este punto.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\hat{Q}}{m_t A} - \frac{(xR_g + (1-x)R)T}{A_v} \frac{dv}{d\theta} \quad (18)$$

En la ecuación anterior, \hat{Q} es el calor por radianes que sale del motor, calculado a partir de (15); m_t es la masa total dentro del cilindro; R es la constante de los gases; x equivale a la fracción de masa de gases de combustión dada por (19), y A es la función de los calores específicos (20).

$$x = \frac{m_g}{m_t} \quad (19)$$

$$A = x(C_{vg} - C_v) + C_v \quad (20)$$

La ecuación (18) se resuelve mediante la función Odeint [14] de la librería SciPy de Python, en términos de la temperatura en cada uno de los pasos de ángulo en que se divide el intervalo de 0 hasta el ángulo de inicio de la combustión. Las demás propiedades termodinámicas se calculan con la librería Cantera, a partir de la temperatura y la densidad. Esta última se calcula con base en las masas de aire y gases conocidas desde la estequiometría y el cambio del volumen del cilindro. Los valores iniciales de temperatura corresponden a los valores en el estado (0) en el método pseudotransitorio.

El proceso de combustión comienza en un ángulo determinado por la ignición y termina en el punto donde se consume el combustible al interior del cilindro; además del balance de energía para la mezcla sin quemar (21) y para los gases (quemados) (22), se requieren balances de masa, dado que la masa de aire-combustible se transforma en masa de gases.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\hat{Q}_{inq} - P \left(\frac{dV}{d\theta} \right) \omega + \dot{m}(C_v - C_p)T}{mC_v\omega} \quad (21)$$

$$\frac{dT_g}{d\theta} = \frac{\hat{Q}_g - P \left(\frac{dV_g}{d\theta} \right) \omega + \dot{m}_g(C_p T - C_{pg} T_g + PCI \frac{mF}{m})}{m_g C_{vg} \omega} \quad (22)$$

La tasa de transferencia de calor \hat{Q} se pondera con la fracción másica de gases de combustión x para diferenciar entre la transferencia de calor desde los inquemados (23) y desde los gases de combustión (24). Así mismo, las ecuaciones (25) y (26) son empleadas para calcular, respectivamente, el volumen de inquemados y quemados. P es la presión dentro del cilindro; ω es la velocidad angular del cigüeñal; \dot{m} es el cambio de masa de inquemados, dado por la ecuación (27); \dot{m}_g es el cambio de masa de quemados, calculado a partir del balance de masa al interior del cilindro (28).

$$\hat{Q}_{inq} = (1 - x)\hat{Q} \quad (23)$$

$$\hat{Q}_g = x\hat{Q} \quad (24)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{\dot{m}v}{mt} + \frac{V}{v} \frac{dV}{d\theta} \quad (25)$$

$$\frac{dV_g}{d\theta} = \frac{\frac{1}{R_a^2} r_a^2 \frac{dv}{d\theta} + \frac{2vr_a}{R_a^2} Vf}{w} \quad (26)$$

$$\dot{m} = -m \left(\frac{1}{v} \frac{dV}{d\theta} - \frac{v_g V_g}{v^2} \frac{dv}{d\theta} \right) \quad (27)$$

$$\dot{m}_g = -\dot{m} \quad (28)$$

En las ecuaciones anteriores, R_a es el radio del cilindro, r_a es el radio de la llama de la combustión que se propaga con una velocidad V_f . Por simplicidad, se considera constante partiendo del valor reportado de 0,4 m/s [4] para motores tipo Otto a gasolina.

Para la solución numérica de (21), (22) y (28), y dado el grado de *stiffness* o rigidez de las ecuaciones, se emplea la función Solve_ivp [15] de la librería Scipy de Python, basada en el método de Runge-Kutta.

Para la expansión, que va desde el final de la combustión hasta la apertura de la válvula de rechazo, se asume que el contenido total del cilindro son gases de combustión (quemados) y que su masa es constante. La expresión obtenida del balance de energía para el cambio de temperatura con respecto al ángulo para este proceso está dada por la expresión (29).

$$\frac{dT_g}{d\theta} = \frac{\hat{Q}_g}{m_g C_{vg}} - R_g \frac{T_g}{C_{vg} v} \frac{dv}{d\theta} \quad (29)$$

Para la solución numérica de las ecuaciones de los procesos de expansión, escape y admisión, se utiliza la función Odeint, puesto que las ecuaciones no presentan rigidez.

En los procesos de escape y admisión, se introducen parámetros geométricos y de funcionamiento de las válvulas, para tener en cuenta la caída de presión de salida y la entrada de fluidos a través de los orificios y el trabajo asociado a estos procesos. La ecuación (30) se emplea para calcular el área de los orificios de las válvulas, que se encuentra en términos del *lift* o levantamiento de la válvula, dado por la ecuación (31), en términos del ángulo de giro y de los parámetros geométricos.

$$A_v = \min(\pi D l(\theta), \frac{1}{4} \pi (D^2 - d^2)) \quad (30)$$

$$l(\theta) = \frac{l_m}{2} (1 - \cos(\theta)) \quad (31)$$

En estas expresiones, D es el diámetro de la cabeza de la válvula, d es el diámetro del vástago de la válvula y l_m es el levantamiento máximo de la misma.

Conociendo el área de salida o entrada, se puede estimar el flujo másico a partir de la siguiente ecuación de flujo, compresible a través de una válvula.

$$m_{cr} = \pm \rho_0 C_f A_m * c_0 * \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k+1)}} \quad (32)$$

Donde ρ_0 es la densidad del fluido, en este caso quemados (escape) o inquemados (admisión); C_f es el coeficiente de fricción, que para este tipo de válvulas se fija en 0,4 [4]; c_0 es la velocidad del sonido en el fluido, dada para gases ideales por (33); y k es la relación de calores específicos.

$$c_0 = \sqrt{kRT} \quad (33)$$

El proceso de escape comienza con la apertura y termina con el cierre de la válvula de escape. El balance de masa para el proceso de escape estaría dado por la ecuación (32), donde m_{crg} es el flujo másico de quemados, como se muestra en la ecuación (34).

$$\frac{dm_g}{d\theta} = -\hat{m}_{crg} = -\frac{m_{crg}}{\omega} \quad (34)$$

El balance de energía para este proceso está dado por la ecuación (35), en términos de las propiedades de los inquemados.

$$\frac{dT_g}{d\theta} = \frac{\hat{Q}_g}{m_g C_{vg}} - R_g \frac{T_g}{C_{vg} v} \frac{dv}{d\theta} - \frac{\hat{m}_{cr} R_g T_g}{m_g C_{vg}} \quad (35)$$

El proceso de admisión de aire comprende el lapso entre la apertura y el cierre de la válvula de admisión. En este caso, el balance de la masa está dado por la ecuación (36) considerando el flujo másico de entrada, en función de las propiedades de los inquemados y de las dimensiones de la válvula de admisión.

$$\frac{dm}{d\theta} = -\hat{m}_{cr} = -\frac{m_{cr}}{\omega} \quad (36)$$

El balance de energía, durante la admisión, está dado por la expresión (37), donde m_t es la suma de inquemados que ingresan y de quemados que permanecen después del escape.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\hat{Q}}{m_t C_v} - \frac{RT}{C_v v} \frac{dv}{d\theta} + \frac{\hat{m}_{cr} (C_p T_{\infty} - C_v T)}{m_t C_v} \quad (37)$$

Una vez obtenidas las propiedades termodinámicas en cada uno de los puntos del ciclo, es posible calcular los indicadores de rendimiento, en este caso, con valores más conservativos y realistas.

3. Resultados

En la primera parte de esta sección, se valida el modelo de cálculo para motor en arrastrado (sin combustión), con el fin de verificar los modelos de cálculo y la implementación computacional de los procesos de compresión, expansión, escape y admisión. En la segunda parte, se realiza la validación del método transitorio, incluyendo combustión, mediante la comparación con resultados numéricos validados y reportados en la literatura. Finalmente, se aplica el método a un motor diferente tomado como un caso de estudio para la herramienta.

3.1. Validación del modelo de motor en arrastrado

Con el fin de adaptar el programa a una situación de motor en arrastre, se trabaja el ciclo únicamente con aire, y no se tiene en cuenta el proceso de combustión. Partiendo de los datos reportados por Garrido [16] para un motor CFR tipo Otto analizado teórica y experimentalmente, se fijaron parámetros y condiciones de operación (geometrías, velocidad, presión y temperatura), con el objetivo de comparar el comportamiento de la presión y la temperatura a diferentes relaciones de compresión.

Con base en los resultados reportados por Garrido [16] para flujo a través de las válvulas, se hacen ajustes a los parámetros de las válvulas y se adecúan los balances de masa y energía para considerar ángulos del eje donde ambas válvulas (admisión y rechazo) estén abiertas, como ocurre, de acuerdo con la [tabla 1](#), entre los ángulos $3,056 \pi$ y $1,417 \pi$.

Los parámetros geométricos y de operación de las válvulas se reportan en la [tabla 2](#), de acuerdo con los resultados de Garrido [16]; se incluye los ajustes realizados para garantizar un flujo másico adecuado para el funcionamiento del ciclo en función del comportamiento de las válvulas.

Tabla 1. Ángulos de giro del cigüeñal por etapa

Etapa	Inicio [rad]	Fin [rad]
Compresión	0	π
Expansión	π	$1,778 \pi$
Rechazo	$1,778 \pi$	$1,417 \pi$
Admisión	$3,056 \pi$	$4,189 \pi$

Fuente: elaboración propia.

Tabla 2. Parámetros de válvulas

Dato [unidades]	Valor
Diámetro válvula [m]	0,03014
diámetro stem [m]	0,00995
Cf admisión	0,11
Cf rechazo	0,068
Lm	0,01

Fuente: elaboración propia.

Los resultados obtenidos y su error relativo con respecto a las mediciones experimentales reportadas y la simulación realizada por Garrido [16] se presentan en las tablas 3, 4 y 5 para la presión máxima en el ciclo (final de la compresión), la presión a un ángulo de $3,7$ rad y la masa de aire en el cilindro, respectivamente. La tabla 5 hace referencia a la cantidad de masa de aire en el ciclo, es decir, la cantidad de aire que entra por las válvulas, menos el remanente, el cual es el 4 % del volumen.

El mayor error relativo de la simulación con respecto a la referencia es de 5,18 % en los cálculos de presión. Se evidencia cómo en dos ángulos diferentes de presión (final de la compresión y $1,17 \pi$ rad) se obtienen resultados muy precisos, a pesar de utilizar simulaciones basadas en diferentes modelos matemáticos. De manera similar, para la masa de aire en el ciclo se obtiene un error relativo máximo de 3,46 %, teniendo en cuenta que la fracción remanente de gases es independiente de la relación de compresión, la cual es el 4 % del volumen del cilindro.

Tabla 3. Resultados presión máxima en arrastre

Relación de Compresión	Pmax [MPa]				
	Simulación [16]	Experimental [16]	Resultados numéricos obtenidos	Error relativo simulación	Error relativo experimental
10,33	2,066	2,066	2,173	5,18 %	5,18 %
8,54	1,660	1,641	1,664	0,27 %	1,43 %
7,78	1,465	1,465	1,449	1,11 %	1,11 %
7,17	1,301	1,325	1,281	1,55 %	3,34 %
6,73	1,205	1,214	1,163	3,49 %	4,20 %

Fuente: elaboración propia.

Tabla 4. Resultados presión a $1,17 \pi$ rad en arrastre

Relación de Compresión	P $1,17 \pi$ [MPa]				
	Simulación Garrido [5]	Experimental	Resultados simulación programa	Error relativo simulación	Error relativo experimental
10,33	0,0952	0,0937	0,0954	0,21 %	1,81 %
8,54	0,0958	0,0934	0,0933	2,61 %	0,11 %
7,78	0,0957	0,0936	0,0921	3,76 %	1,60 %
7,17	0,0955	0,0932	0,0917	3,98 %	1,61 %
6,73	0,0954	0,0932	0,0909	4,72 %	2,47 %

Fuente: elaboración propia.

Tabla 5. Resultados masa de aire en el ciclo

Relación de compresión	Masa aire [g/ciclo]				
	Simulación Garrido[5]	Experimental	Resultados simulación programa	Error relativo simulación	Error relativo experimental
10,33	0,580	0,579	0,597	2,93 %	3,11 %
8,54	0,578	0,594	0,597	3,28 %	0,50 %
7,78	0,578	0,587	0,597	3,28 %	1,70 %
7,17	0,578	0,592	0,597	3,28 %	0,84 %
6,73	0,577	0,594	0,597	3,46 %	0,50 %

Fuente: elaboración propia.

Dado que los resultados numéricos fueron comparados con los ensayos experimentales que reportó Garrido [16], y a que se obtuvo un error relativo menor al 6 % para todos los valores de relación de compresión, se asume que el modelo reproduce fielmente los procesos reales de compresión, expansión, escape y admisión. Sin embargo, estos resultados son puntuales y no permiten comprender el comportamiento del ciclo en función del eje del ángulo. En este sentido, se presentan resultados numéricos obtenidos para una relación de compresión de 10,33. En los casos en que se reportaron los comportamientos simulados por Garrido [16], se realiza la comparación.

La figura 1 corresponde a la curva de masa total (inquemados más quemados) que permanecen dentro del cilindro, con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

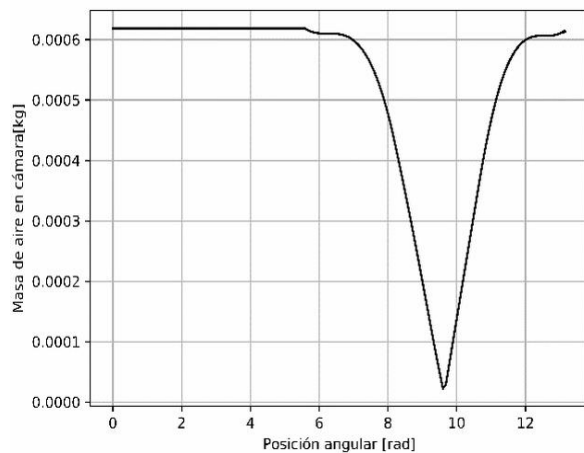


Figura 1. Masa en la cámara en 1 ciclo. Fuente: elaboración propia.

La masa dentro del cilindro se mantiene constante durante los procesos de compresión y expansión; en el escape, la masa decrece hasta alcanzar el valor de

fracción residual de gases, y, finalmente, aumenta en el proceso de admisión para volver al valor inicial. El remanente de $(2,24 \cdot 10^{-5})$ kg está definido como el 4 % del volumen total, de acuerdo con la literatura.

El comportamiento de flujo másico neto de entrada a través de las válvulas se puede observar en la figura 2.

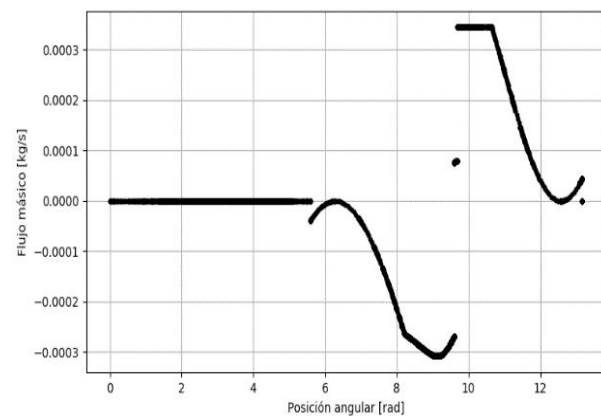


Figura 2. Flujo másico en 1 ciclo. Fuente: elaboración propia.

Durante los procesos de compresión y expansión las válvulas permanecen cerradas por lo que el flujo es cero. En el escape se evidencia un aumento gradual del caudal, conforme la válvula se abre. En la admisión, el flujo de entrada ocurre de manera súbita y va disminuyendo con el cierre paulatino de la válvula.

También en la figura 2 es posible apreciar el efecto del solapamiento de la apertura de las válvulas. El flujo másico de aire correspondiente a $3,05 \pi$ tiene un valor medio entre los máximos de salida y entrada. Las discontinuidades en el comportamiento responden a la naturaleza discreta de los resultados numéricos.

El comportamiento de la presión en el cilindro con respecto al ángulo de giro del cigüeñal se presenta en la **figura 3**, junto con los resultados de la simulación de Garrido [16]. El comportamiento esperado presenta un aumento de presión en la compresión generada por el movimiento del pistón y su posterior disminución por la expansión y salida de masa. Como se puede observar, las tendencias y los valores de presión obtenidos son similares a los resultados de referencia.

En cuanto a la temperatura de la mezcla en el cilindro, la **figura 4** muestra el aumento ocasionado por la compresión, seguido por el enfriamiento asociado a la expansión. Al momento de la expulsión, se ve un aumento considerable en la temperatura, debido a la compresión que se da por la subida del pistón para rechazar la masa del sistema y, a su vez, por la disminución de masa dentro del mismo. Por último, se restablece la temperatura debido a la admisión de mezcla aire-combustible fría para volver a iniciar el ciclo.

La **figura 3** confirma la cercanía de resultados a lo largo de todo el ciclo del motor en arrastre, lo cual indica que el modelo reproduce fielmente el comportamiento en función del ángulo del eje del motor.

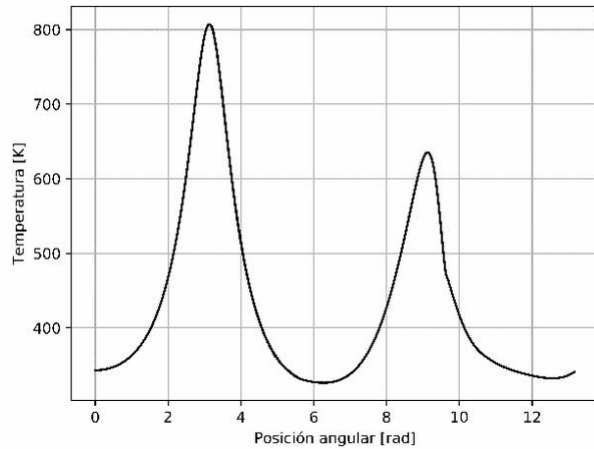


Figura 4. Temperatura en 1 ciclo. Fuente: elaboración propia.

3.2. Validación del modelo

Con el objetivo de validar la metodología implementada para simular el proceso de combustión, se comparan los resultados con los valores obtenidos por Mohammadi *et al.* [17], mediante el uso de herramientas validadas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para un motor de combustión interna tipo Otto.

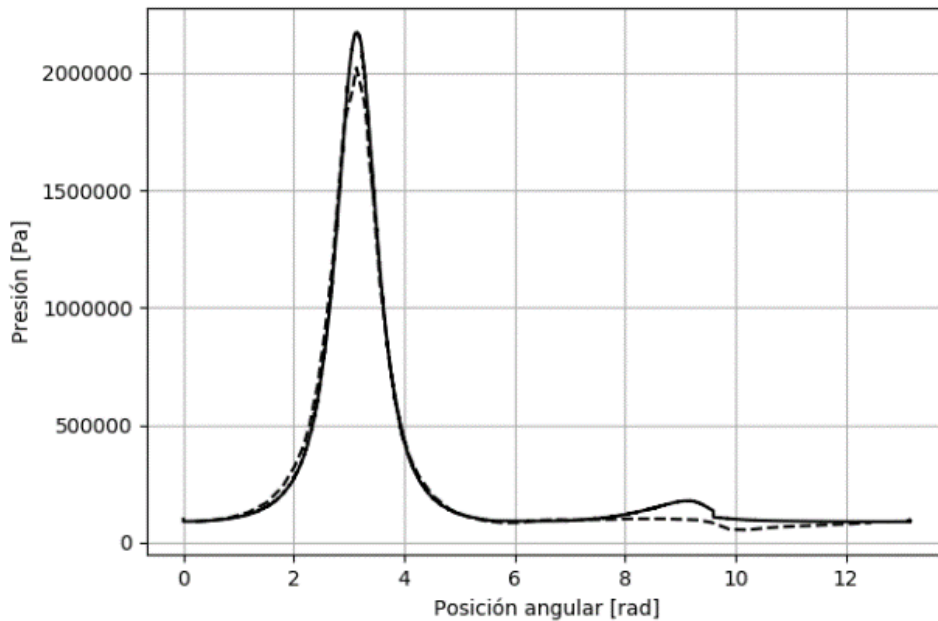


Figura 3. Presión en 1 ciclo, modelo Garrido [16] validado (—) y modelo transitorio en arrastrado (---). Fuente: elaboración propia.

En la [tabla 6](#) se presentan los datos geométricos y de operación necesarios para obtener los resultados numéricos presentados a continuación. En la [figura 5](#) se observa la comparación entre las curvas de presión que generan ambos modelos, mientras que en la [figura 6](#) se puede observar la comparación entre las curvas de temperatura.

Como se puede ver en las [figuras 5 y 6](#), los datos reportados en la simulación de Mohammadi *et al.* [17] solo cubren el proceso de combustión, puesto que en el modelamiento de este radica su interés.

Tabla 6. Datos del motor de validación

Dato [unidades]	Valor
Volumen desplazado [cm ³]	1997,5
Número de cilindros	4
Velocidad angular [rpm]	3500
Poder calorífico combustible [MJ/kg]	44,3
Exceso de aire [%]	10
Diámetro [cm]	8,5
Carrera [cm]	8,8
Radio de compresión	10,3:1
Fluido de refrigeración	Líquido

Fuente: [17].

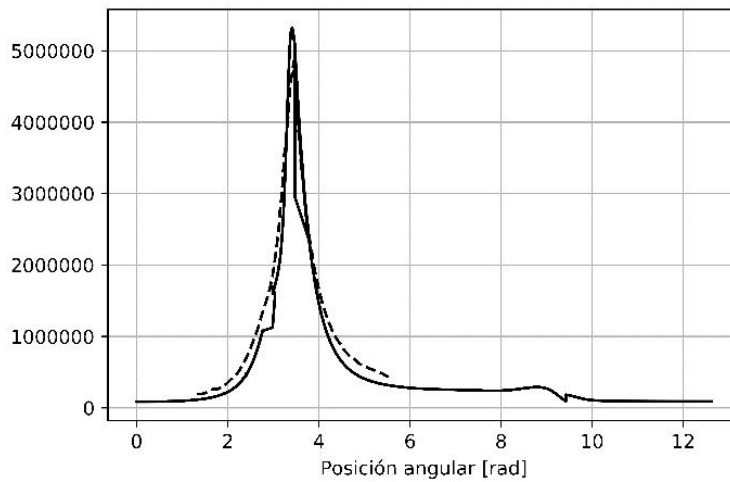


Figura 5. Presión en 1 ciclo, modelo CFD validado (—) y modelo transitorio (---). Fuente: elaboración propia.

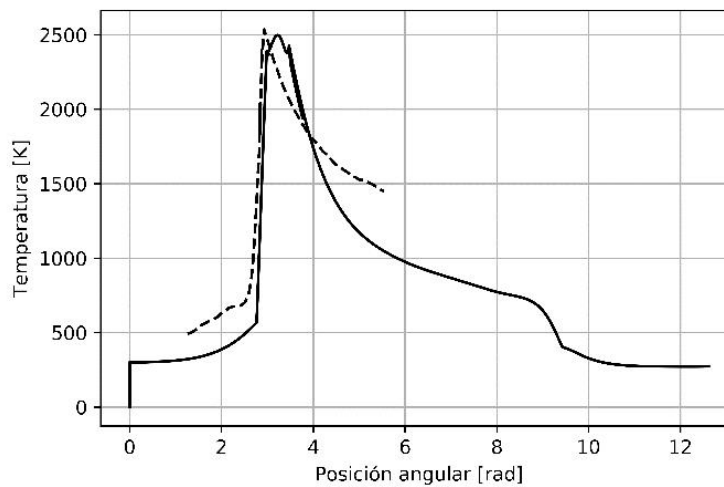


Figura 6. Temperatura en 1 ciclo, modelo CFD validado (—) y modelo transitorio (---). Fuente: elaboración propia.

De acuerdo con las figuras mencionadas, la similitud entre los comportamientos de la presión es notable, así como los máximos de presión y temperatura. Aunque la tendencia de las curvas se conserva, la curva de enfriamiento posterior a la combustión difiere entre modelos. Esta diferencia en el comportamiento de la temperatura indica que aún es necesario mejorar los modelos de transferencia de calor del cilindro al refrigerante. Sin embargo, los puntos de similitud mencionados favorecen la aplicación de la presente metodología como una herramienta válida para la obtención precisa de indicadores importantes de rendimiento; estos dependen del comportamiento de la presión, la masa al interior del cilindro y el valor máximo de temperatura en el ciclo.

3.3. Ciclo diurno

En esta sección se empleará el modelo transitorio validado anteriormente para obtener los indicadores de rendimiento de un motor tipo Otto con los parámetros geométricos y de operación presentados en la [tabla 7](#).

Tabla 7. Datos del motor de validación

Dato [unidades]	Valor
Volumen desplazado [cm³]	1750
Número de cilindros	4
Velocidad angular [rpm]	5500
Poder calorífico combustible [MJ/kg]	44,3
Exceso de aire [%]	20
Diámetro [cm]	8,22
Relación carrera-diámetro	1
Radio de compresión	9:1
Fluido de refrigeración	Aire

Fuente: elaboración propia.

En la [tabla 8](#) se comparan los parámetros de rendimiento obtenidos del modelo transitorio con los valores calculados a partir de las ecuaciones teóricas para el diseño básico de motores presentadas en [\[3\]](#) y los obtenidos a partir del modelo pseudotransitorio presentado en la sección 2.1. Se consideran condiciones de operación a nivel del mar, con presión atmosférica de 101325 Pa, y temperatura ambiente de 20 °C.

Como se puede observar en la [tabla 8](#), los resultados numéricos difieren notoriamente de los valores obtenidos mediante el modelo teórico en [\[3\]](#). Esto se debe a que en el modelo teórico se asumen procesos de compresión y expansión isentrópicos, modelo de aire frío para calcular

las propiedades termodinámicas, cero pérdidas por transferencia de calor y no se consideran los trabajos asociados a los procesos de admisión y escape.

Tabla 8. Resultados de los indicadores con los diferentes modelos

Indicador [unidad]	Modelo teórico [3]	Modelo pseudotransitorio	Modelo transitorio
Imep [kPa]	1571,70	1416,24	826,59
Pi [kW]	126,06	113,59	66,29
UP [m/s]	15,08	15,08	15,08
Wb [J]	591,35	532,86	311,00
Pb [kW]	108,41	97,69	57,01
T [Nm]	188,23	169,61	98,99
Wf [kW]	17,64	15,90	9,28
Bmep [kPa]	1351,66	1217,96	710,87
BSP[kW/cm²]	0,50	0,46	0,26
OPD [kW/Lt]	61,95	55,82	32,58
Bsfc [g/kW-h]	196,33	198,24	296,35
η térmica [%]	53,58	48,89	31,88
η vol. [%]	102,62	102,13	90,78

Fuente: elaboración propia.

Los resultados obtenidos mediante el modelo pseudotransitorio son más conservadores que en el caso teórico, pero están más cercanos en magnitud a los valores ideales. Esta diferencia en los datos era esperada, debido a que en el modelo pseudotransitorio se consideran la entropía y las pérdidas de calor en los procesos estimadas a partir de propiedades promedio, las propiedades son calculadas en cada punto y se consideran procesos de compresión y expansión politrópica.

Por su parte, el modelo transitorio presenta resultados todavía más realistas y, por lo tanto, más conservadores que los modelos anteriores. De acuerdo con los resultados reportados, la diferencia porcentual entre indicadores se encuentra alrededor del 50 %, lo cual evidencia la necesidad de implementar herramientas más sofisticadas para la estimación de los indicadores de rendimiento de motores tipo Otto.

Esta diferencia se debe a la resolución en el cálculo de propiedades termodinámicas y a la aplicación de modelos de transporte que ofrece la discretización temporal y la solución de los balances diferenciales de masa y energía.

Para confirmar lo anterior, en la [figura 7](#) se comparan las curvas de presión durante un ciclo, obtenidas con el modelo pseudotransitorio, y el modelo transitorio para el motor especificado en la [tabla 7](#). Aunque las tendencias se conservan durante los procesos, se puede ver la sobreestimación en el valor de la presión máxima del sistema en que incurre el modelo pseudotransitorio, dados los factores mencionados anteriormente.

Con el modelo transitorio, se estructura una herramienta computacional que, además de indicadores relevantes para motores de combustión tipo Otto, puede obtener curvas de propiedades termodinámicas relevantes en términos del ángulo de giro del eje y realizar análisis más realistas y conservadores que los modelos convencionalmente empleados para el dimensionamiento preliminar y el análisis termodinámico de este tipo de motores.

4. Conclusiones

Se desarrolla una herramienta para simular e integrar los procesos termodinámicos que se presentan en un ciclo de motor tipo Otto, incluyendo transferencia de calor, procesos no isentrópicos de compresión y expansión, proceso de combustión condicionada por la velocidad de llama y procesos de admisión y escape considerando flujo compresible a través de las válvulas.

El modelo de flujo compresible a través de las válvulas, incluido en los balances de masa total en el cilindro, se aproxima al funcionamiento real de un motor, de acuerdo con el comportamiento de la presión y la masa obtenida, comparadas en la validación realizada para un motor en condición de arrastre (sin combustión).

Al simular un motor incluyendo el proceso de combustión, se obtienen comportamientos cercanos a los valores de referencia en cuanto al comportamiento de la presión y la masa total en el cilindro. Aunque la temperatura presenta diferencias en el proceso de expansión, la tendencia obtenida y los valores máximos de temperatura se ajustan a los valores de referencia.

Lo anterior evidencia una adecuada modelación del proceso de combustión y permite encontrar valores más realistas de los parámetros de rendimiento del motor, puesto que dependen en mayor medida de los valores máximos de temperatura y presión del ciclo. Se confirma a partir de la diferencia en los parámetros de rendimiento obtenidos para un motor de prueba con la herramienta computacional desarrollada (modelo transitorio) y dos modelos simplificados, uno que asume cantidades promedio entre puntos del ciclo (modelo pseudotransitorio) y otro que considera procesos de expansión y compresión isentrópicos, procesos adiabáticos y la suposición de aire frío (modelo teórico).

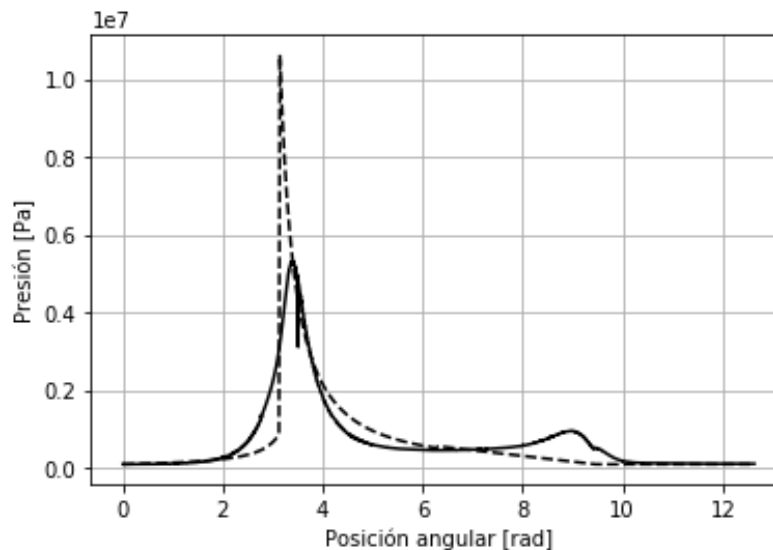


Figura 7. Presión en 1 ciclo, modelo pseudotransitorio (—) y modelo transitorio (---).

Fuente: elaboración propia.

Los indicadores obtenidos mediante el modelo transitorio están, en su mayoría, alrededor del 50 % de los estimados mediante los modelos simplificados, lo cual confirma que el uso de modelos muy simplificados en el dimensionamiento y análisis de motores tipo Otto puede llevar a resultados poco realistas.

Como trabajo futuro, se plantea mejorar la estimación de la velocidad de llama y el modelo de transferencia de calor en las fases de expansión, escape y admisión.

Financiamiento

Este artículo es parte de la producción del proyecto de investigación interno “Análisis termodinámico de motores de combustión interna para aplicaciones aeronáuticas”, adscrito al Semillero de Termofluidos y Conversión de Energía, y financiado por la Universidad Pontificia Bolivariana. Año de inicio: 2018, año de finalización: 2019.

Referencias

[1] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw Hill, 1988.

[2] F. Taylor, *The Internal-Combustion Engine in Theory and Practice*, 2nd ed., vol. I. Massachusetts, MA, USA: The MIT Press, 1985.

[3] W. W. Pulkrabek, *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*, 2nd ed. University of New Jersey, NJ, USA: Prentice-Hall, 2003.

[4] A. E. Figueiredo *et al.*, “Computer Simulation of an Internal Combustion Engine”, trabajo de maestría, University of Maryland, Baltimore, MD, USA, 2008.

[5] W. M. Ambrós *et al.*, “Experimental analysis and modeling of internal combustion engine operating with wet ethanol”, *Fuel*, vol. 158, pp. 270-278, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.05.009>.

[6] A. Barjaneh, H. Sayyaadi, “A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines”, *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 607-616, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.008>.

[7] M. M. Nunes, D. Faria, J. P. Vargas, M. Bueno, S. M. M. Elmassalami, C. R. Pereira, “Thermodynamic simulation model for predicting the performance of spark ignition engines using biogas as fuel”, *Energy Convers. Manag.*, vol. 149, pp. 1096-1108, 2017, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.06.045>.

[8] M. J. Abedin, H. H. Masjuki, M. A. Kalam, A. Sanjid, S. M. A. Rahman, B. M. Masum, “Energy balance of internal combustion engines using alternative fuels”, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 26, pp. 20-33, 2013, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.05.049>.

[9] A. Alagumalai, “Internal combustion engines: Progress and prospects”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 38, pp. 561-571, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.06.014>.

[10] N. Cantera Developers, “Cantera”, 2019. [En línea]. Disponible en: <https://cantera.org/>.

[11] Python-Software-Foundation, “Welcome to Python.org,” 2001. [En línea]. Disponible en: <https://www.python.org/>.

[12] A. Lavine, D. D. Frank Incropera, T Bergman, P. Dewitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, 7th ed. USA: Jhon Wiley & Sons, 2011.

[13] O. Spitsov, “Heat transfer inside internal combustion engine: modelling and comparison with experimental data”, trabajo de maestría, Lappeenranta University of Technology, Finlandia, 2013.

[14] The-SciPy-community, “scipy.integrate.odeint — SciPy v1.3.0 Reference Guide”, 2008. [En línea]. Disponible en: <https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.integrate.odeint.html>.

[15] The_SciPy-community, “scipy.integrate.solve_ivp — SciPy v1.3.0 Reference Guide”, 2008. [En línea]. Disponible en: https://docs.scipy.org/doc/scipy/reference/generated/scipy.integrate.solve_ivp.html.

[16] E. Garrido, N. Fonseca, J. Casanova, “Estudio de combustión de bioetanol y gasolina 95 en un motor CFR con AVL Boost”, trabajo de grado, Universidad Politécnica de Madrid, 2016.

[17] A. Mohammadi, M. Yaghoubi, M. Rashidi, “Analysis of local convective heat transfer in a spark ignition engine ☆”, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, pp. 215-224, 2008, doi: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2007.06.008>