

Analysis of the operation of the dual Otto internal combustion engine with different gaseous fuels

Jeremy Stuar Ramos Yupanqui¹; Jhonel Sebastian Alanya Livia²

^{1,2}Universidad Tecnológica del Perú, Perú, U19213161@utp.edu.pe, U19217059@utp.edu.pe

Abstract – This work presents the results of an operational analysis of a dual-fuel Otto cycle internal combustion engine using different gaseous fuels. Various variables are considered, such as the physical and chemical properties of fuel mixtures, including Hydrogen (H₂), CNG, and LPG, along with the use of exhaust gas recirculation (EGR). As a case study, simulations will be conducted in SimScale software for the engine of a Toyota Yaris 5p VVT-i. Subsequently, the carbon footprint of each fuel mixture will be calculated. The results for the different fuel mixtures show that the combination of LPG and hydrogen produces the highest power output but also results in a higher carbon footprint. On the other hand, the mixture of CNG and hydrogen exhibits a lower carbon footprint. The simulations provided valuable insights into the fuel flow and in-cylinder behavior of the engine.

Keywords – Hydrogen, CNG, LPG, Cycle Otto, Fuel Mixtures.

Análisis de funcionamiento del motor de combustión interna Otto de forma dual con diferentes combustibles gaseosos

Jeremy Stuar Ramos Yupanqui¹; Jhonel Sebastian Alanya Livia²

^{1,2}Universidad Tecnológica del Perú, Perú, U19213161@utp.edu.pe, U19217059@utp.edu.pe

Resumen– Este trabajo presenta los resultados de un análisis de funcionamiento del motor de combustión interna Otto de forma dual con diferentes combustibles gaseosos. Se consideran diversas variables, como las propiedades físicas y químicas de las mezclas de combustibles como Hidrógeno (H_2), GNV, GLP con el uso de la recirculación de gases de escape (EGR). Como caso de estudio se realizarán simulaciones en software SimScale del motor de un Toyota Yaris 5p VVT- i. Luego se procederá a calcular la huella de carbono de cada mezcla de combustible. Los resultados obtenidos en las diferentes mezclas de combustible muestran que la mezcla con mayor potencia es de GLP e hidrógeno, a su vez estos producen mayor huella de carbono. Por otra parte, el GNV e Hidrógeno tienen menor huella de carbono. La simulación ayudó a comprender el flujo del combustible y comportamiento dentro del cilindro del motor.

Palabras clave- Hidrógeno, GNV, GLP, Ciclo Otto, Mezclas de Combustibles.

I. INTRODUCCIÓN

La dependencia global de los combustibles fósiles representa un desafío crítico debido a su impacto ambiental, especialmente por las emisiones de gases de efecto invernadero que contribuyen al cambio climático. Ante esta problemática, la industria automotriz busca alternativas más sostenibles, destacando el uso de hidrógeno (H_2), gas natural vehicular (GNV) y gas licuado de petróleo (GLP) en combinación con la recirculación de gases de escape (EGR) para mejorar la eficiencia energética y reducir las emisiones contaminantes.

El hidrógeno ha ganado protagonismo por su alta densidad energética y la ausencia de emisiones de carbono durante la combustión. Diversos estudios han explorado su aplicación en motores convencionales, analizando tecnologías de inyección directa y de puerto, así como estrategias para garantizar su seguridad operativa [1-3]. En particular, las mezclas de hidrógeno con GNV (HCNG) han mostrado mejoras en eficiencia térmica y reducciones de hidrocarburos no quemados y monóxido de carbono, aunque también evidencian un aumento de las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x), especialmente a altas cargas [4-9].

Por su parte, el enriquecimiento de GLP con hidrógeno mejora la eficiencia volumétrica y reduce las emisiones de escape, pero puede generar fallos de encendido a bajas relaciones de equivalencia [10-13]. En motores turboalimentados, la combinación de hidrógeno y GLP junto con el uso de EGR reduce significativamente las emisiones de NO_x , siempre que se optimicen la relación de compresión y el avance del encendido [14-18].

Si bien estas investigaciones destacan el potencial del hidrógeno para mejorar el rendimiento y las emisiones en motores de combustión interna, surge la necesidad de evaluar de manera integral las condiciones óptimas para su implementación. Factores clave como la proporción adecuada de hidrógeno, la gestión del EGR y las relaciones de compresión aún requieren un análisis más profundo para equilibrar potencia, eficiencia y emisiones, lo que constituye el eje central de esta investigación.

Esta investigación tiene como objetivo analizar el funcionamiento de un motor de combustión interna (MCI) Otto en modo dual utilizando diferentes combustibles gaseosos. Los objetivos específicos incluyen: evaluar las propiedades físicas y químicas de las mezclas GNV/ H_2 y GLP/ H_2 , con y sin EGR; realizar simulaciones en SimScale para estudiar su desempeño; y calcular la huella de carbono de cada mezcla. El estudio adopta un enfoque explicativo teórico para analizar el rendimiento, la eficiencia y las emisiones del motor al usar estas combinaciones de combustibles. Se llevarán a cabo pruebas comparativas para determinar la mezcla más viable, con el propósito de promover su implementación en la industria automotriz y contribuir al desarrollo de soluciones energéticas más limpias y sostenibles.

II. MARCO TEÓRICO

A. Motores CI Duales

1) Motor CI a GLP

El GLP, compuesto principalmente por butano (40%) y propano (60%), presenta un octanaje de 110, superior al de la gasolina (98), aunque reduce la potencia del motor. El proceso de suministro comienza en la válvula de carga, desde donde el GLP se almacena en el tanque y se transporta en estado líquido a través de una tubería de cobre hasta el evaporador. Allí, se convierte en gas mediante una válvula electromagnética y se calienta utilizando el sistema de refrigeración del motor. Finalmente, el gas se dirige al mezclador, donde se combina con aire para formar una mezcla óptima para la combustión, suministrándose a una presión inferior a la atmosférica [22, 23].

2) Motor CI a GNV

El GNV, un combustible fósil compuesto en un 80-90% por metano (CH_4), es más ligero que el aire, lo que facilita su

dispersión y reduce riesgos en caso de fuga. Con un octanaje elevado (120-130), permite una combustión más eficiente, aunque puede ocasionar una disminución de potencia en los motores que lo utilizan. El GNV se almacena en cilindros de alta presión y se transporta al motor mediante líneas seguras, donde la presión se reduce de 3,000 a 29 libras para garantizar un funcionamiento óptimo.

B. Motor de CI a Hidrógeno

Los motores de combustión interna de hidrógeno (H₂ICE) son similares a los motores de gasolina y diésel, pero sus emisiones ideales se limitan a agua y óxidos de nitrógeno (NO_x). Sin embargo, el uso de lubricantes a base de carbono y un control inadecuado en la inyección de hidrógeno pueden provocar emisiones de hidrógeno sin quemar. Existe también el riesgo de filtración al cárter, donde el calor podría causar autoencendido y derivar en incendios. Estos motores presentan desafíos como baja densidad de potencia y fenómenos de autoencendido, incluyendo preencendido y detonación. Además, si la válvula de escape está abierta durante la inyección, puede haber fugas de hidrógeno no quemado, un problema especialmente crítico en motores que operan a altas temperaturas.

C. Propiedades del Hidrógeno

TABLA I
PROPIEDADES DEL HIDRÓGENO

Fórmula base	H ₂	H ₂
Densidad	0.08937	kg/m ³
Número de octano de investigación	>120	RON
Número de octano motor	60	MON
Calor de vaporización actual	0.461	MJ/kg
Poder calorífico inferior (PCI)	120	MJ/kg H ₂
Poder calorífico superior (PCS)	141.9	MJ/kg H ₂
Relación estequiométrica aire/combustible (A/F)	14.7	m ³
Energía de ignición mínima	0.02	MJ
Temperatura de autoignición en el aire	858	°C
Punto de ebullición	252.9	°C
Límite inferior de explosividad (LIE)	4	%
Límite superior de explosividad (LSE)	75	%
Constante de difusión en aire	0.61	cm ² /s

D. Válvula EGR

1) Funcionamiento

La válvula EGR en motores de combustión interna reduce las emisiones de NO_x al recircular parte de los gases de escape hacia las cámaras de combustión. Este proceso, mediante la temporización de la válvula de escape o sistemas de tuberías externas, disminuye la temperatura y ralentiza la combustión, lo que reduce la formación de NO_x. Además, la mezcla de gases

de escape, más fría que el aire de admisión, contribuye a controlar las temperaturas máximas de combustión, mejorando la eficiencia del motor y facilitando el cumplimiento de normativas ambientales [21].

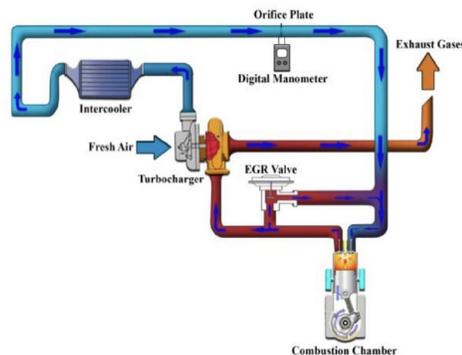


Fig. 1 Diagrama esquemático del sistema EGR [22].

2) Diseño para un motor alimentado de Hidrógeno

En motores de combustión interna alimentados con hidrógeno, la válvula EGR recircula parte de los gases de escape hacia la admisión, disminuyendo la temperatura de combustión y reduciendo las emisiones de NO_x. Este sistema ajusta el flujo de gases recirculados según las condiciones operativas del motor, lo que optimiza la mezcla de hidrógeno y aire en la cámara de combustión. Como resultado, se mejora la eficiencia del motor y se facilita el cumplimiento de estándares ambientales estrictos, maximizando el potencial del hidrógeno como combustible limpio [21].

E. Fundamentos técnicos del motor a simular

1) Toyota Yaris 2NZ-FE

El Toyota Yaris es un automóvil subcompacto fabricado por Toyota, con cinco generaciones lanzadas en 1999, 2005, 2010, 2014 y 2020. Está disponible en versiones hatchback de tres y cinco puertas, y sedán de cuatro puertas. El motor 2NZ-FE, de gasolina y cuatro cilindros, tiene 1.3 litros de cilindrada y es el más compacto de la familia Toyota NZ. Comparte varias características con el motor 1NZ, como el bloque de cilindros de aluminio con camisas de hierro fundido, cigüeñal y bielas de acero forjado, pistones de baja fricción, y una culata de aluminio de 16 válvulas con doble árbol de levas (DOHC) y sistema VVT-i en el árbol de admisión.

2) Ficha Técnica

TABLA II
FICHA TÉCNICA DEL MOTOR 2NZ-FE

MOTOR DE COMBUSTIÓN 2NZ-FE	
Fabricante	Toyota Motor Company
Potencia máxima	87 CV / 64 kW
Revoluciones potencia máxima	6.000 RPM
Par máximo	121 Nm (89 lb-ft)
Revoluciones par máximo	4.200 RPM
Disposición de los cilindros	En línea
Número de cilindros	4
Válvulas por cilindro	4
Disposición del tren de válvulas	DOCH
Diámetro del cilindro	72 mm
Carrera del cilindro	79,6 mm
Cilindrada	1.296 cm ³
Tipo de motor	4 tiempos – Atmosférico
Relación de compresión	10.5 a 1
Vol. desplazado de un cilindro (V _d)	322,6 cm ³
Vol. total desplazado del motor (V _s)	1290,4 cm ³
Vol. de la cámara de combustión (V _{cc})	32,26 cm ³

III. METODOLOGÍA

A. Enfoque de la investigación

Esta investigación utilizará un enfoque mixto que combina métodos cuantitativos y cualitativos. En el ámbito cuantitativo se aplicarán fórmulas teóricas para las propiedades fisicoquímicas de las mezclas y para calcular la huella de carbono de las mezclas. En el enfoque cualitativo se recogerán datos de la simulación, para interpretar los resultados y elaborar conclusiones integradas con la investigación.

B. Metodología de investigación

Se recopilará información sobre los factores que influyen en las mezclas de combustibles, así como cálculos teóricos de sus propiedades. Se introducirán y explicarán las variables consideradas, destacando su relevancia en el análisis. Basándose en estudios previos, se calcularán propiedades fisicoquímicas clave, como la densidad, el poder calorífico y la relación aire-combustible, presentando los resultados en tablas.

Además, se utilizará el software SimScale para realizar simulaciones CFD, analizando el comportamiento de las mezclas de combustibles dentro del motor seleccionado. Finalmente, se calculará la huella de carbono de cada mezcla. Los resultados se presentarán mediante ecuaciones, acompañadas de análisis estadísticos y comparativos.

C. Análisis de las propiedades físicas y químicas

A continuación, se presentan las fórmulas a usar

1) Densidad de la mezcla

$$\rho_{mezcla} = X_{comb}\rho_{comb} + Y_{H_2}\rho_{H_2} \quad (1)$$

donde

X_{comb} : Fracción molar de combustible (%) (GNV/GLP)

Y_{H_2} : Fracción molar de H₂ (%)

ρ_{comb} : Densidad de Combustible (GNV/GLP)

ρ_{H_2} : Densidad de H₂

2) Poder calorífico

$$PCI = X_{comb}.PCI_{comb.} + Y_{H_2}PCI_{H_2} \quad (2)$$

donde

PCI_{comb} : Poder calorífico Inferior (GNV/GLP)

PCI_{H_2} : Poder Calorífico Inferior de H₂

3) Relación Aire-Combustible

$$RAC = X_{comb}.RAC_{comb.} + Y_{H_2}RAC_{H_2} \quad (3)$$

donde

RAC_{comb} : Relación Aire Combustible (GNV/GLP)

RAC_{H_2} : Relación Aire Combustible de H₂

4) Es importante mencionar que para el caso de las mezclas con EGR, variará, reescribiéndose como

$$RAC_{mezcla+EGR} = RAC_{mezcla} \frac{\% \text{ de mezcla sin EGR}}{100} \quad (4)$$

A continuación, presentaremos las propiedades de cada combustible

TABLA III
Mezcla de GNV con H₂

Mezcla de GNV/ H2	Porcentaje (%)	Masa molar [g/mol]	Densidad [kg/m ³]	Poder calorífico [MJ/kg]	Relación Aire - Combustible
Metano (CH ₄)	80	16	0.668	50	17.2
Hidrógeno (H ₂)	20	2	0.0899	120	34

Se calculará la densidad, poder calorífico y la relación de Aire-Combustible de la mezcla total y servirá como dato para calcular en la Tabla IV la implementación de los EGR.

TABLA IV
Mezcla de GNV con H₂ y EGR

Mezcla de GNV/H2/EGR (10%)	Porcentaje (%)	Masa molar [g/mol]	Densidad [kg/m ³]	PCI [MJ/kg]	RAC
Mezcla de GNV/H	90	16	0.5524	64	20.56
Dióxido de carbono (CO ₂)	75	44	1.977	0	0
Vapor de agua (H ₂ O)	15	18	0.804	0	0
EGR	10				

En la Tabla V se implementará los EGR a un 10% de la mezcla total.

TABLA V
Mezcla de GLP con H₂

Mezcla del GLP/ H ₂	Porcentaje (%)	Masa molar [g/mol]	Densidad [kg/ m ³]	Poder calorífico [MJ/kg]	Relación Aire Combustible
Propano (C ₃ H ₈)	40	44	1.879	46.35	15.67
Butano (C ₄ H ₁₀)	40	58	2.493	45.76	15.4
Hidrógeno (H ₂)	20	2	0.0899	120	34

Asimismo, la mezcla de GLP con H₂ se analizará y calculará sus propiedades, luego se implementará en la siguiente tabla con EGR.

TABLA VI
Mezcla de GLP con H₂ y EGR

Mezcla de GLP/H ₂ /EGR (10%)	Porcentaje (%)	Masa molar [g/mol]	Densidad [kg/m ³]	PCI [MJ/kg]	RAC
Mezcla de GLP/H	90	44	1.7668	60.884	18.5
Dióxido de carbono (CO ₂)	75	44	1.977	0	0
Vapor de agua (H ₂ O)	15	18	0.804	0	0
EGR	10				

D. Simulación en SimScale

Para la simulación, se diseñará el motor Toyota Yaris 2NZ-FE en Autodesk Inventor, utilizando datos técnicos del motor, como el volumen de la cámara de combustión, entre otros parámetros clave. Una vez completado el diseño, se procederá a la simulación en SimScale para analizar el comportamiento de la mezcla de combustible dentro del cilindro. Este análisis es fundamental para identificar posibles problemas, como desgaste prematuro del motor. Las propiedades fisicoquímicas obtenidas en la metodología se integrarán en el software durante el proceso de mallado para garantizar la precisión de la simulación. Se configurarán los parámetros adecuados, ya sea en régimen transitorio o estacionario. Finalmente, se ejecutará la simulación y se analizarán los resultados, evaluando variables como la distribución de velocidad, presión y otros factores relevantes dentro del cilindro.

E. Cálculo de la huella de carbono de las mezclas

Para hallar la huella de carbono de las mezclas respectivas se necesitan las propiedades de los combustibles a usar. También se emplearán fórmulas que se explicará más adelante. A continuación, se muestra las tablas con los datos o propiedades a usar.

TABLA VII
Propiedades del GNV y H₂

Mezcla de GNV/ H ₂	Porcentaje (%)	Masa molar [g/mol]	Emisiones de CO ₂ [CO ₂ /kg]	Poder calorífico [MJ/kg]
Metano (CH ₄)	80	16	2.75	50
Hidrógeno (H ₂)	20	2	0	120

En la Tabla VII se observa las emisiones que genera cada elemento. Por otro lado, El H₂ es considerado una fuente de energía limpia porque su combustión solo produce agua como subproducto. Sin embargo, las emisiones asociadas con el H₂ dependen en gran medida del método de producción utilizado.

TABLA VIII
Propiedades del GLP y H₂

Mezcla de GLP/H ₂	Porcentaje (%)	Masa molar [g/mol]	Emisiones de CO ₂ [CO ₂ /kg]	Poder calorífico [MJ/kg]
Propano (C ₃ H ₈)	40	44	3.03	46.35
Butano (C ₄ H ₁₀)	40	58	3.03	45.76
Hidrógeno (H ₂)	20	2	0	120

Los datos mostrados en esta sección servirán para calcular la huella de carbono con las siguientes fórmulas.

5) Fracción en masa de los componentes de la mezcla

$$\text{Fracción en masa} = \frac{\text{Porcentaje} * \text{Masa Molar}}{\text{Porcentaje} * \text{Masa Molar} + 0.2 * 2} \quad (5)$$

6) Emisiones de CO₂ de la mezcla

$$\text{Emisiones CO}_2 = \text{Fracción en masa} * \text{Emisiones CO}_2 / \text{kg} \quad (6)$$

7) Huella de carbono de la mezcla

$$\text{Huella de carbono} = \frac{\text{Emisiones CO}_2}{\text{PCI mezcla}} \quad (7)$$

IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

En este proyecto se presentarán de manera detallada los resultados correspondientes a los tres puntos expuestos. A través de cálculos, análisis, utilizando gráficos y datos cuantitativos, se evaluarán las mezclas generadas de cada combustible.

1. Cálculo de las propiedades fisicoquímicas

Los resultados totales obtenidos a partir de las fórmulas aplicadas en las cuatro mezclas de combustibles, considerando un 80% de GNV y un 20% de H₂ para la primera mezcla, así como de un 80% de GLP y 20% de H₂ para la segunda mezcla. Para finalizar solo agregamos un 10% de EGR a las dos mezclas mencionadas. Por ejemplo, 80% de GNV y 10% de H₂ con un 10% de EGR. En el caso del GLP solo reemplazamos el GNV con GLP.

TABLA IX
Propiedades fisicoquímicas de las mezclas

MEZCLAS DE COMBUSTIBLE	Densidad [kg/m ³]	Poder calorífico [MJ/kg]	RAC
GNV / H ₂	0.5524	64	20.56
GNV / H ₂ / EGR	0.6575	64	18.5
GLP / H ₂	1.7668	60.844	19.228
GLP / H ₂ / EGR	1.7504	60.844	17.305

En la Tabla IX se muestra una comparación de los resultados obtenidos, podemos ver que el poder calorífico no varió, debido que los EGR no afectan a dicho valor ya que no aporta energía calorífica.

En la Fig. 1 se observa que la mezcla presenta los valores más elevados, los cuales pueden variar según el porcentaje de cada componente.

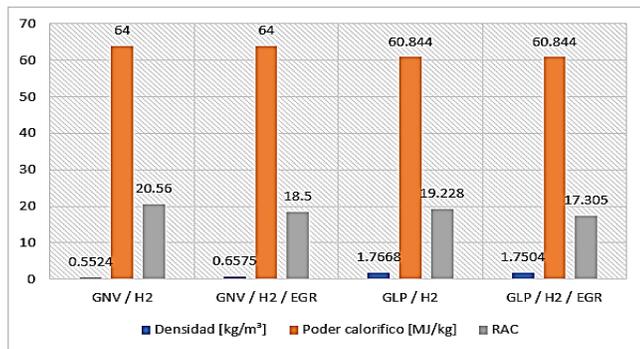


Fig. 2 Propiedades de las mezclas.

2. Simulación de SimScale en CFD

Se hace uso del software SimScale para realizar la simulación. Las mezclas analizadas en el software fueron GNV con H₂ y GLP con H₂. A continuación, se presentan los resultados obtenidos de la simulación.

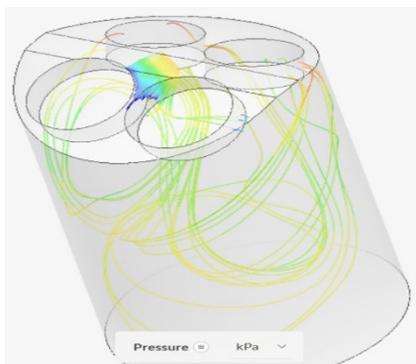


Fig. 3 Presión de la mezcla.

En la Fig. 3 se muestra la distribución de presión dentro del cilindro del motor para la mezcla, expresada en MPa. El análisis se realiza utilizando la escala de colores y la barra de referencia ubicada debajo de la simulación, lo que permite identificar las regiones de mayor y menor presión.

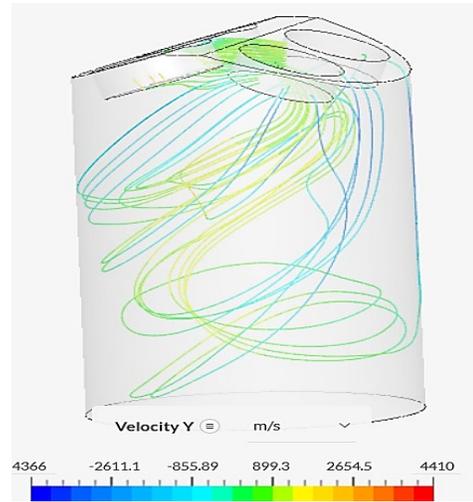


Fig. 4 Velocidad de la mezcla.

En la Fig. 4 se muestra la distribución de la velocidad del fluido (combustible), expresada en km/h. Esta unidad se utiliza para mantener coherencia con los datos de rendimiento del vehículo, como su recorrido y consumo. El análisis se realiza mediante la escala de colores en la barra de referencia, lo que permite identificar las zonas de mayor y menor velocidad del fluido dentro del cilindro.

En la Fig. 5 se describe el efecto de la turbulencia de cantidad de movimiento de fluido. En este tipo de flujo, los movimientos caóticos y desordenados de las partículas generan un intercambio adicional de impulso, similar al que ocurre por la acción de la viscosidad, lo que influye directamente en la mezcla y combustión dentro del cilindro del motor. Los datos obtenidos de esta figura, se puede comparar con el artículo [10] acerca de la mezcla de GLP e Hidrógeno obteniendo una tasa de aumento de 8.12% de la viscosidad cinética.

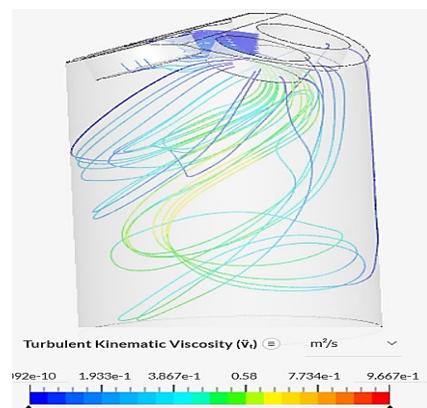


Fig. 5 Viscosidad cinética turbulenta.

En la Fig. 6 se representa la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta en forma de calor debido a la viscosidad del fluido. En la simulación, este parámetro se expresa en función de las RPM del motor. Tal como se mencionó anteriormente, este dato es crucial para estimar el rendimiento del motor, el consumo de combustible y el posible desgaste a lo largo del tiempo.

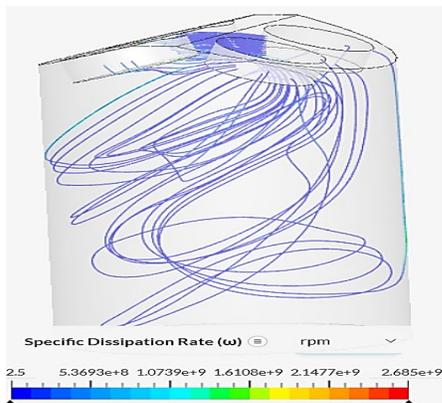


Fig. 6 Tasa de disipación específica.

Respecto a los datos estadísticos de la simulación, en la Fig. 7 se observa el comportamiento de los fluidos (mezcla). La presión se mantiene prácticamente constante, ya que el combustible se suministra a una presión fija. Las demás curvas representan el comportamiento del fluido en distintas variables, las cuales muestran valores moderados debido a la baja densidad del GNV y el H₂.

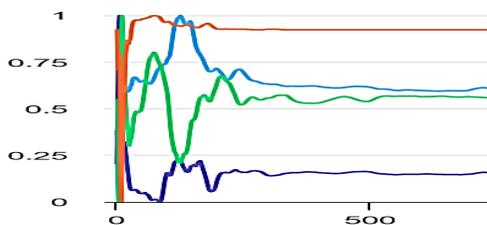


Fig. 7 Comportamiento del combustible GNV/H₂.

Asimismo, en la Fig. 8 se muestra una presión constante, mientras que las líneas correspondientes a los ejes Y y Z se encuentran en valores más bajos. Esto se debe a que la mezcla GLP/H₂ tiene una mayor densidad en comparación con la mezcla anterior, lo que influye en su comportamiento durante la simulación.

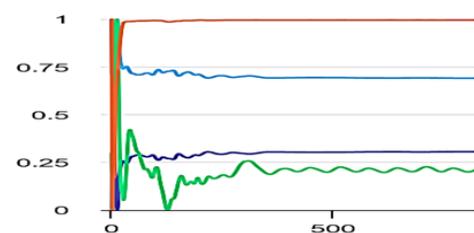


Fig. 8 Comportamiento del combustible GLP/H₂.

Por último, en la Fig. 9 se muestran los residuos de las mezclas, donde se observa un descenso general de los datos debido a las pérdidas de potencia. Esto indica que el control y análisis de los residuos es fundamental para garantizar predicciones precisas del rendimiento aerodinámico y de refrigeración, aspectos cruciales para el diseño y la optimización de los componentes del motor y del sistema de combustión.

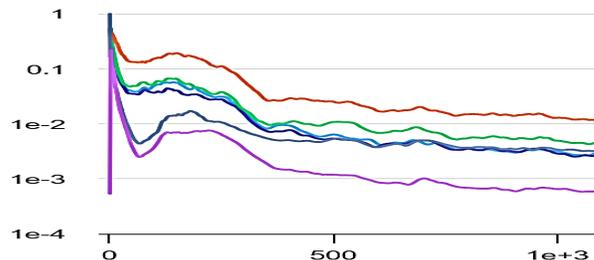


Fig. 9 Residuos de las Mezclas.

3. Cálculo de la Huella de Carbono

Para calcular la huella de carbono de las diferentes mezclas, se emplearán cuadros y tablas estadísticas que resumen los resultados obtenidos.

La incorporación del sistema EGR no altera directamente la cantidad de carbono en la mezcla, ya que los gases de escape (principalmente CO₂ y H₂O) no aportan carbono adicional que pueda oxidarse. Sin embargo, este sistema puede diluir la mezcla y modificar la eficiencia de la combustión, lo que influye en las emisiones finales.

En la Tabla X se muestra la huella de carbono correspondiente a cada mezcla de combustible, destacando las diferencias en función de la proporción de cada gas utilizado. Asimismo, los valores obtenidos se compararon con los del artículo [8], donde se menciona que el 30HCNG obtiene bajos valores de emisiones, seguida de una menor intensidad de las reacciones de post oxidación.

TABLA X
Huella de Carbono

MEZCLAS DE COMBUSTIBLE	Fración en masa	Emisiones de CO ₂ [CO ₂ /kg]	Huella de Carbono [CO ₂ /kg]
GNV / H ₂	0.9697	2.6667	0.0417
GLP / H ₂	0.4956	2.937	0.0483

Finalmente, en la Fig. 10 se observa que la mezcla de GLP con H₂ genera la mayor huella de carbono. Cabe destacar que estos resultados pueden variar dependiendo del porcentaje de cada componente utilizado en la mezcla, lo que afecta directamente las emisiones generadas durante la combustión.

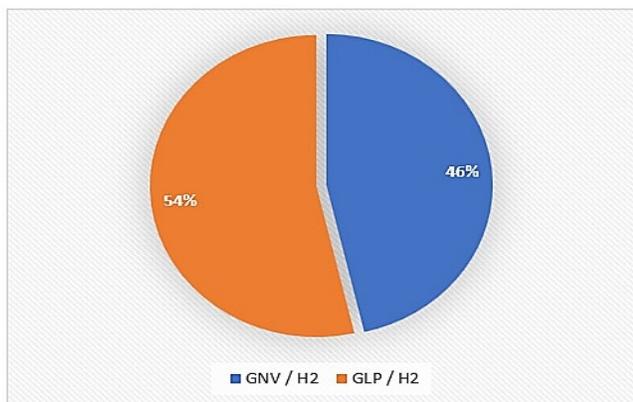


Fig. 10 Huella de carbono.

V. CONCLUSIONES

El análisis del funcionamiento del motor Otto de combustión interna de forma dual con diferentes combustibles gaseosos demuestra ser una alternativa prometedora para reducir la dependencia de combustibles fósiles y disminuir las emisiones contaminantes. El estudio teórico de las propiedades fisicoquímicas permitió identificar combinaciones químicas, ajustar las proporciones de sus componentes y evaluar su reactividad, explosividad y nivel de contaminación. Las simulaciones CFD mostraron una distribución homogénea de presión y velocidad del fluido dentro del cilindro, evidenciando el comportamiento del combustible en la cámara de combustión. Se observó que las mezclas de GLP e hidrógeno generan mayor potencia, aunque con una huella de carbono más alta, mientras que las mezclas de GNV e hidrógeno producen menor impacto ambiental. La adición de hidrógeno mejora la eficiencia térmica y reduce las emisiones de CO₂, aunque incrementa las de NO_x, especialmente en motores turboalimentados, siendo el sistema EGR al 10% una solución efectiva para reducir significativamente estas emisiones. Este estudio confirma la viabilidad de las mezclas de combustibles alternativos para mejorar el rendimiento de los motores de manera sostenible, reduciendo su impacto ambiental y contribuyendo al desarrollo de soluciones energéticas más limpias y eficientes.

VI. REFERENCIAS

[1] F. Rizzi et al., “Technological trajectories in the automotive industry: are hydrogen technologies still a possibility?”, *J. Limpio. Prod.*, vol. 66, pp. 328–336, March 2014. <https://doi.org/10.1016/J.JCLEPRO.2013.11.069>

[2] E. Abohamzeh et al., “Review of hydrogen safety during storage, transmission, and applications processes”, *JLPPI*, vol.72, pp.104569, September 2021. <https://doi.org/10.1016/J.JLP.2021.104569>

[3] Z. Stępień, “A Comprehensive Overview of Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engines: Achievements and Future Challenges”, *Energies*, vol.14, no. 20, pp. 6504, October 2021. <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/20/6504>

[4] J. Wang, J. et al., “Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas–hydrogen blends”, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol.32, no. 15, pp. 3555–3564, October 2007. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2007.03.011>

[5] T. S. Hora and A. K. Agarwal, “Experimental study of the composition of hydrogen enriched compressed natural gas on engine performance, combustion and emission characteristics”, *Fuel*, vol.150, pp. 470–478, November 2015. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.07.078>

[6] B. Liu et al., “Experimental study on combustion characteristics of a spark-ignition engine fueled with natural gas–hydrogen blends combining with EGR”, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol.22, pp. 273–277, January 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2008.11.030>

[7] S. O. Akansu et al. “Internal combustion engines fueled by natural gas—hydrogen mixtures”, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 29, no. 14, pp. 1527–1539, November 2004. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2004.01.018>

[8] T. S. Hora and A. K. Agarwal, “Effect of varying compression ratio on combustion, performance, and emissions of a hydrogen enriched compressed natural gas fuelled engine”, *J. Nat. Gas Eng.*, vol.31, pp. 819–828, April 2016. <https://doi.org/10.1016/j.jngse.2016.03.041>

[9] A. K. Sen, et al., “Effect of exhaust gas recirculation on the cycle-to-cycle variations in a natural gas spark ignition engine”, *J. Appl. Thermal Eng.*, vol.31, no.14–15, pp. 2247–2253, October 2011. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2011.03.018>

[10] S. H. Kacem et al., “The effect of H₂ enrichment on in-cylinder flow behavior, engine performances and exhaust emissions: Case of LPG-hydrogen engine”, *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 961–971, October 2016. <https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2016.07.075>

[11] K. Ravi et al., “Effect of compression ratio and hydrogen addition on part throttle performance of a LPG fuelled lean burn spark ignition engine”, *Fuel*, vol. 205, pp. 71–79, October 2017. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.05.062>

[12] B. L. Salvi, and K. A. Subramanian, “Experimental investigation on effects of exhaust gas recirculation on flame kernel growth rate in a hydrogen fuelled spark ignition engine”, *J. Appl. Thermal Eng*, vol.107, pp. 48–54, August 2016. <https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2016.06.125>

[13] A. Mariani, B. Morrone and A. Unich, “A Review of Hydrogen-Natural Gas Blend Fuels in Internal Combustion Engines”, *Fossil Fuel and the Environment*, vol.2, pp. 17–36, March 2012. <https://doi.org/10.5772/37834>

[14] Y. Karagöz, Y., Ö. Balcı and H. Köten, “Investigation of hydrogen usage on combustion characteristics and emissions of a spark ignition engine”, *Int. J. Hydrogen Energy.*, vol.44, no. 27, pp. 14243–14256, May 2019. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2019.01.147>

[15] L. Zhi Bao et al., “Experimental investigation of the achieving methods and the working characteristics of a near-zero NO_x emission turbocharged direct-injection hydrogen engine”, *Fuel*, vol.319, pp.123746, July 2022. <https://doi.org/10.1016/J.FUEL.2022.123746>

[16] P. V. Kherdekar and D. Bhatia, “Simulation of a spark ignited hydrogen engine for minimization of NO_x emissions”, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 42, no. 7, pp. 4579–4596, February 2017. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2016.10.074>

- [17] H. Trigubó et al., “Utilización del combustible híbrido (GNC+H₂) en motores de uso vehicular”, *II Jornadas Iberoamericanas de Motores Térmicos y Lubricación (La Plata, 2016)*, 2016. https://sedici.unlp.edu.ar/bitstream/handle/10915/77376/Documento_completo.pdf-PDFA.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- [18] R. Santiago, O. Maldonado and R. Contreras, “Prediction of CO and HC emissions in Otto motors through neural networks”, *Ingenius*, no.23, January 2020. <https://doi.org/10.17163/ings.n23.2020.03>
- [19] K. Ravi et al., “Effect of compression ratio and hydrogen addition on part throttle performance of a LPG fuelled lean burn spark ignition engine”, *Fuel*, vol. 205, pp. 71-79, October 2017. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.05.062>
- [20] A. I. Jabbr et al., “Multi-objective optimization of operating parameters for hydrogen-fueled spark-ignition engines”, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 40, pp. 18291–18299, October 2016. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2016.08.016>
- [21] C. Mantilla, J. Tapia, “Estudio de los efectos de la apertura de la válvula EGR en la combustión de un motor de encendido por compresión crdi, mediante el uso de termografía infrarroja” (2015). <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/7694>
- [22] Harari, P. A., & Patil, J. S. (2016). “A review on effect of exhaust gas recirculation (EGR) in diesel engines”. *International Journal of Engineering and Management Research*, 6(2), 437–443. <https://www.researchgate.net/publication/356128258>
- [22] Martines P.; Siavichia, B.; Tenesaca, J. (2011). “Análisis y construcción de un banco funcional con sistema de alimentación dual GLP-Gasolina en un motor con gestión electrónica para el laboratorio de motores de combustión interna”. *Universidad Politécnica salesiana sede cuenca*. https://utpedupemy.sharepoint.com/:w:/g/personal/u19213161_utp_edu_pe/ESgSXMvRnhxI_opx0snJngB0B7LF_bO-nvZSH-dfyf_ipaxA?rttime=ovfEO3iO3Eg
- [23] Calderón, L. (2010). Evaluación del comportamiento de motores de ciclo otto en un banco de pruebas, adaptando sistemas de combustible GLP para motores a carburador e inyección electrónica. <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/2127>
- [24] I. Jabbr et al., “Multi-objective optimization of operating parameters for hydrogen-fueled spark-ignition engines”, *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 40, pp. 18291–18299, October 2016. <https://doi.org/10.1016/J.IJHYDENE.2016.08.016>