EIEI ACOFI 2025
5º Congreso Latinoamericano de Ingeniería
Más Información: www.acofi.edu.co/eiei
Ingeniería de impacto para cuidar y transformar la vida
ACOFI: 50 años por la excelencia de la educación en ingeniería.

Evaluación numérica de la combustión en un MEC Dual con mezclas de H_2-GLP con diésel, mediante un modelo cero dimensional: análisis paramétrico del rendimiento y emisiones

Óscar Mauricio Carmona Agudelo, Jhojan Stiwen Galeano Gómez, Andrés David Morales Rojas

Institución Universitaria Pascual Bravo
Medellín, Colombia,

Resumen

El sector del transporte de carga carretero, responsable de una parte significativa de las emisiones globales de CO_2, ha impulsado el uso de combustibles alternativos como el Hidrógeno (H_2) y el Gas Licuado de Petróleo (GLP), debido a su menor impacto ambiental. En este estudio, se evaluó el efecto de H_2 y el GLP y sus mezclas sobre el rendimiento de un motor de encendido por compresión (MEC) operando en modo dual con diésel como combustible piloto, mediante simulaciones numéricas utilizando un modelo cero dimensional (0D) en Chemkin®. Los resultados mostraron que los combustibles gaseosos aumentaron la temperatura máxima en el cilindro y adelantaron el inicio de la combustión, especialmente con H_2 a un 1 kW de potencia, la presión máxima aumentó un 20.9% con un porcentaje de sustitución energética (%Se) del 40% de GLP y un 15.84% con un %Se de 20% de H_2. Las altas temperaturas favorecieron la formación de NO_x, siendo el H_2 el que mostró mayor adelanto en la combustión debido a su alta velocidad de deflagración. Además, el GLP presentó una mayor densidad energética y eficiencia volumétrica en comparación con H_2. Entre los parámetros de rendimiento, el torque mostro que, a mayores cargas, el diésel ofreció mejores condiciones operativas, resaltando la necesidad de optimizar la mezcla de combustibles según la carga del motor.

Palabras clave: combustión; combustibles alternativos; emisiones; motores de combustión interna

Abstract

The road freight transport sector, responsible for a significant share of global CO_2 emissions, has driven the adoption of alternative fuels such as Hydrogen (H_2) and Liquefied Petroleum Gas (LPG)

DOI: https://doi.org/10.26507/paper.4807

due to their lower environmental impact. In this study, the effects of H_2, LPG, and their mixtures on the performance of a compression ignition engine (CIE) operating in dual-fuel mode with diesel as the pilot fuel were evaluated through numerical simulations using a zero-dimensional (0D) model in Chemkin®. The results showed that the gaseous fuels increased the maximum in-cylinder temperature and advanced the start of combustion, particularly with H_2. At a power output of 1 kW, the peak pressure increased by 20.9% with an energy substitution percentage (%Se) of 40% LPG, and by 15.84% with a %Se of 20% H_2. The high temperatures promoted NOx formation, with H_2 exhibiting the most significant combustion advance due to its high deflagration speed. Furthermore, LPG demonstrated higher energy density and volumetric efficiency compared to H_2. Among the performance parameters, torque indicated that at higher loads, diesel provided better operating conditions, highlighting the need to optimise fuel blending strategies according to engine load.

***Keywords**: combustion; alternative fuels; emissions; internal combustion engines*

1. Introducción

La creciente contaminación causada por el sector transporte de carga carretero, como consecuencia, del uso de combustibles derivados del petróleo, representa aproximadamente entre 14-15% de las emisiones globales de gases de efecto invernadero [1], lo que contribuye significativamente al deterioro ambiental. Asimismo, este sector es responsable de casi el 24 % de las emisiones de dióxido de carbono (CO_2) a nivel mundial, lo que incrementa el calentamiento global y afectando la salud pública debido a la emisión de gases tóxicos productos de la combustión [2], [3]. Esto al llevado a que las regulaciones por parte de las entidades nacionales e internacionales como la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (UNFCCC, por sus siglas en inglés), sean cada vez más estrictas. Actualmente, se vienen implementando estrategias de uso de combustibles alternativos con una mayor relación hidrógeno/carbono (H/C), que sustituyan el diésel y la gasolina en los motores de combustión interna (MCI) [4]. Entre estos, se han planteado como sustitutos el biogás, gas de sintesis (syngas), el hidrógeno (H_2), gas natural (GN), gas licuado de petróleo (GLP), los cuales producen menores emisiones de material particulado (MP).

El H_2 ha sido considerado en las últimas décadas como una opción viable dentro de las estrategias de descarbonización del sector transporte. Su implementación en MCI ha sido facilitada por su compatibilidad con tecnologías de inyección existentes, en particular con los sistemas de inyección indirecta en el múltiple de admisión [5]. El hidrógeno presenta propiedades que lo hacen competitivo frente a los combustibles derivados del petróleo, entre estas se encuentra la posibilidad de ser producido a partir de fuentes renovables, dando lugar al denominado "hidrógeno verde" , su combustión no genera emisiones de CO_2, por su alto poder calorífico inferior (PCI) en base másica es aproximadamente 2.6 veces mayor que el de la gasolina, diésel y propano, altas velocidades de deflagración (SL), un amplio rango de inflamabilidad, y un poder calorífico, además, posee una alta difusividad, lo que implica una menor carga energética de ignición en comparación con otros combustibles, sin embargo, debido a que su baja densidad que es aproximadamente de 0.07 kg/m3, se tienen bajos rendimientos volumétricos en MCI [6], [7], [8].

Por su parte, el estudio de Ngang y Abbe et al. [9], presenta un análisis numérico y experimental del rendimiento y las emisiones en función de diferentes velocidades y cargas en un motor de encendido por compresión (MEC) alimentado con diésel y GLP como combustible secundario. Utilizando fracciones másicas de 50% y 60% de GLP y 50% y 40% de diésel, encontraron que, a bajas cargas, el aumento de la fracción de GLP disminuye la eficiencia volumétrica, lo que provoca una reducción de la presión máxima del cilindro en aproximadamente un 8.4% al pasar del 50% al 60% de GLP a una velocidad de 2435 rpm. Sin embargo, a una velocidad de 3052 rpm, el motor muestra una tendencia general de aumento en parámetros como la presión y la temperatura máximas en el cilindro, la potencia y el par, al incrementar la fracción de masa de GLP, mientras tanto, la producción de NO_x disminuyen de 550 ppm a 240 ppm y HC de 0.92% a 0.76%.

Las simulaciones con modelos cero dimensionales de ChemKin® con cinética química, pueden revelar variables o parámetros que no se pueden identificar fácilmente en las pruebas experimentales, además, las simulaciones en MEC alimentados con H_2 y GLP utilizando diésel como combustible piloto siguen siendo escasos. Esto se atribuye presumiblemente a la falta de una cinética química fiable que integre los mecanismos de reacción de mezclas con las diferentes especies del GLP compuesto de (C_3H8 y C_4H_{10}), y del diésel el cual puede considerarse de diferentes formas como especies categorizadas como n-hexano, n-decano, iso-butano, n-dodecano, n-heptano, [10], [11], [12] estos mecanismos cinéticos vienen acompañados de una gran cantidad de especies que pueden solo ser una carga computacional en la simulación, por lo que encontrar un mecanismo con un número suficientemente pequeño de especies y reacciones que puedan cumplir con las condiciones de un MEC, donde deben de tomarse las reacciones a altas temperaturas y diferentes presiones [13], [14].

En la dualización de MEC con H_2 y GLP se toma se da el ingreso por la admisión considerando una mezcla homogénea entre el aire y el combustible en estado gaseoso. Para ello se debe identificar un mecanismo cinético que cumpla con las condiciones las condiciones adecuadas como lo realizó el trabajo de Gómez et al [15] Se llevaron a cabo simulaciones utilizando el software ChemKin® para predecir estos valores bajo condiciones similares a las experimentales. Evaluando el número de metano (MN) y la relación de compresión crítica (CCR) en un motor de compresión variable para doce mezclas de biogás con metano, propano e hidrógeno. Se emplearon ocho mecanismos de cinética química: USCII, San Diego, Butano, DRM-19, DRM-22, GRI-Mech 3.0, DM19 y Natural Gas III. Se encontró que el mecanismo USCII es el más preciso para predecir la CCR, mientras que el mecanismo San Diego es el mejor para determinar el MN. Esto deja claro que ningún mecanismo va a recrear de la misma forma las variables a controlar, lo que indica que se debe elegir uno que favorezca ciertas condiciones a destacar en las pruebas experimentales.

La utilización de combustibles alternativos en los MCI conlleva retos técnicos tanto experimentales como en simulaciones, entre ellos los límites de intercambiabilidad de los gases, sincronización de la inyección de combustibles, identificación de niveles de sustitución de combustibles, entre otros. que requieren estudios costosos y diseños de experimentos muy amplios que tomando mucho tiempo de investigación. Por tal motivo, el presente trabajo, está orientado en la evaluación del efecto del porcentaje de sustitución según el aporte energético en la combustión, tanto de forma exclusiva como de mezclas de H_2, GLP y H_2 / GLP, operando en modo dual con diésel como combustible piloto, en un MEC, a diferentes grados de carga, por medio de simulaciones numéricas, utilizando

un modelo cero dimensional (0D) con cinética química detallada en ChemKin®, este modelo permitió calcular propiedades termodinámicas claves, como la presión media en el cilindro, las temperaturas en función del ángulo de cigüeñal, la tasa de liberación de calor, tasa de consumo del diésel la tasa de reacción de la combustión.

2. Metodología

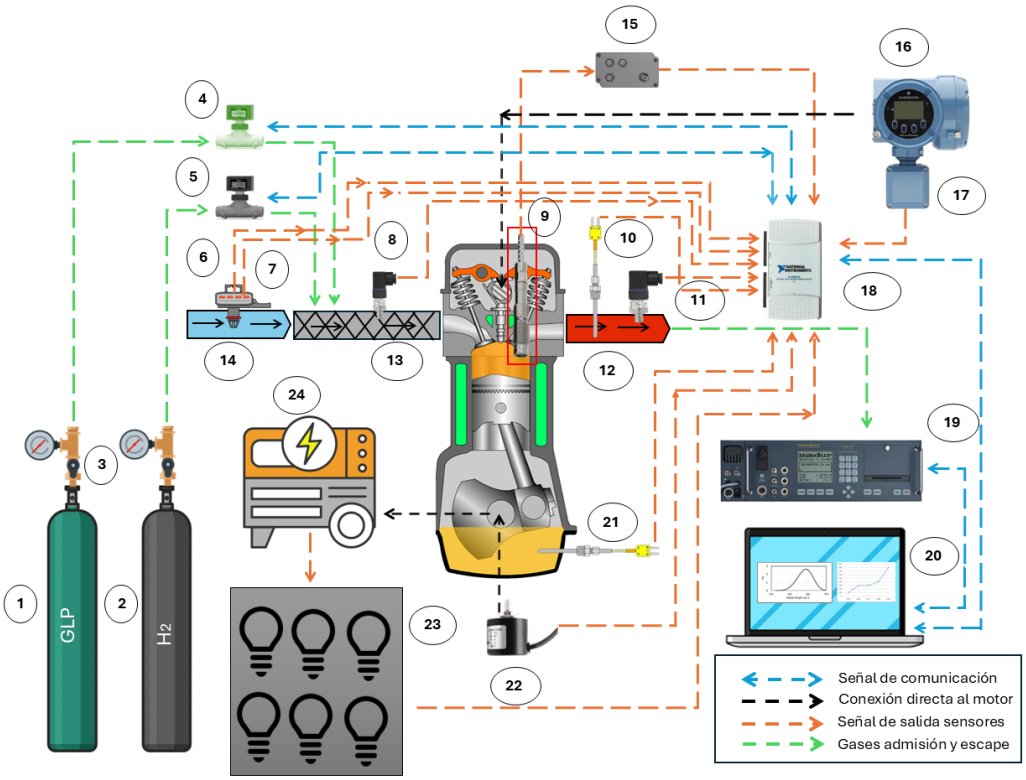
Se realizarán pruebas numéricas en ChenKin® utilizando el modelo de Simulación de motor diésel de inyección directa en fase gaseosa. Donde el motor que se desea simular es un MEC monocilíndrico de una planta electrógeno modelo KM178F presentado en el trabajo de Morales et al [16] en la figura 1 se muestra el esquema del motor donde se realizan las pruebas experimentales, cuyas características técnicas se muestran en la siguiente tabla 2.

Tabla 1. Características técnicas del motor

Ítem	Característica
Tipo	Cuatro tiempos, aspiración natural
Modelo	M178F
Régimen de giro (RPM)	3600
Potencia nominal	3.68
Volumen, punto muerto inferior (PMS)(cm^3)	298
Relación de compresión	20:1
Diámetro pistón (cm)	7.8
Carrera (cm)	6.2
Longitud de biela (cm)	10.2
Radio del cigüeñal (cm)	3.1
Cierre de la válvula de admisión (° dPMS)	-135.5
Apertura de la válvula de escape (° dPMS)	124.5

1.1 Enfoque experimental

Inicialmente de fine el diseño de experimentos el cual permitirá evaluar el uso de mezclas de combustibles unas las simulaciones en ChemKin®. Para ellos se tendrá en cuanta una prueba base que será con el uso de diésel al 100% (D100) a carga baja y alta (1 kW, 2kW), manteniendo un régimen constante de giro del motor a 3600 rpm. De esta misma forma evaluar varios porcentajes de sustitución energética (%Se) entre 0, 20, 40 cuando se utiliza H_2 o GLP según la variación de cargas mencionadas anteriormente. En cuanto al uso de combustibles gaseoso con diésel como combustible piloto se utiliza: diésel con H_2 (D-H_2), diésel con GLP (D-GLP), diésel con H_2 y GLP (D-H_2 / GLP). Teniendo un diseño factorial 2^2.3, ver tabla 3.



1. Pipeta de GLP	2. Pipeta Hidrógeno	3. Reguladores de presión altas a bajas	4. Controlador de flujo para GLP	5. Controlador de flujo para H_2
6. Medidor de flujo admisión MAP	7. Sensor de temperatura IAT admisión	8. Sensor de presión admisión	9. Sensor de presión en cámara de combustión	10. Termopar tipo K escape
11. Sensor de presión de escape	12. Múltiple de escape	13. Mezclador de gases	14. Múltiple de admisión	15. Amplificador de señal
16. medidor de flujo tipo Coriolis	17. Transductor de señal.	18. Tarjeta de adquisición de señales	19. Analizador de gases.	20. Computador con software del motor.
21. Sensor de temperatura del aceite.	22. Enconder	23. Módulos de bombillos	24.Motor eléctrico del MEC	

Figura 1. Esquema montaje, trabajo experimental[17].

Tabla 2. Diseñó de experimentos

Uso de combustibles	%Se	Grado de carga (kW)
D-H_2	20	1
D-GLP		
D-H_2 / GLP	40	2

2.1 Modelo de combustión

Se calcula la potencia eléctrica ($Pe_{D\text{-}100}$) (ver ecuación 1), luego se trazan los puntos correspondientes a los valores de las pruebas experimentales. Se halla la ecuación polinomial de segundo grado (ver ecuación 2). Una vez conocida la eficiencia, la potencia y el PCI, se calculan los flujos del diésel (ver ecuación 3). para las potencias eléctricas definidas de 1 kW y 2 kW (ver ecuación 2). Las potencias térmicas (PT) calculadas según los flujos son de 7.29 kW y 11.55 kW. Parte de los cálculos se describen en el trabajo de Morales, et al. [18]

$$Pe_{D100} = \dot{m}_{D100} * PCI_D * \eta \text{ Ecuación 1}$$

$$\eta = -0.00000394 {Pe_{D100}}^2 + 0.0154 Pe_{D100} + 2.2405 \text{ Ecuación 2}$$

$$\dot{m}_{D100} = \frac{Pe_i}{PCI_i * \eta} \text{ Ecuación 3}$$

Pe_{D100}: Potencia eléctrica del diésel al 100%.
$\dot{m}_{D100}$: Flujo masico del diésel
PCI_D: Poder calorífico inferior del diésel
Pe_i: Potencia eléctrica definida
η: Eficiencia del motor

Las propiedades fundamentales de los combustibles, como el poder calorífico inferior (PCI) y la temperatura de llama adiabática, fueron calculadas empleando Cantera (ver tabla 3). Para representar el diésel, se adoptó una simplificación mediante el uso del n-dodecano ($C_{12}H_{26}$) como especie sustituta, debido a la imposibilidad de describir con precisión su composición específica, la cual varía según la cadena de suministro. Trabajos previos [19], [20], han utilizado especies como n-heptano (C_7H_{16}) y linoleato de metilo ($C_{19}H_{34}O_2$) como representantes del biodiésel en mecanismos cinéticos detallados, evidenciando que la selección de sustitutos adecuados depende del contexto de aplicación.

Dado que se requiere la mezcla de diésel con gases combustibles como H_2 y GLP este último compuesto principalmente por propano (C_3H_8) y butano (C_4H_{10}), se empleará el mecanismo reducido Diesel Surrogate [21], [22] desarrollado por el Laboratorio Nacional Lawrence Livermore. El mecanismo multicomponente detallado para el n-dodecano ($NC_{12}H_{26}$) comprende 163 especies. Para adaptarlo a las condiciones de este estudio, se modificó integrando las reacciones de equilibrio químico y los datos térmicos del propano. Esta modificación consideró recomendaciones específicas relativas a los rangos de temperatura del mecanismo y a la conformación de especies, especialmente aquellas derivadas de la descomposición del n-dodecano. Para calcular los porcentajes de sustitución se utiliza la ecuación 4, se toma como incógnitas las potencias de los combustibles y se utiliza Newton Raphson, pare resolver el sistema de ecuaciones.

Porcentaje de sustitución energético (***Se***)

$$S_e\,[\%] = \frac{\dot{P}_{H_2} + \dot{P}_{C_3H_8} + \dot{P}_{C_4H_{10}}}{\dot{P}_D + \dot{P}_{H_2} + \dot{P}_{C_3H_8} + \dot{P}_{C_4H_{10}}} . 100 \quad \textit{Ecuación 4}$$

Donde:
$\dot{P}_{H2}$ $[kW]$ - Potencia química del Hidrógeno admitido.
$\dot{P}_{C3H8}$ $[kW]$ - Potencia química del propano admitido.
$\dot{P}_{C4H10}$ $[kW]$ - Potencia química del butano admitido.
$\dot{P}_D$ $[kW]$ - Potencia química del diésel admitido.

La figura 2 ilustra el flujo de trabajo utilizado para la simulación de la combustión en un motor dual de inyección directa y encendido por compresión. El proceso inicia con la selección del modelo físico del motor y del mecanismo de reacción química adecuado. Luego, se configuran las propiedades geométricas, las condiciones de operación, los parámetros de inyección, el modelo de transferencia de calor y la composición de la mezcla reactiva.

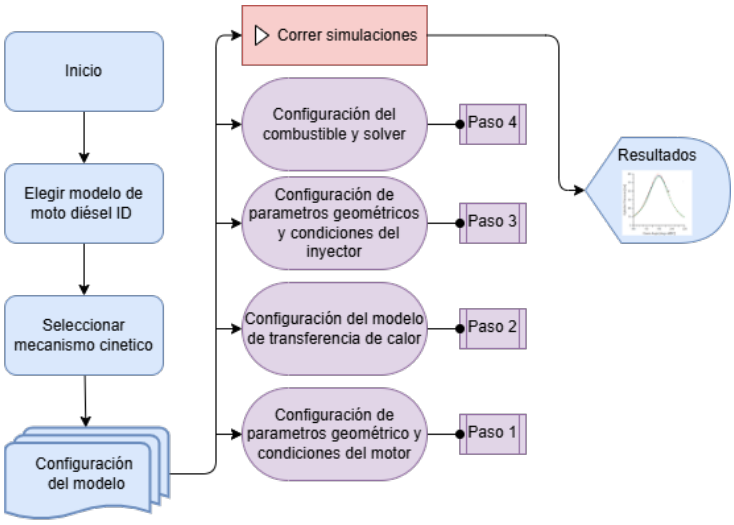


Figura 2. Flujo de trabajo para el ingreso de datos de las pruebas en ChemKin.

3. Resultados y discusión

El modelo de combustión para MEC de inyección directa describe el comportamiento termodinámico del proceso de combustión; en la Figura 3a se presenta la evolución de la temperatura promedio al interior del cilindro, observándose que el uso de combustibles gaseosos incrementa la temperatura máxima alcanzada; en condiciones de operación con 1 kW de potencia eléctrica, la prueba con diésel puro (D100) registra una temperatura máxima de 1587 K, mientras que al adicionar H_2 se alcanza un valor superior de 1918 K con un S_e del 40%; no obstante, la mayor temperatura para esta condición corresponde a la prueba con 40% de GLP, donde se registra un máximo de 2198 K, atribuible al mayor PCI del GLP respecto al diésel, lo cual incrementa la energía liberada durante la combustión, se tienen otros factores como la temperatura

de autoignición del GLP siendo mayor que la del diésel, generando un efecto de retraso en el inicio de la combustión, permitiendo la acumulación de una mayor cantidad de mezcla aire-combustible antes de la ignición y favoreciendo reacciones de combustión con velocidades elevadas, aumentando así la temperatura y la presión dentro del cilindro [23]; en la Figura 3b, correspondiente a condiciones de 2 kW de potencia eléctrica, se observa el mismo comportamiento, alcanzándose una temperatura máxima de 2217 K en la prueba D-40%GLP, asociado al mayor consumo de combustible para sostener la potencia requerida; adicionalmente, se evidencia un adelanto en el inicio de la combustión, que varía entre 3° y 5° antes del punto muerto superior (PMS), indicando un aumento de la reactividad del sistema de combustión con el uso de GLP y H_2, siendo este efecto más notable en presencia de hidrógeno, en concordancia con su mayor velocidad de deflagración respecto al GLP y al diésel. En términos de emisiones contaminates se conoce que a las altas temperaturas favorecen la formación de NO_x.

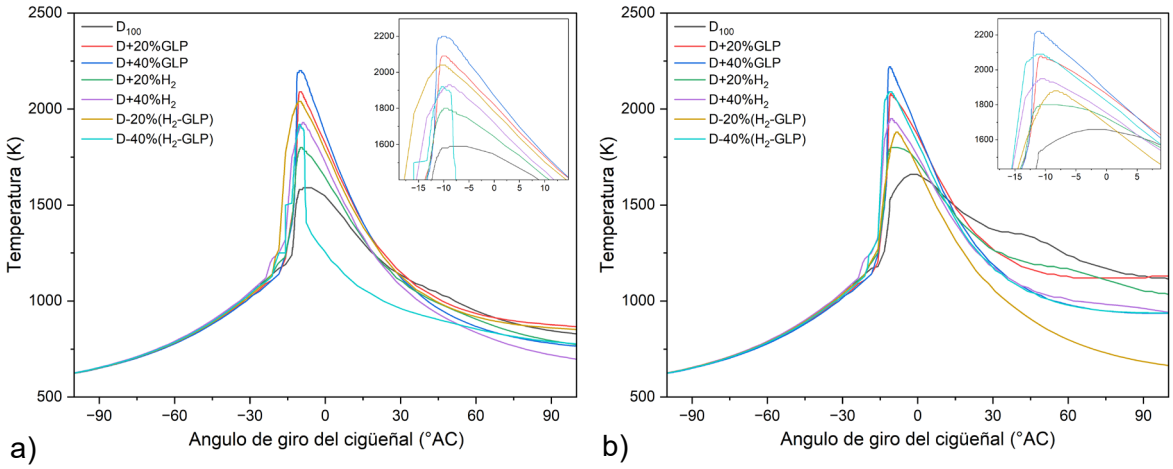


Figura 3. Curvas de temperatura promedio del al interior del cilindro a) potencia de 1kW con D_{100}, D-H_2, D-GLP, D-(H_2-GLP) b) potencia de 2 kW con D_{100}, D-H_2, D-GLP, D-(H_2/GLP).

Inicialmente se toma la prueba de D100 como referencia para identificar las condiciones de cambio; en la Figura 4a se presenta la curva de presión en función del ángulo de giro del motor a con un régimen de giro de 3600 rpm, se observa que la presión máxima se incrementa aproximadamente en 20.9 %, 18.6 % y 15.84 % con el uso de 20 % GLP, 40 % GLP y 20 % H_2, respectivamente, lo cual indica un aumento en el trabajo realizado en el cilindro; adicionalmente, en la prueba con 40 % GLP se identifica un adelanto de la combustión de 4.1° respecto al PMS; en la Figura 4b, correspondiente a una condición de 2 kW de potencia, los cambios de presión son menores, registrándose un incremento máximo de 16 %, mientras que las pruebas D-20 % H_2, D-40 % H_2 y D-(H_2/GLP) al 20 % de S_e presentan comportamientos similares a la prueba de referencia, evidenciándose adelantos en el ángulo de giro del cigüeñal entre 1° y 2.2°.

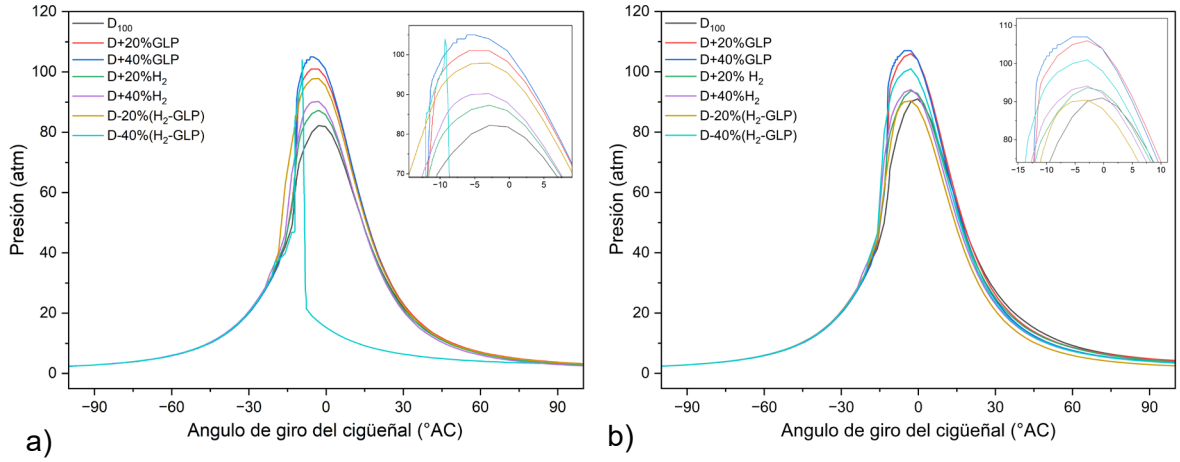


Figura 4. Curvas de presión promedio del al interior del cilindro a) potencia de 1kW con D_{100}, D-H_2, D-GLP, D-(H_2/GLP) b) potencia de 2kW con D_{100}, D-H_2, D-GLP, D-(H_2/GLP).

La tasa de liberación de calor (TLC) en función del ángulo de giro del cigüeñal se presenta en las Figuras 3a y 3b; entre los aspectos más relevantes respecto a los cambios de combustible se destaca el aumento de la energía liberada y de la reactividad, observándose curvas con picos más estrechos, lo que indica un adelanto en el proceso de combustión; en comparación, en las pruebas con H_2 se evidencia un adelanto de la combustión entre 4.5° y 5.1° respecto al ángulo de inyección de combustible establecido en -18°, mientras que las pruebas con GLP presentan una TLC superior a las del H_2, atribuible a su mayor densidad energética, además de que el hidrógeno tiende a presentar una menor eficiencia volumétrica; un comportamiento similar es reportado en el estudio de Li et al. [24] ; adicionalmente, se evaluaron parámetros de rendimiento como el torque, donde en la prueba con diésel puro (D100) se observó una disminución al comparar las condiciones de 2 kW y 1 kW, pasando de 6.44 Nm a 5.1 Nm en el primer caso y de 2.1 Nm a 1.9 Nm en el segundo, lo que indica que a mayores cargas el diésel ofrece mejores condiciones de operación, atribuibles a su superior eficiencia volumétrica.

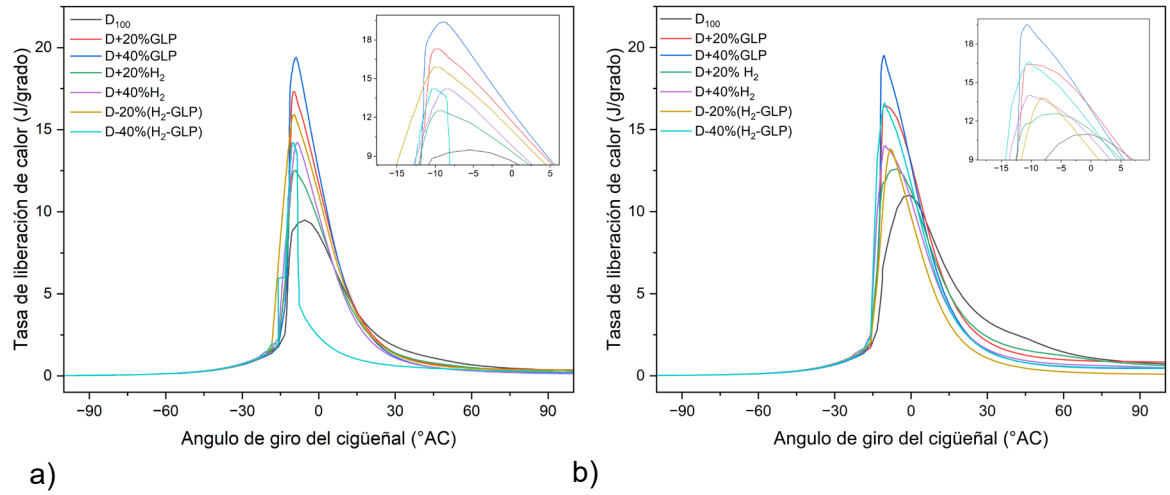


Figura 5. Curvas de tasa de liberación calor a) potencia de 1kW con D_{100}, D-H_2, D-GLP, D-(H_2/GLP) b) potencia de 2kW con D_{100}, D-H_2, D-GLP, D-(H_2/GLP).

4. Conclusiones

El GLP es un combustible que proporciona el mejor desempeño en términos y temperaturas máximas alcanzadas, presión interna del cilindro. Esto se debe a su densidad energética sumada con la del diésel y capacidad de combustión, Sin embargo, su alta temperatura de combustión podría generar mayores emisiones de NOx y otros contaminantes, lo que puede ser una limitación ambiental significativa. Las mezclas de hidrógeno y diésel muestran un desempeño intermedio. Para las pruebas a 1kW y 2kW, las mezclas con hidrógeno generan un trabajo menor que el diésel puro, pero mantienen mayor estabilidad que las mezclas con GLP. A 1 kW y 2 kW, el hidrógeno mejora su desempeño de la combustión, gracias a su alta velocidad de deflagración, lo que permite una combustión más rápida y eficiente a altas potencias. Las mezclas D- (H_2 / GLP) muestran un desempeño ligeramente mejor, pero aún inferior al uso de GLP con diésel. Estas características hacen que el H_2 con GLP sea más adecuado para aplicaciones donde se prioricen las bajas emisiones y una combustión más controlada. el diésel puro domina en desempeño, seguido por las mezclas con hidrógeno.

5. Referencias

[1] IPCC, "Climate Change 2022: Impacts, Adaptation and Vulnerability | Climate Change 2022: Impacts, Adaptation and Vulnerability," 2022. Accessed: Apr. 19, 2025. [Online]. Available: https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/

[2] IEA, "Global Energy Review 2025 – Analysis - IEA," 2024. Accessed: Apr. 19, 2025. [Online]. Available: https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2025

[3] IEA, "Global energy and CO2 emissions in 2020 – Global Energy Review 2020 – Analysis - IEA," 2020. Accessed: Apr. 19, 2025. [Online]. Available: https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2020/global-energy-and-co2-emissions-in-2020

[4] S. Abubakar *et al.*, "Hydrogen-fuelled internal combustion engines - Bibliometric analysis on research trends, hotspots, and challenges," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 61, pp. 623–638, Apr. 2024, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.02.280

[5] J. Zareei, A. Rohani, F. Mazari, and M. V. Mikkhailova, "Numerical investigation of the effect of two-step injection (direct and port injection) of hydrogen blending and natural gas on engine performance and exhaust gas emissions," *Energy*, vol. 231, p. 120957, Sep. 2021, doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120957

[6] H. Köse and M. Acaroğlu, "The effect of hydrogen addition to Cynara biodiesel on engine performance and emissions in diesel engine," *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, Dec. 2024, doi: https://doi.org/10.1080/15567036.2020.1765904

[7] S. H. Hosseini *et al.*, "Use of hydrogen in dual-fuel diesel engines," *Prog Energy Combust Sci*, vol. 98, p. 101100, Sep. 2023, doi: https://doi.org/10.1016/j.pecs.2023.101100

[8] D. B. Lata, A. Misra, and S. Medhekar, "Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 7, pp. 6084–6096, Apr. 2012, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.01.014

[9] E. Anye Ngang and C. V. Ngayihi Abbe, "Experimental and numerical analysis of the performance of a diesel engine retrofitted to use LPG as secondary fuel," *Appl Therm Eng*, vol. 136, pp. 462–474, May 2018, doi: https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.03.022

[10] S. Verhelst and T. Wallner, "Hydrogen-fueled internal combustion engines," *Prog Energy Combust Sci*, vol. 35, no. 6, pp. 490–527, Dec. 2009, doi: https://doi.org/10.1016/j.pecs.2009.08.001

[11] G. A. Karim, "Hydrogen as a spark ignition engine fuel," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 28, no. 5, pp. 569–577, May 2003, doi: https://doi.org/10.1016/S0360-3199(02)00150-7

[12] S. Dunn, "Hydrogen futures: toward a sustainable energy system," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 27, no. 3, pp. 235–264, Mar. 2002, doi: https://doi.org/10.1016/S0360-3199(01)00131-8

[13] M. Zandie, H. K. Ng, S. Gan, M. F. Muhamad Said, and X. Cheng, "Review of the advances in integrated chemical kinetics-computational fluid dynamics combustion modelling studies of gasoline-biodiesel mixtures," *Transportation Engineering*, vol. 7, p. 100102, Mar. 2022, doi: https://doi.org/10.1016/j.treng.2021.100102

[14] R. Xu *et al.*, "A physics-based approach to modeling real-fuel combustion chemistry – II. Reaction kinetic models of jet and rocket fuels," *Combust Flame*, vol. 193, pp. 520–537, Jul. 2018, doi: https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2018.03.021

[15] J. P. Gómez Montoya, A. A. Amell, and D. B. Olsen, "Prediction and measurement of the critical compression ratio and methane number for blends of biogas with methane, propane and hydrogen," *Fuel*, vol. 186, pp. 168–175, Dec. 2016, doi: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.064

[16] A. D. Morales Rojas, Ó. J. Arcila Igirio, Á. Gallego Montoya, and L. C. Olmos Villalba, "Estudio de un motogenerador dual con biodiésel, gas natural e hidrógeno. Conceptos y aplicación," 2024, Accessed: Oct. 15, 2024. [Online]. Available: https://ulibros.com/estudio-de-un-motogenerador-dual-con-biodiesel-gas-natural-e-hidrogeno-conceptos-y-aplicacion-7bg19.html https://doi.org/10.33131/9786289588880

[17] A. D. M. Rojas, Ó. J. A. Igirio, Á. G. Montoya, and L. C. O. Villalba, "Estudio de un motogenerador dual con biodiésel, gas natural e hidrógeno. Conceptos y aplicación," 2024, Accessed: Apr. 23, 2025. [Online]. Available: https://ulibros.com/estudio-de-un-motogenerador-dual-con-biodiesel-gas-natural-e-hidrogeno-conceptos-y-aplicacion-7bg19.html

[18] A. Morales R, S. Heredia Quintana, and L. S. Bustos Amaya, "Estudio del Efecto de la Composición de Mezclas Gas Natural e Hidrógeno en la Combustión y las Emisiones de un Motor DiéselDual Usando un Modelo Cinético-Químico," Oct. 22, 2024, *Universidad Nacional de Educación a Distancia (España), Universidad de Concepción - Chile. Departamento de Ingeniería Mecánica*. Accessed: Apr. 25, 2025. [Online]. Available: https://hdl.handle.net/20.500.14468/26255

[19] A. B. Dempsey, B. Das Adhikary, S. Viswanathan, and R. D. Reitz, "Reactivity controlled compression ignition using premixed hydrated ethanol and direct injection diesel," *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 134, no. 8, Aug. 2012, doi: https://doi.org/10.1115/1.4006703

[20] H. An, W. Yang, J. Li, A. Maghbouli, K. J. Chua, and S. K. Chou, "A numerical modeling on the emission characteristics of a diesel engine fueled by diesel and biodiesel blend fuels," *Appl Energy*, vol. 130, pp. 458–465, Oct. 2014, doi: https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.01.004

[21] Y. Pei, M. Mehl, W. Liu, T. Lu, W. J. Pitz, and S. Som, "A multicomponent blend as a diesel fuel surrogate for compression ignition engine applications," *J Eng Gas Turbine Power*, vol. 137, no. 11, Nov. 2015, doi: https://doi.org/10.1115/1.4030416

[22] S. M. Sarathy *et al.*, "Comprehensive chemical kinetic modeling of the oxidation of 2-methylalkanes from C7 to C20," *Combust Flame*, vol. 158, no. 12, pp. 2338–2357, Dec. 2011, doi: 1 https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2011.05.007

[23] D. B. Lata, A. Misra, and S. Medhekar, "Effect of hydrogen and LPG addition on the efficiency and emissions of a dual fuel diesel engine," *Int J Hydrogen Energy*, vol. 37, no. 7, pp. 6084–6096, Apr. 2012, doi: 1 https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.01.014

[24] Y. Li, Z. Zhang, Z. Liu, P. Tong, D. Yang, and W. Zhang, "Effect of Negative Valve Overlap on Combustion and Emissions of CNG-Fueled HCCI Engine with Hydrogen Addition," *International Journal of Aerospace Engineering*, vol. 2021, no. 1, p. 8898796, Jan. 2021, doi: https://doi.org/10.1155/2021/8898796

Sobre los autores

- **Óscar Mauricio Carmona Agudelo**: Ingeniero mecánico, Estudiante de Maestría en energía en estructura. Profesor de catedra de la I.U. Pascual Bravo. oscar.carmona567@pascualbravo.edu.co
- **Jhojan Stiwen Galeano Gómez**: Ingeniero mecánico, Estudiante de Maestría en energía en estructura. Profesor de catedra de la I.U. Pascual Bravo. jhojan.galeano742@pascualbravo.edu.co
- **Andrés David Morales Rojas**, Ingeniero Mecánico y Magister en Ingeniería Mecánica, profesor del departamento de mecánica en la I.U. Pascual Bravo. andres.morales@pascualbravo.edu.co

---

Los puntos de vista expresados en este artículo no reflejan necesariamente la opinión de la Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería.

Copyright © 2025 Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería (ACOFI)