

# Estudio del Efecto de la Composición de Mezclas Gas Natural e Hidrógeno en la Combustión y las Emisiones de un Motor Diésel-Dual Usando un Modelo Cinético-Químico

Andrés David Morales Rojas<sup>1</sup>, Sebastián Heredia Quintana<sup>2</sup>, Sandra Liliana Amaya Bustos<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Grupo de investigación e innovación en energía - GIEN, Facultad de Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo, Medellín, Colombia. Email: [andres.morales@pascualbravo.edu.co](mailto:andres.morales@pascualbravo.edu.co)

<sup>2</sup>Energética SAS, Medellín, Colombia. Email: [sebastian.heredia@energetica.com.co](mailto:sebastian.heredia@energetica.com.co)

<sup>3</sup>Grupo de investigación e innovación en energía - GIEN, Facultad de Ingeniería, Institución Universitaria Pascual Bravo, Medellín, Colombia. Email: [sandra.amaya@pascualbravo.edu.co](mailto:sandra.amaya@pascualbravo.edu.co)

## Resumen

Este estudio examina el impacto del gas natural (GN), hidrógeno (H<sub>2</sub>) y sus mezclas sobre la combustión y las emisiones de un motor diésel en modo dual, utilizando resultados experimentales y un modelo cero-dimensional con cinética química detallada. Las simulaciones numéricas aumentan el entendimiento de los fenómenos cinético-químicos en la cámara de combustión del motor, operando en modo diésel y modo dual con GN, H<sub>2</sub> y una mezcla de ambos, y cómo estos afectan el rendimiento y las emisiones. Los hallazgos indican que el uso exclusivo o en mezcla con GN del H<sub>2</sub> influye negativamente en el nivel de sustitución alcanzado y aumenta las emisiones de monóxido de nitrógeno (NO) en los gases de combustión. Este estudio proporciona información valiosa para optimizar la operación de MCI en modo dual y apoya el objetivo de integrar el hidrógeno en la matriz energética, manteniendo el rendimiento y reduciendo el impacto ambiental.

**Palabras clave:** Motores de combustión interna, combustión dual, micro generación, hidrógeno verde.

## Abstract

This study investigates the effects of natural gas (NG), hydrogen (H<sub>2</sub>), and their mixtures on combustion and emissions in a dual-fuel diesel engine, using experimental data and a zero-dimensional model with detailed chemical kinetics. The numerical simulations provide deeper insights into the chemical and kinetic processes occurring in the engine's combustion chamber when operating in diesel mode and dual mode with NG, H<sub>2</sub>, and their mixtures, and how these factors influence performance and emissions. The findings suggest that using H<sub>2</sub>, either alone or blended with NG, negatively affects the substitution levels achieved and increases nitrogen monoxide (NO) emissions in the exhaust gases. This research offers valuable information for optimizing dual-fuel ICE operation and supports the broader goal of integrating hydrogen into the energy matrix while maintaining performance and minimizing environmental impact.

**Keywords:** Internal combustion engines, dual-fuel combustion, microgeneration, green hydrogen.

## 1. Introducción

Según el reporte presentado por *Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD)* publicado por *International Energy Agency* en 2024 [1], la producción de electricidad a partir de combustibles fósiles totalizó en 341.6 TWh, un 3.5% menos, o 12.4 TWh menos, en comparación con abril de 2023. En este mismo informe, se reportó que la producción total de electricidad procedente de fuentes renovables creció un 11.7% interanual hasta los 341.3 TWh, con variaciones interanuales positivas para todas las principales tecnologías renovables. En particular, la generación de energía eólica aumentó un 19.1%. Por su parte, *British Petroleum* en su *bp*

*Energy Outlook 2022* [2], proyectó que para 2050, el consumo mundial de energía eléctrica aumentará entre un 75% y un 80%; este incremento estaría ligado a los sectores industrial, transporte y de la construcción, principalmente, de las economías emergentes en Asia y África, las cuales demandarán tres cuartas partes de la energía eléctrica mundial para ese mismo año.

Una de las desventajas de un modelo energético basado en combustibles fósiles es la generación de gases contaminantes tales como el monóxido de carbono (CO), hidrocarburos sin quemar (HC), óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), entre otros; así como el material particulado (MP). También, su uso y quema en casi todos los sistemas térmicos libera gran cantidad de

gases de efecto invernadero (GHG – por sus siglas en inglés) como el dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), el metano ( $\text{CH}_4$ ), ozono ( $\text{O}_3$ ), entre otros [3]. Además de los problemas ambientales que causa, también hay efectos negativos en la salud de la población y que son más evidentes en los países en desarrollo o recientemente industrializados, donde el consumo de energía crece en extremo y la gestión ambiental aún no se incorpora en las políticas de gestión del país. A 2022, las emisiones globales de  $\text{CO}_2$  relacionadas con la energía crecieron un 0.9% o 321 Mt, alcanzando un nuevo máximo de más de 36.8 Gt. Y las emisiones procedentes de la quema de combustibles para la generación de energía eléctrica aumentaron en 423 Mt, mientras que las emisiones de los procesos industriales disminuyeron en 102 Mt [4].

Con la actual dependencia de la generación eléctrica a los combustibles fósiles, las políticas de electrificación y descarbonización de la energía, así como los cada vez más estrictos estándares de emisiones ambientales, es evidente la necesidad de, no solo aumentar la adopción de tecnologías para la generación de energía eléctrica a partir de fuentes renovables de energía no convencional; sino, también, en motivar la investigación para el desarrollo y mejora de sistemas basados en tecnologías ya establecidas como los motores de combustión interna (MCI).

Por ejemplo, los MCI se usan como unidad principal o de respaldo en sistemas híbridos de generación de energía eléctrica, en conjunto con unidades de generación fotovoltaica o con turbinas eólicas, con el objetivo principal de aumentar la fiabilidad global del sistema, dada la intermitencia de los recursos solar y eólico [5]. También, en aplicaciones en donde existe una demanda constante y considerable de calor, es posible incorporar unidades de cogeneración basadas en MCI (CHP - por sus siglas en inglés), en lugar de generar el calor y la electricidad de manera separada. La producción combinada de calor y electricidad aumenta la eficiencia global del sistema, permitiendo ahorros entre el 10% y el 30% en el combustible y una disminución equivalente en las emisiones generadas dependiendo de la tecnología [6, 7].

Otra gran aplicación de los MCI tiene que ver con la industria automotriz, si bien su uso en vehículos está siendo reconsiderado debido a las restricciones provocadas por la contaminación ambiental en ciudades, el cambio climático y la transición energética [8, 9]; sin embargo, se ha impulsado la exploración de combustibles renovables y alternativos por parte de investigadores, entusiastas e industrias relacionadas con los MCI, en especial combustibles con elevada relación hidrógeno-carbono (H/C) que produce menos emisiones de  $\text{CO}_2$ .

Actualmente, existen alternativas tecnológicas que impulsan el uso del gas natural (GN) en MCI, usándolo de manera exclusiva en una amplia gama de aplicaciones, incluyendo vehículos livianos y pesados, generadores eléctricos y maquinaria industrial. Estas tecnologías han ganado terreno en los últimos años, gracias a sus “beneficios” ambientales como la baja producción de gases de  $\text{CO}_2$  y MP en comparación con aquellas que usan de manera exclusiva gasolina o diésel [9, 10]. Por ejemplo, la incorporación del GN en el sector transporte es una realidad en vehículos livianos que usan motores de encendido provocado (MEP) y que han sido transformados para operar con gasolina o con gas natural vehicular (GNV). En el presente, más de 200.000 vehículos operan bajo esta tecnología en Colombia, de estos, cerca del 30% corresponden a vehículos de servicio público tipo taxi [11, 12].

Los motores de encendido por compresión (MEC) también suelen ser configurados, para operar en modo dual, permitiendo el uso simultáneo tanto de diésel y de GN u otros combustibles gaseosos. Un motor diésel operando en modo dual se refiere a un MEC acondicionado para funcionar con dos tipos de combustible de manera simultánea; el sistema de control del motor ajusta la proporción de los dos combustibles según las condiciones de funcionamiento para optimizar el rendimiento y las emisiones [13]. La configuración más común implica el uso de diésel como un combustible piloto y GN como combustible principal [9, 14]. En un motor diésel-dual, el diésel se inyecta directamente en la cámara de combustión, mientras que el combustible gaseoso se introduce por separado, típicamente, en el ducto de admisión de aire. Este tipo de conversiones busca aprovechar la eficiencia y versatilidad de los MEC junto con las menores emisiones de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  y de MP inherentes al uso del GN, con el objetivo de mejorar la eficiencia y reducir el impacto ambiental de los motores [14].

Considerando principalmente las ventajas medioambientales, y la posibilidad de obtención a partir de fuentes renovables de energía, el uso de hidrógeno ( $\text{H}_2$ ) en MCI viene siendo documentado desde inicios de la década de los 70s, teniendo un crecimiento exponencial tanto en publicaciones como en referencias durante los últimos años [15]. Recientemente, el hidrógeno verde y azul han emergido como alternativas prometedoras para el futuro energético, el  $\text{H}_2$  y los combustibles basados en este podrían desempeñar un papel importante en la descarbonización de sectores en donde las emisiones son difíciles de reducir y las soluciones alternativas no

están disponibles o son difíciles de implementar, como en el industrial y el de transporte [16].

Pese a las ventajas conocidas al uso del GN y el H<sub>2</sub>, los combustibles derivados del petróleo prevalecen en el campo de los MCI, por ello, la transición hacia fuentes más limpias debe ser gradual con el fin de minimizar las afectaciones económicas asociadas al proceso de cambio tecnológico. En este sentido, la hoja de ruta de la transición energética en Colombia considera el gas natural, gas licuado de petróleo (GLP) y los biocombustibles como “energéticos para la transición” [17] lo que podría impulsar la gasificación del sector transporte, que consiste en la incorporación gradual de GN en los motores que actualmente se impulsan con gasolina y diésel. Así mismo, el uso del GN en el sector transporte posibilita la incorporación gradual del H<sub>2</sub> en la matriz energética nacional, dado que este último se puede adicionar a la red de distribución de GN. La cantidad de H<sub>2</sub> añadida puede variar, desde porcentajes bajos hasta mezclas más ricas en hidrógeno [9, 18, 19]. Sin embargo, se debe tener en cuenta el límite de enriquecimiento establecido mediante el índice de *Woobe*, el cual sitúa la mezcla por debajo del 20% de H<sub>2</sub> en volumen [20].

El uso de GN en MCI se le relaciona con una baja eficiencia de combustión (altas emisiones de CO y HC), especialmente a bajas cargas, razón por la cual diversos estudios han explorado su enriquecimiento con H<sub>2</sub> como estrategia para atenuar dicho efecto [21–23]. Una de las principales características del H<sub>2</sub> es que su velocidad de llama es aproximadamente 5 veces mayor a la del metano (mayor constituyente del GN) bajo condiciones normales de operación [3,6], por lo que su adición a la red de transporte de GN podría mejorar las características de combustión de los motores y disminuir su impacto ambiental. Pese a ello, las emisiones de NO<sub>x</sub> presentan tendencias al aumento, originadas por las mayores temperaturas y presiones al interior de la cámara de combustión [24, 25]. Las emisiones de HC también podrían aumentar dependiendo de la condición operacional del motor [26].

Vale la pena destacar que, mediante otros enfoques como la modificación geométrica del pistón y el uso conjunto de mezclas de GN e H<sub>2</sub> (HCNG – por sus siglas en inglés), es posible que el rendimiento de motores duales sea similar a las obtenidas con diésel puro, pero con emisiones contaminantes considerablemente menores [21]. En el análisis de ciclo de vida para el HCNG con 20% de H<sub>2</sub>, presentado por *Gupta et al.* [27], se destaca que, para esa mezcla se podrían lograr reducciones cercanas al

11% en gases de efecto invernadero. Por otro lado, *Makaryan et al.* [26], sitúan dicha reducción entre el 8% y el 15% dependiendo de la condición operacional del motor.

En la revisión presentada por *Pham et al.* [14], se resalta el incremento de aplicaciones de movilidad que emplean motores duales diésel/GN en el sector de carga liviana y pasajeros. Entre sus hallazgos, se detalla que para estos sistemas se encuentra de forma recurrente que las emisiones NO<sub>x</sub> y PM son significativamente menores, sin embargo, las de HC y CO son ligeramente mayores. Por otro lado, el uso de diésel e H<sub>2</sub>, conduce a menores emisiones de HC, CO, y CO<sub>2</sub>, aunque los NO<sub>x</sub> presentan una tendencia a incrementar. Los autores destacan como una de las principales limitantes del uso H<sub>2</sub> en los motores duales, el nivel de sustitución que se puede lograr, siendo de 30% el mayor nivel de sustitución reportado es 30% en términos energéticos, más allá, de lo cual, se presentan fenómenos indeseados de combustión anormal y centrado de esta. Sin embargo, vale la pena aclarar que, el nivel de sustitución máximo depende del modo operacional del motor y de la tecnología de dualización implementada [14, 24, 25].

Basado en el contexto anterior, este trabajo presenta un análisis de los resultados experimentales obtenidos en el marco del proyecto de investigación “Evaluación experimental del efecto del uso de mezclas gas natural e hidrógeno sobre el desempeño de un MEC en modo dual”, los cuales se llevaron a cabo en el laboratorio de Sistemas Energéticos de la *Institución Universitaria Pascual Bravo*, ubicada en la ciudad de Medellín - Colombia, con una altura de 1495 m sobre el nivel del mar. Estos resultados se complementaron con un estudio numérico utilizando el módulo de motores diésel de *Ansys® Chemkin*. El uso de este *software* fue posible gracias al proyecto “Prospectiva y desarrollo tecnológico en la producción, en las complementariedades con otros energéticos y en los usos del hidrógeno en Antioquia”.

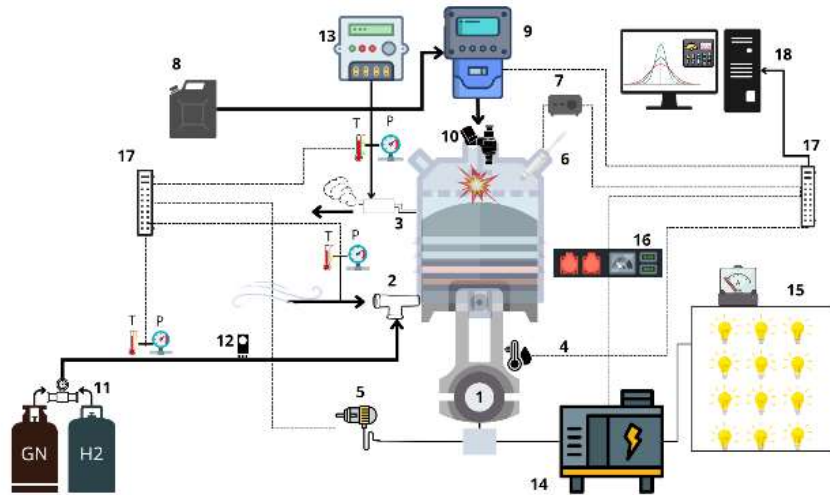
## 2. Metodología

Este trabajo se dividió en tres fases, la primera de construcción y puesta a punto del montaje experimental, la segunda de desarrollo y análisis de los resultados experimentales y, por último, una fase numérica. La fase experimental comprendió la planeación, adquisición de componentes, modificación del motor y calibración e instalación de sensores; los experimentos se llevaron a cabo buscando los máximos niveles de sustitución posibles

de diésel al usar GN, H<sub>2</sub> y una mezcla de ambos en tres diferentes grados de carga del motor. Por último, con el estudio numérico se buscó ampliar el entendimiento de los fenómenos cinético-químicos asociados a la combustión dual en MEC.

## 2.1. Montaje experimental

Los experimentos se llevaron a cabo en un grupo electrógeno con motor *Yanmar KM178F*, ver Figura 1.



1. Motor.	2. Múltiple admisión.	3. Múltiple escape.	4. Termopar aceite.	5. Codificador angular.	6. Sensor presión.
7. Amplificador señal.	8. Tanque diésel.	9. Medidor Coriolis.	10. Inyector.	11. Combustibles gaseosos.	12. Medidores Omega.
13. Analizador gases.	14. Generador eléctrico.	15. Banco bombillos.	16. Control generador.	17. Adquisición datos.	18. Computador.

**Figura 1.** Montaje experimental, principales componentes y sistemas de medición. Adaptado de [28].

La **Tabla 1** presenta el tipo, la referencia y las principales características geométricas del motor. El motor se modificó para la instalación de un puerto de suministro de GN, H<sub>2</sub> o una mezcla de ambos en el múltiple de admisión, así como sensores de temperatura y presión para el aire de admisión y los gases de combustión, un sensor de temperatura para el aceite y un codificador angular *OPKON PRI 50AR8* para la medición del régimen de giro. Además, se instaló un sensor de presión piezoeléctrico marca *BD Sensors DAC-107* para la medición de la presión al interior de la cámara de combustión, ubicado en la culata del motor<sup>1</sup>.

**Tabla 1.** Características técnicas del motor.

Ítem	Característica
Tipo	Mono cilíndrico, cuatro tiempos, aspiración natural y refrigerado por aire
Referencia	<i>KM178F</i>
Potencia nominal @ 3600 rpm [kW]	3.68
Régimen de giro [rpm]	3600

<sup>1</sup> No presentados en este trabajo.

Volumen desplazado [cc]	296
Relación de compresión [-]	20:1
Diámetro [cm]	7.8
Carrera [cm]	6.2

El flujo másico de diésel se midió con un medidor de flujo másico tipo *Coriolis* marca *Siemens SITRANS 2100DI*, el flujo volumétrico de GN se midió con un medidor marca *Omega FMA5400/5500* y el de H<sub>2</sub> con un medidor marca *Omega FMA1700/1800*; el flujo másico de ambos gases se obtuvo al corregir el valor del flujo volumétrico con el de su densidad, la cual se calculó a las condiciones de presión y temperatura en el múltiple de admisión. En la **Tabla 2** se presentan las propiedades físicas y de combustión de los combustibles utilizados.

**Tabla 2.** Propiedades físicas y de combustión de los combustibles utilizados.

Atributo	Diésel	GN	H <sub>2</sub>
Formula	$C_{15.08}H_{29.49}O_{0.23}$	$C_{1.17}H_{4.26}O_{0.04}$	$H_2$
M [g/mol]	214.13	18.91	2.00
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	851.90 <sup>a</sup>	0.67 <sup>b</sup>	0.098 <sup>b</sup>

AFR <sub>th</sub>	14.60	16.16	34.47
PCI	42.41 <sup>a</sup>	47.23 <sup>c</sup>	119.99 <sup>c</sup>
[MJ/kg]			

Notas:

- Tomada de [29].
- A las condiciones promedio en la admisión, 28.9 °C y 88.86 kPa.
- Estimados a partir de un balance de energía y de las entalpías de formación para cada reacción de combustión estequiométrica.

Un analizador de gases *SICK GMS810*<sup>2</sup> se usó para determinar las concentraciones de CO<sub>2</sub>, HC (equivalentes a CH<sub>4</sub>) y CO. Un analizador *MAIHAK GM810*<sup>3</sup> se usó para medir la concentración de oxígeno.

La carga a la que se sometió el grupo electrógeno se simuló por medio de un banco de bombillos, encendiendo una cantidad de bombillos equivalentes al 25%, 62% y 100% de la carga máxima lograda por el motor; cada bombillo equivale a una carga eléctrica nominal de 327 W. La tensión eléctrica se mantuvo constante a 110 V, mientras que la corriente generada se midió por medio de un amperímetro instalado directamente en el banco de bombillos. Todas las señales se llevaron a una tarjeta de adquisición de datos *NI USB-6211* y se acondicionaron, trataron y visualizaron usando el *LabVIEW*<sup>TM</sup> en un computador de escritorio.

Se realizaron pruebas en modo diésel usando diésel comercial colombiano, el cual es una mezcla de 90% (Vol.) de diésel y 10% (Vol.) de biodiesel [29], y en modo diésel-dual usando diésel comercial colombiano como combustible piloto y GN, H<sub>2</sub> y una mezcla de ambos como combustible principal. Cada prueba se realizó dos veces a fin de confirmar la repetitividad de los resultados. El Anexo A contiene las variables medidas en la fase experimental.

Las pruebas se realizaron después de una fase de precalentamiento del motor, durante 5 minutos, operando con diésel. Posteriormente, la carga del motor se simuló al energizar la cantidad de bombillos correspondientes a la potencia de prueba. Luego de esto, se empezó a adicionar el combustible gaseoso hasta alcanzar el límite máximo de operación estable y seguro del motor, el cual era determinado por la temperatura máxima del lubricante, 95 °C; la temperatura máxima de los gases en el escape, 550 °C; y la estabilidad del régimen de giro del motor, 3600 ±30 rpm. Seguidamente, se aseguraba un tiempo de estabilización de 10 minutos y, de esta forma, se

iniciaba la medición de las variables necesarias para cuantificar los parámetros descritos a continuación.

## 2.2. Cálculo de parámetros efectivos

Los parámetros efectivos dan cuenta del rendimiento del motor – y del grupo electrógeno – bajo diferentes condiciones de operación. Los parámetros efectivos relacionan las variables de salida con los parámetros de entrada, considerando el sistema como una caja negra en el que parte de la energía química ingresada en la mezcla combustible se transforma en energía eléctrica. El resto de la energía ingresada no se transforma o se disipa al entorno en forma de calor y ruido. Los parámetros efectivos calculados en este trabajo fueron:

### 2.2.1. Consumo específico de diésel ( $CE_{diésel}$ )

$$CE_{diésel} \left[ \frac{g}{kW \cdot h} \right] = 3600 \cdot \frac{\dot{m}_{diésel}}{\dot{P}_e} \quad (1)$$

Donde:

- $\dot{m}_{diésel} [g/s]$  - Flujo másico de diésel.  
 $\dot{P}_e [kW]$  - Potencia eléctrica generada.

### 2.2.2. Porcentaje de sustitución energético ( $S_e$ )

$$S_e [\%] = \frac{\dot{P}_{GN} + \dot{P}_{H2}}{\dot{P}_{mezcla}} \cdot 100 \quad (2)$$

Donde:

- $\dot{P}_{GN} [kW]$  - Potencia química del gas natural admitido.  
 $\dot{P}_{H2} [kW]$  - Potencia química del hidrógeno admitido.

### 2.2.3. Potencia química de un combustible ( $\dot{P}_i$ )

$$\dot{P}_i [kW] = \dot{m}_i \cdot PCI_i \quad (3)$$

Donde:

- $\dot{m}_i [g/s]$  - Flujo másico del combustible.  
 $PCI_i [MJ/g]$  - Poder calorífico del combustible.

### 2.2.4. Eficiencia del grupo electrógeno ( $E_g$ )

$$E_g [\%] = \frac{\dot{P}_e}{\dot{P}_{mezcla}} \cdot 100 \quad (4)$$

Donde:

- $\dot{P}_{mezcla} [kW]$  - Potencia química de la mezcla combustible admitida.

<sup>2</sup> Infrarrojo no dispersivo.

<sup>3</sup> Paramagnético.

### 2.2.5. Eficiencia de combustión ( $E_c$ )

$$E_c [\%] = \left( 1 - \frac{\sum \dot{P}_{i,gases}}{\dot{P}_{mezcla}} \right) \cdot 100 \quad (5)$$

Donde:

$\dot{P}_{i,gases} [kW]$  - Potencia química disponible en los gases de combustión.

### 2.2.6. Dosado relativo ( $\phi$ )

El cálculo del dosado relativo incluye la realización de un balance de masa para la reacción de combustión estequiométrica entre la mezcla combustible y el aire admitido, ecuación (6); y otro para la reacción de combustión real entre la mezcla de combustible y el aire admitido teniendo en cuenta la concentración de cada una de las especies presentes en los gases de combustión, ecuación (7). El procedimiento de cálculo para la realización de estos balances se presenta en [28].

$$[aC_{15.08}H_{29.49}O_{0.23} + bC_{1.17}H_{4.26}O_{0.04} + cH_2] + a_{th}[O_2 + 3.76N_2] \rightarrow xCO_2 + yH_2O + zN_2 \quad (6)$$

$$w[aC_{15.08}H_{29.49}O_{0.23} + bC_{1.17}H_{4.26}O_{0.04} + cH_2] + a_b[O_2 + 3.76N_2] \rightarrow qCO_2 + wH_2O + rN_2 + tCO + pCH_4 + dH_2 + fNO + gO_2 \quad (7)$$

$$a_{th} = \frac{a_b}{w} \quad (8)$$

$$\phi = \frac{a_{th}}{a_r} \quad (9)$$

Donde:

$a, b$  y  $c$  - Fracciones molares de cada especie combustible en la mezcla.  
 $a_{th}$  - Factor de aireación estequiométrico.  
 $x, y$  y  $z$  - Número de moles de cada especie en los gases de combustión.  
 $w$  - Número de moles de la mezcla combustible admitida.  
 $a_b$  - Factor de aireación parcial.  
 $q, w, r, t, p, d, f, y$  y  $g$  - Número de moles de cada especie en los gases de combustión.  
 $a_r$  - Factor de aireación real.

### 2.3. Cálculo de los índices de emisión ( $I_i$ )

Los índices de emisión dan cuenta de la masa de gases contaminantes - y de efecto invernadero - que el grupo electrógeno genera por unidad de energía eléctrica. Es un indicador que permite comparar el

impacto ambiental del sistema independientemente del tamaño o de la tecnología utilizada.

$$I_i \left[ \frac{g}{kW \cdot h} \right] = m_{i,gases} \cdot CE_{mezcla} \quad (10)$$

Donde:

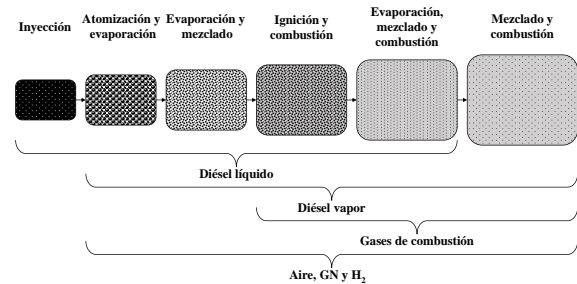
$m_{i,gases} \left[ \frac{g_{i,gases}}{g_{mezcla}} \right]$  - Masa de cada especie en los gases de combustión por unidad de masa de la mezcla combustible.

### 2.4. Metodología numérica

El simulador de motores diésel de inyección directa usado en este trabajo es uno de los modelos cero dimensionales de reactores homogéneos disponibles en *Ansys® Chemkin*, el cual se describe de manera detallada en los trabajos iniciales presentados por [30–32] con modificaciones realizadas por [33, 34]. El modelo describe la secuencia de procesos físicos y químicos que dan cuenta de la evolución temporal de la temperatura ( $T_c$ ), presión ( $p_c$ ), composición de los gases de combustión ( $x_{i,c}$ ) y del dosado relativo ( $\phi$ ) al interior de la cámara de combustión y a lo largo del periodo de válvulas cerradas del motor.

#### 2.4.1. Descripción del modelo

La inyección del diésel en aire caliente y a alta presión resulta en un proceso de atomización, evaporación y mezclado de una parte del combustible con aire -, GN e/o  $H_2$  - que forma una mezcla reactiva durante el periodo de retraso a la ignición. Al final de esta etapa, la combustión espontánea de esta mezcla genera una alta tasa de aumento de la presión, asociada al proceso de ignición. Después, el combustible inyectado que aún no se quema, más el combustible que se sigue inyectando, se evapora y mezcla con aire -, GN e/o  $H_2$  - y gases de combustión dentro de un periodo de combustión no premezclada o difusiva, ver Figura 2.



**Figura 2.** Proceso de combustión del diésel inyectado. Adaptado de [31].

El modelo de inyección da cuenta de la tasa de suministro de diésel en función de los parámetros de

diseño y de operación del motor y del inyector [31]. El modelo de formación del chorro considera que el combustible inyectado se divide en pequeños “paquetes” y asume que no hay mezcla entre ellos. Se supone que cada paquete está formado por aire -, GN e/o H<sub>2</sub> -, gotas y combustible evaporado. Las ecuaciones que describen la formación y penetración del chorro, la cantidad de aire -, GN e/o H<sub>2</sub> - arrastrado y la cantidad de gotas en cada paquete se presentan en [31, 35–38].

Se asume que la evaporación del diésel inicia inmediatamente después de la inyección. La cantidad de diésel evaporado es controlado por la tasa de evaporación de las gotas; este modelo se describe a detalle en [31] y [39]. La cantidad de combustible evaporado en cada paquete depende del diámetro, la cantidad y la temperatura de las gotas; por otro lado, la masa y el volumen de aire -, GN e/o H<sub>2</sub> - en cada paquete se considera igual al obtenido sin evaporación del combustible. La temperatura disminuye como consecuencia del calor absorbido para evaporar las gotas, ver ecuación (11).

$$\Delta T \left[ \frac{K}{s} \right] = \frac{\dot{Q}_d - C_{p,vdiésel} \cdot \frac{dm_l}{dt} \cdot (T_2 - T_l)}{C_{p,vdiésel} \cdot m_{vdiésel} + m_a \cdot C_{p,a}} \quad (11)$$

Donde:

$\dot{Q}_d [kW]$	- Calor transferido a la gota.
$C_{p,vdiésel} [kJ/kg \cdot K]$	- Calor específico del diésel (vapor).
$m_l [kg]$	- Masa de una gota.
$T_2 [K]$	- Temperatura del paquete.
$T_l [K]$	- Temperatura de la gota.
$m_{vdiésel} [kg]$	- Masa del diésel (vapor).
$m_a [kg]$	- Masa de aire - GN e/o H <sub>2</sub> -.
$C_{p,a} [kJ/kg \cdot K]$	- Calor específico del aire -, GN e/o H <sub>2</sub> -.

Por otro lado, el dosado relativo de cada paquete evoluciona en función de la masa de combustible que se evapora, ecuación (12).

$$\phi = \frac{m_{vdiésel}}{FAR_{th} m_a} \quad (12)$$

Donde:

$FAR_{th}$	- Relación aire combustible estequiométrica.
------------	--

Un corto periodo de tiempo después de la inyección se da la ignición, promovida por la cinética química, en la mezcla gaseosa. El modelo considera las ecuaciones presentadas en [31, 40, 41].

Después de que ocurre la ignición, a medida que el diésel se va evaporando reacciona estequiométricamente con el aire -, GN e/o H<sub>2</sub> - arrastrado dentro de cada paquete; este proceso se simula a través de un modelo de llama no premezclada. La liberación de calor ( $Q_r$ ) se determina por medio de la ecuación (13).

$$Q_r [kJ] = PCI_{mezcla} \cdot \sum_{i=1}^n m_{mezcla,i} \quad (13)$$

Donde:

$m_{mezcla,i} [kg]$	- Cantidad de mezcla combustible quemada dentro de cada paquete.
$PCI_{mezcla} \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$	- Poder calorífico de la mezcla.
$n$	- Número de paquetes.

La tasa de transferencia de calor a las paredes ( $\dot{Q}_w$ ) se describe a partir de la ecuación (14).

$$\dot{Q}_w [kW] = h_c \cdot A_s \cdot (T_c - T_w) \quad (14)$$

Donde:

$h \left[ \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right]$	- Coeficiente convectivo de los gases al interior de la cámara de combustión.
$A_s [m^2]$	- Área superficial de la cámara de combustión.
$T_c [K]$	- Temperatura de la cámara de combustión.
$T_w [K]$	- Temperatura de la pared del cilindro.

El coeficiente convectivo se obtiene a partir de la correlación de *Woschni* [42], ver ecuación (15).

$$h \left[ \frac{kW}{m^2 \cdot K} \right] = a \cdot B^{-b} \cdot p_c^b \cdot T_c^{-c} \cdot w_c^b \quad (15)$$

Donde:

$a [m]$	- Parámetro de ajuste.
$b$	- Parámetro de ajuste.
$c$	- Parámetro de ajuste.
$B [m]$	- Diámetro del pistón.
$p_c [kPa]$	- Presión de la cámara de combustión.
$T_c [K]$	- Temperatura de la cámara de combustión.
$w_c \left[ \frac{m}{s} \right]$	- Velocidad media de los gases al interior de la cámara de combustión.

La velocidad media de los gases se estima de la siguiente manera.



$$w_c \left[ \frac{m}{s} \right] = \left( C_{11} + C_{12} \cdot \frac{v_s}{\bar{s}_p} \right) \cdot \bar{s}_p + C_2 \cdot \frac{V_d \cdot T_{c,cva}}{p_{c,cva} \cdot V_{c,cva}} \cdot (p_c - p_a) \quad (16)$$

Donde:

$C_{11}$ y $C_{12}$	- Parámetro de ajuste.
$C_2$ [ $m/s \cdot K$ ]	- Parámetro de ajuste.
$v_s$ [ $\frac{m}{s}$ ]	- Velocidad de <i>swirl</i> .
$\bar{s}_p$ [ $\frac{m}{s}$ ]	- Velocidad de los gases al interior de la cámara de combustión.
$V_d$ [ $m^3$ ]	- Volumen desplazado.
$V_c$ [ $m^3$ ]	- Volumen de la cámara de combustión.
$p_a$ [ $kPa$ ]	- Presión de motor arrastrado.
$cva$	- Cierre de la válvula de admisión.

Las ecuaciones (13) y (14) determinan el calor neto liberado ( $Q_n$ ).

$$\frac{Q_n}{d\theta} [kJ] = \frac{Q_r}{d\theta} - \frac{Q_w}{d\theta} \quad (17)$$

La variación de la presión ( $dp/d\theta$ ) al interior de la cámara de combustión se expresa a continuación.

$$\frac{dp}{d\theta} [kPa] = \frac{1}{V} \cdot \left( \frac{\kappa - 1}{A_p} \cdot \frac{dQ_n}{d\theta} - \kappa \cdot p_c \cdot \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (18)$$

Donde:

$V$ [ $m^3$ ]	- Volumen de la cámara de combustión.
$\kappa$	- Relación de calores específicos.
$A_p$ [ $m^2$ ]	- Área de la cabeza del pistón.

La temperatura promedio dentro de la cámara de combustión se obtiene a partir de la ley de gases ideales. Sin embargo, se debe tener en cuenta que, para predecir la cinética química de cada paquete, se debe conocer la temperatura local; en el modelo, la temperatura de llama adiabática ( $T_{ad}$ ) para cada paquete se calcula usando un procedimiento similar al presentado en la ecuación (11). Después de que se da la combustión, la temperatura de llama adiabática para cada paquete evoluciona según la ecuación (19).

$$T_{ad}(\theta) [K] = T_{ad}(\theta_a) \cdot \left[ \frac{p_c(\theta)}{p_c(\theta_a)} \right]^{\kappa-1/\kappa} \quad (19)$$

Donde:

$\theta_a$	- Ángulo en el que se da la combustión.
$\theta$	- Ángulo de interés.

#### 2.4.2. Configuración del modelo.

Los parámetros de entrada del modelo relacionados con el motor se presentan en la Tabla 3.

**Tabla 3.** Parámetros de entrada del modelo relacionados con el motor.

Parámetro	Valor
Régimen de giro [rpm]	3600
Relación de compresión	20
Diámetro [cm]	7.8
Carrera [cm]	6.2
Longitud de la biela [cm]	10.2
Radio del cigüeñal [cm]	3.1
Cierre de la válvula de admisión [ $^\circ$ dPMS]	-135.5
Apertura de la válvula de escape [ $^\circ$ dPMS]	124.5
Presión en la admisión [kPa]	89.2
Temperatura en la admisión [K]	365

Nota: dPMS quiere decir después del punto muerto superior.

La concentración de  $O_2$ ,  $N_2$ , GN e  $H_2$  admitida por el motor para cada modo de operación y grado de carga se determinó con base a un balance de masa en la admisión considerando los flujos de aire, GN e  $H_2$ , ver Anexo B.

Los valores asociados a los parámetros del modelo de transferencia de calor se listan en la Tabla 4. Los valores que no se reportan en esta tabla se mantuvieron iguales a los presentados en el tutorial de *Chemkin* [43].

**Tabla 4.** Parámetros y valores asociados al modelo de transferencia de calor.

Parámetro	Valor
$a$ [m]	22.5
$b$	0.8
$c$	1
Temperatura de la pared del cilindro [K]	460
$C_{11}$	2.28
$C_{12}$	0.308
$C_2$ [ $cm/s \cdot K$ ]	0.00324

El volumen inicial del chorro de diésel se consideró igual al 2.5%(diésel)/1.17%(dual) del volumen de la cámara de combustión al momento del cierre de la válvula de admisión. Considerando el número de parcelas en las direcciones radial y axial igual a 3 y 15 (diésel)/7(dual), respectivamente, el volumen inicial de cada parcela se supuso igual a  $0.18 \text{ cm}^3$ . Para el modelo de vaporización se selecciona la opción *Droplet Surface T = Core T*. Se asume un valor de 0.8 para la fracción de la temperatura crítica asociada a la máxima temperatura de las gotas. Los valores para los coeficientes asociados al aire -, GN e/o  $H_2$  - arrastrado después de la combustión y después del



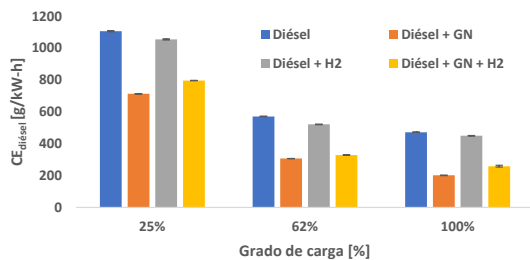
humedecimiento de la pared son de 1.0 y 1.0, respectivamente.

El mecanismo de reacción utilizado fue el *diesel surrogate detailed* desarrollado en *Lawrence Livermore National Laboratory* [44, 45], dado que posee dentro de las especies el n-pentano ( $nC_{15}H_{32}$ ), el cual se aproxima al combustible diésel utilizado experimentalmente. Las propiedades del combustible para la formación de la mezcla, requeridas para el desarrollo de las simulaciones, fueron una combinación de propiedades entregadas por el proveedor del combustible y propiedades del n-pentano. En el caso del gas natural, este se simuló como una mezcla de especies C1 a C3, donde C3 recoge las fracciones molares de todos los hidrocarburos mayores a C3.

La cantidad de diésel inyectado para cada modo de operación y grado de carga se presenta en el Anexo B. Por otro lado, los valores para los parámetros geométricos del inyector se presentan en la Tabla 5.

**Tabla 5.** Parámetros del modelo asociados con el inyector.

Parámetro	Valor
Número de inyecciones	1
Diámetro del agujero de inyección [mm]	0.22
Número de agujeros de inyección	4
Relación longitud/diámetro del agujero	4.5
Relación redondeo/diámetro del agujero	0.05



a)

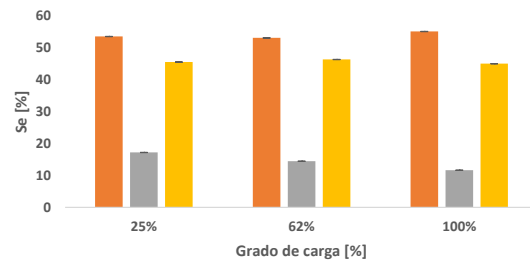
Coeficiente de descarga del agujero	0.7
Apertura del inyector [° dPMS]	-18
Grados de apertura del inyector [°]	5
Temperatura de diésel [K]	368
Número de parcelas en la dirección radial	3
Número de parcelas en la dirección del tiempo	15
	(diésel)/7(dual)

### 3. Resultados

Primero se desarrolló una fase experimental que permitió determinar algunos parámetros de rendimiento, así como los índices de emisión de algunos gases contaminantes y de efecto invernadero para tres grados de carga del motor. Posteriormente, las simulaciones numéricas, al no tener datos experimentales de la presión al interior de la cámara de combustión, se hicieron con el fin de entender las tendencias de los resultados experimentales obtenidos.

#### 3.1. Resultados experimentales

La Figura 3a presenta el consumo específico de diésel ( $CE_{diésel}$ ) para todas las mezclas combustibles y grados de carga evaluados. Esta gráfica se complementa con los datos presentados por la Figura 3b, en la cual se muestra el porcentaje de sustitución energética ( $S_e$ ) del diésel que se logra con los combustibles gaseosos.



b)

**Figura 3.** a) Consumo específico de diésel para cada grado de carga y modo de operación. b) Porcentaje de sustitución energética para cada grado de carga y modo de operación.

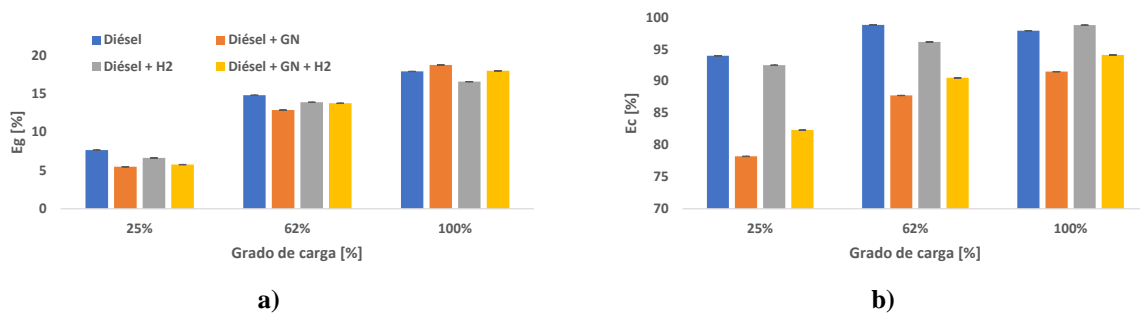
Como se puede ver, el consumo de combustible por kW-h de energía eléctrica generado disminuye a medida que aumenta la potencia eléctrica demandada al grupo electrógeno, dado que el motor alcanza condiciones propicias de preparación de la mezcla y desarrollo de la combustión. Esto es independiente del modo de operación y del combustible utilizado. El GN es el gas combustible que más sustituye al diésel, logrando porcentajes de sustitución de hasta 55.3% a 100% de carga. Por otro lado, el H<sub>2</sub> es el combustible que menores niveles de sustitución logra, con un

máximo de 17.3% a 25% de carga. Aunque el H<sub>2</sub> tiene el mayor poder calorífico de todos los combustibles, en términos másicos, su baja densidad ( $\rho$ ) y mayor relación aire-combustible ( $AFR_{th}$ ) genera un desplazamiento del aire en la admisión, lo que afecta significativamente su potencial de sustitución, ver Tabla 2. Si al GN se le adiciona H<sub>2</sub>, se obtiene, en consecuencia, una reducción en su potencial de sustitución.

Para todos los modos y combustibles utilizados, la eficiencia del grupo electrógeno ( $E_g$ ) se hace mayor conforme aumenta el grado de carga, ver Figura 4a. A 25% y 62% de carga, la eficiencia presentada por el motor en modo diésel es mayor que cuando se opera el motor en modo dual con cualquier combustible gaseoso. En estos mismos grados de carga y operando en modo dual, el combustible que genera mayor eficiencia térmica es el  $H_2$ , seguido por la mezcla gas GN/ $H_2$  y finalmente el GN, aunque vale la pena reconocer que estas diferencias no son significativas. A 100% de grado de carga las tendencias anteriores se invierten.

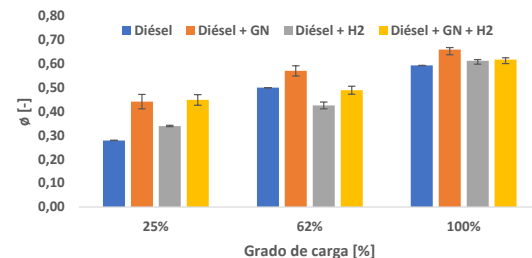
La eficiencia de combustión para cada grado de carga y modo de operación se presenta en la Figura 4b. Para todos los grados de carga y en modo dual, la

eficiencia de combustión es menor cuando se utiliza GN como combustible, esto posiblemente a su mayor resistencia a la ignición. Usar  $H_2$  como combustible principal o en mezcla con GN mejora la eficiencia de combustión, esto asociado a su impacto sobre la velocidad de combustión durante la pre-mezcla e incrementos esperados en la temperatura promedio de la temperatura al interior de la cámara de combustión, lo cual favorece la oxidación del hidrocarburo, base conceptual sobre la cual se calcula este parámetro. Sin embargo, se logra observar que no necesariamente una mayor eficiencia de combustión conduce a una mayor eficiencia de generación, ya que aquí intervienen otros efectos, tales como el avance o retraso que puede generar el combustible gaseoso sobre la combustión y la duración de esta.



**Figura 4.** a) Eficiencia del grupo electrógeno para cada grado de carga y modo de operación, b) Eficiencia de combustión para cada grado de carga y modo de operación.

Una de las características de los MEC es que la combustión se da en dosados relativos pobres [42]. La Figura 5 presenta el dosado relativo ( $\phi$ ) global para cada grado de carga y modo de operación evaluado. Como es de esperarse, la presencia del combustible gaseoso tiende a un enriquecimiento global de la mezcla, lo cual tiende a reducir la generación de CO e HC. Este enriquecimiento se hace más notable a bajas cargas, condiciones en las cuales no se tienen condiciones de diseño óptimas de inyección del diésel y preparación de la mezcla. A medida que la carga incrementa, el nivel de enriquecimiento de la mezcla disminuye (y se tiene un caso atípico para la operación Diésel +  $H_2$  a 62% de carga). Los autores consideran que este nivel de enriquecimiento se ve limitado por el alto régimen de giro del motor, lo cual reduce la capacidad de ingreso del combustible gaseoso en el ducto de admisión, sin que se generen condiciones de inestabilidades de la combustión. Estos valores se utilizan como parámetro de control para las simulaciones numéricas.

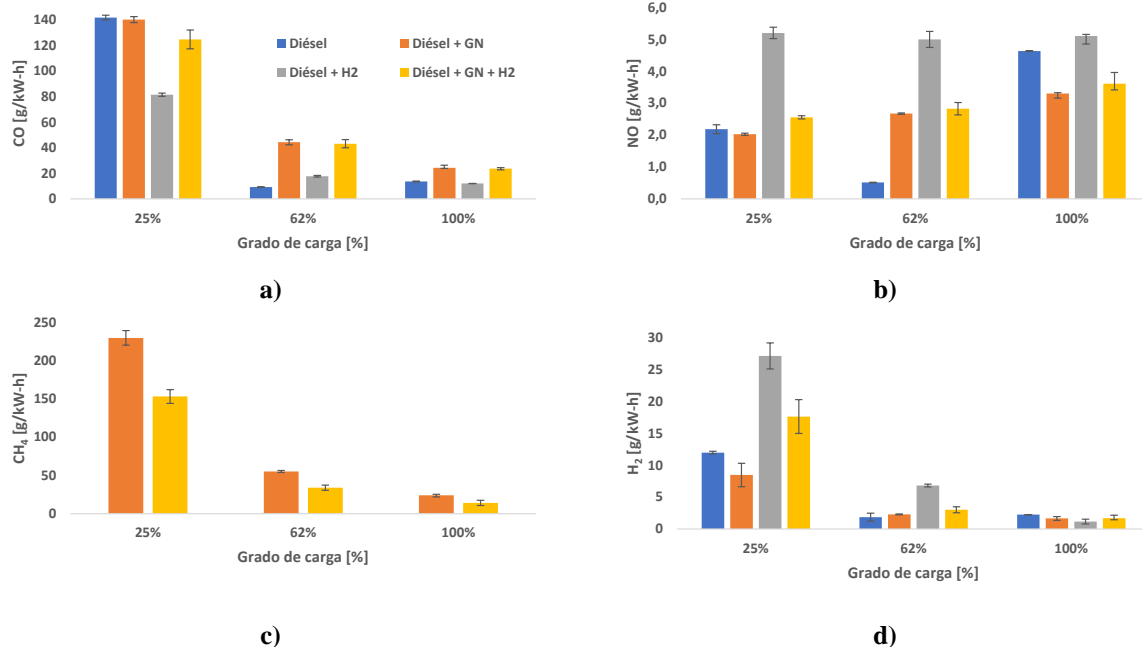


**Figura 5.** Dosado relativo global para cada grado de carga y modo de operación.

Las emisiones de CO,  $CH_4$ , NO e  $H_2$  se presentan en la Figura 6. Las emisiones específicas de CO,  $CH_4$  e  $H_2$  tienden a disminuir a medida que aumenta el grado de carga, indistintamente del modo de operación del motor y del combustible utilizado. Esto se podría explicar porque, a mayor grado de carga, mayor es la temperatura de la cámara de combustión, lo que favorece la oxidación del combustible admitido. Esta hipótesis se puede reforzar porque, tal como se ve en la Figura 6b, el NO tiene una tendencia al aumento a medida que aumenta el grado de carga, la cual es más evidente cuando el motor opera en modo dual con GN y con mezcla GN/ $H_2$ . La presencia del GN tiene un efecto despreciable en la reducción de CO a baja carga, posiblemente por el efecto de retraso de la

combustión no es tan representativo, como si puede ser en mediana y alta carga y de ahí el incremento en la generación de este contaminante. Así mismo, es posible asociar este incremento en la generación de CO a la reducción de la temperatura promedio que

alcanza la mezcla al final de la carrera de compresión, lo cual puede favorecer zonas de la cámara de combustión donde se tengan temperaturas por debajo de los 1200 ~ 1400 K, que dificulten la oxidación de esta molécula.



**Figura 6.** Índices de emisión del grupo electrógeno: a) monóxido de carbono, b) monóxido de nitrógeno, c) metano, d) hidrógeno.

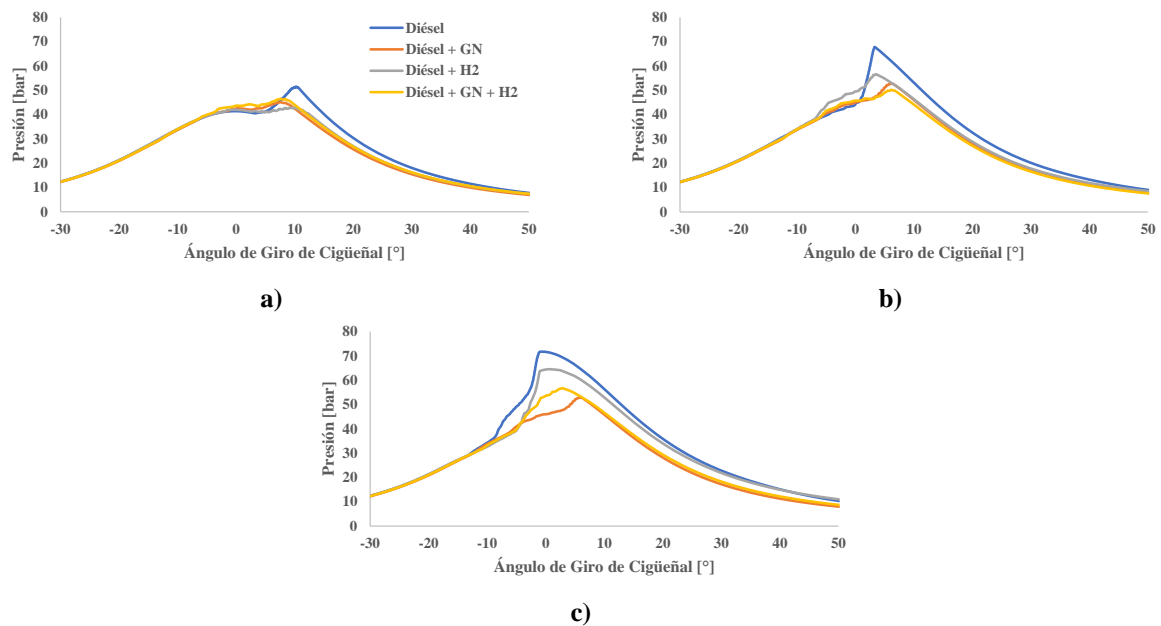
### 3.2. Resultados numéricos

En la Figura 7 se presentan las curvas de presión obtenidas para los tres grados de cargas evaluados. Para el menor grado de carga, Figura 7a se observa que en modo diésel se tiene una combustión retrasada, esto influenciado principalmente, por las bajas temperaturas que se tienen en la cámara de combustión debido a bajos dosados relativos, lo que, a su vez, se relaciona con las mayores emisiones de CO y CH<sub>4</sub> obtenidas experimentalmente, en relación con los demás grados de carga.

En todos los grados de carga, se observa que la inyección de combustible gaseoso conduce a una reducción en la presión máxima alcanzada, lo que se traduce en una reducción de la temperatura al final de la carrera de compresión debido a la presencia de gases con una menor densidad que el aire; sin embargo, la presencia del combustible gaseoso conduce a un adelanto de la combustión, más evidente en la Figura 7b, lo cual compensa la reducción en los picos de presión y, por ende, en el trabajo realizado, con lo cual la eficiencia de generación presenta una

leve caída en operación dual, respecto a operación diésel.

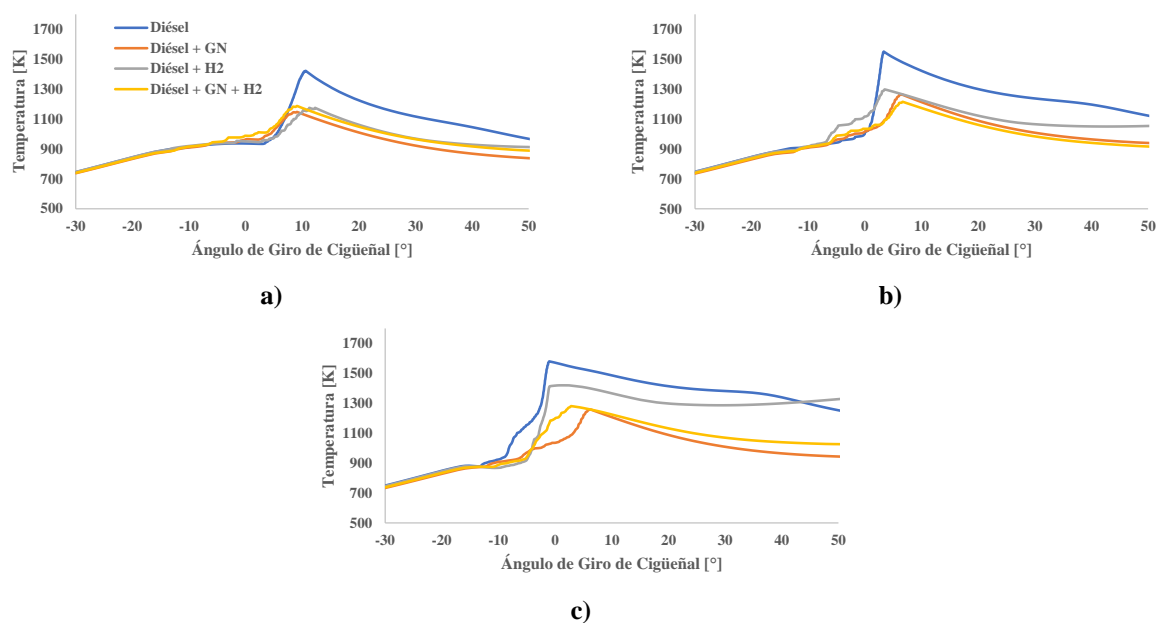
A medida que se incrementa el grado de carga del motor, y con este, la cantidad de combustible gaseoso que se puede inyectar en el múltiple de admisión se observa que la presencia de GN tiene un efecto de retraso de la combustión respecto a la operación en modo diésel. Este efecto se puede relacionar con la mayor resistencia a la ignición del combustible, el cual es principalmente CH<sub>4</sub>. La presencia de H<sub>2</sub>, como estrategia para reducir el retraso de la combustión generado por el GN, se logra evidenciar de manera más precisa en el máximo grado de carga evaluado, Figura 7c. La operación en modo dual con H<sub>2</sub> permite adelantar levemente la combustión, lo cual probablemente tenga que ver con la alta reactividad de este combustible; sin embargo, el efecto de desplazamiento de cantidades importantes del aire admitido conduce a que los niveles de presión sean inferiores respecto a la operación en modo diésel y de ahí las menores eficiencias obtenidas experimentalmente.



**Figura 7.** Curva numérica de la presión promedio al interior de la cámara de combustión para cada modo de operación: a) 25%, b) 62%, c) 100% del grado de carga.

En la Figura 8 se presentan las curvas numéricas de temperatura obtenidas para cada modo de operación y grados de cargas evaluados. Para los tres valores de carga, se observa que en modo diésel se alcanzan las mayores temperatura promedio, lo que se relaciona con la baja generación de CO obtenidos en los grados de carga de 62% y 100%, respecto a la operación dual. Sin embargo, bajo la ruta térmica, las simulaciones no dan suficientes indicios para entender las tendencias experimentales de generación de NO

entre la operación del motor en modo diésel y modo dual. Sólo es posible entender las tendencias en modo dual, en el cual la presencia de H<sub>2</sub> conduce a mayores picos de temperatura cerca del punto muerto superior, lo que favorece la generación de este contaminante atmosférico y siendo el GN un atenuador en la generación de este, debido al enfriamiento que genera la presencia de este combustible al final de la carrera de compresión, con relación a las otras condiciones evaluadas.



**Figura 8.** Curva numérica de la temperatura promedio al interior de la cámara de combustión para cada modo de operación: a) 25%, b) 62%, c) 100% del grado de carga.

#### 4. Conclusiones

1. El uso de motores diésel operando en modo dual es una de las tecnologías que posibilitan la transición hacia combustibles más “limpios” como el GN y el H<sub>2</sub>. A su vez, la oportunidad de adicionar H<sub>2</sub> a la red de distribución de GN permite la incorporación de este energético en la matriz energética y viabiliza su implementación en sectores económicos de difícil descarbonización como el industrial y transporte.
2. Se alcanzan altos niveles de sustitución de diésel al utilizar GN como combustible primario en un motor diésel operando en modo dual. Los menores costos asociados al GN en comparación al diésel facilitarían la incorporación comercial de tecnologías de dualización de motores.
3. El uso exclusivo de H<sub>2</sub> en un motor dual o en mezcla con GN no logra los niveles de sustitución del diésel alcanzados por el GN. Si a esto se le suma mayores costos asociados a la producción, transporte y almacenamiento en comparación con otros combustibles, entonces se tiene una situación en la que se necesitan tecnologías de producción de H<sub>2</sub> que lo hagan competitivo con los combustibles tradicionales. De este modo, el uso de H<sub>2</sub> en motores duales bajo un esquema de inyección monopunto en la admisión del motor, puede ser una estrategia para reducción de contaminantes atmosféricos, pero no como una estrategia de incremento de eficiencia en el motor, especialmente para motores de alta relación de compresión.
4. El uso de H<sub>2</sub> como aditivo al diésel y/o al GN tiene como resultado menores emisiones de CO e HC, sin embargo, las emisiones de NO tienden a aumentar. Menores emisiones de CO e HC se traducen en mayores eficiencias de combustión, pero no necesariamente en mayores eficiencias del sistema.
5. El uso de modelos numéricos para el estudio de los fenómenos cinético químicos asociados a los procesos de ignición y combustión en MCI, permiten ampliar el análisis de resultados y evaluar posibles soluciones a los problemas de operación evidenciados al usar GN, H<sub>2</sub> y mezclas de ambos.

#### 5. Agradecimientos

Los autores agradecen a la *Institución Universitaria Pascual Bravo* que a través de la convocatoria Resolución Rectoral 265 del 9 de marzo de 2020 financió el proyecto “Evaluación experimental del efecto del uso de mezclas gas natural e hidrógeno sobre el desempeño de un MEC en modo dual”, con código IN202101. De igual manera, los autores extienden el agradecimiento a *Minciencias* que, a través de la convocatoria Convocatoria No. 890 de 2020, financió el proyecto “Prospectiva y desarrollo tecnológico en la producción, en las complementariedades con otros energéticos y en los usos del hidrógeno en Antioquia”, contrato RC-2021-1093.

#### 6. Referencias

- [1] Internacional Energy Agency IEA. Monthly Electricity Statistics, 2024. [En línea]. Disponible en: <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-tools/monthly-electricity-statistics>.
- [2] British Petroleum. BP Energy Outlook 2022 edition, <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>.
- [3] Jeffry, L., Ong, M. Y., Nomanbhay, S., Mofijur, M., Mubashir, M., Show, P. L. Greenhouse gases utilization: A review, *Fuel*, 301 (May), (2021), p. 121017, doi: 10.1016/j.fuel.2021.121017.
- [4] International Energy Agency. CO2 Emissions in 2022, [www.iea.org](https://www.iea.org).
- [5] Adefarati, T., Bansal, R. C. Integration of renewable distributed generators into the distribution system: a review, *IET Renew. Power Gener.*, 10 (7), (2016), pp. 873–884, doi: 10.1049/iet-rpg.2015.0378.
- [6] Pepermans, G., Driesen, J., Haeseldonckx, D., Belmans, R., D’haeseleer, W. Distributed generation: definition, benefits and issues, *Energy Policy*, 33 (6), (2005), pp. 787–798, doi: 10.1016/j.enpol.2003.10.004.
- [7] Lasseter, R. H., Paigi, P. Microgrid: a conceptual solution, in *2004 IEEE 35th Annual Power Electronics Specialists Conference (IEEE Cat. No.04CH37551)*, 8 (6), pp. 4285–4290, [Disponible en]: <https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1544679410000716>.
- [8] Chen, H., Huang, R., Huang, H., Pan, M., Teng, W. Potential improvement in particulate matter’s emissions reduction from diesel engine by addition of PODE and injection parameters, *Appl. Therm. Eng.*, 150 (June

- 2018), (2019), pp. 591–604, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.026.
- [9] Tutak, W., Jamrozik, A., Grab-Rogaliński, K. Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion process and emission characteristic of a dual fuel diesel engine, *Int. J. Hydrogen Energy*, 45 (15), (2020), pp. 9088–9097, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.01.080.
- [10] de Vries, H., Mokhov, A. V., Levinsky, H. B. The impact of natural gas/hydrogen mixtures on the performance of end-use equipment: Interchangeability analysis for domestic appliances, *Appl. Energy*, 208 (September), (2017), pp. 1007–1019, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.09.049.
- [11] NATURGAS Asociación Coombiana de Gas Natural. Colombia Respira: El impacto del gas natural en el futuro de Colombia, <https://naturgas.com.co/wp-content/uploads/2023/11/INFORME-COMPLETO-2.pdf>.
- [12] Lesmes Diaz, L. Por ahora solo hay un carro eléctrico por cada 500 a gasolina, *Periódico El Tiempo*, Bogotá, Feb-2024.
- [13] Diana María Gómez Jaramillo, Frank Alexander Ruiz Holguín, Andrés Felipe López García, Andrés Felipe Agudelo Santamaría, Claudia Victoria Isaza Narváez, John Ramiro Agudelo Santamaría Diana María Gómez Jaramillo, Frank Alexander Ruiz Holguín, Andrés Felipe, J. R. A. S. Técnicas de inteligencia computacional para la inyección de etanol en motores diésel, in *Alianza Séneca: impulsando la transformación y la sostenibilidad energética de Colombia*, E. Uniguajira, Ed. Bogotá, , p. 661.
- [14] Pham, Q., Park, S., Agarwal, A. K., Park, S. Review of dual-fuel combustion in the compression-ignition engine: Spray, combustion, and emission, *Energy*, 250, (2022), p. 123778, doi: 10.1016/j.energy.2022.123778.
- [15] Abubakar, S., Muhamad Said, M. F., Abas, M. A., Ismail, N. A., Khalid, A. H., Roslan, M. F., Kaisan, M. U. Hydrogen-fuelled internal combustion engines - Bibliometric analysis on research trends, hotspots, and challenges, *Int. J. Hydrogen Energy*, 61 (March), (2024), pp. 623–638, doi: 10.1016/j.ijhydene.2024.02.280.
- [16] Ishaq, H., Dincer, I., Crawford, C. A review on hydrogen production and utilization: Challenges and opportunities, *Int. J. Hydrogen Energy*, 47 (62), (2022), pp. 26238–26264, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.11.149.
- [17] Ministerio de minas y Energía. Potencial energético subnacional y oportunidades de descarbonización en usos de energía final, Bogotá, [https://www.minenergia.gov.co/documents/10443/4.\\_Potencial\\_energético\\_subnacional\\_y\\_oportunidades\\_de\\_descarbonización\\_en\\_uso\\_zlqm9dM.pdf](https://www.minenergia.gov.co/documents/10443/4._Potencial_energético_subnacional_y_oportunidades_de_descarbonización_en_uso_zlqm9dM.pdf).
- [18] Li, H., Liu, S., Liew, C., Gatts, T., Wayne, S., Clark, N., Nuszowski, J. An investigation of the combustion process of a heavy-duty dual fuel engine supplemented with natural gas or hydrogen, *Int. J. Hydrogen Energy*, 42 (5), (2017), pp. 3352–3362, doi: 10.1016/j.ijhydene.2016.12.115.
- [19] Ouchikh, S., Lounici, M. S., Tarabet, L., Loubar, K., Tazerout, M. Effect of natural gas enrichment with hydrogen on combustion characteristics of a dual fuel diesel engine, *Int. J. Hydrogen Energy*, 44 (26), (2019), pp. 13974–13987, doi: 10.1016/j.ijhydene.2019.03.179.
- [20] ZACHARIAHWOLFF, J., EGYEDI, T., HEMMES, K. From natural gas to hydrogen via the Wobbe index: The role of standardized gateways in sustainable infrastructure transitions, *Int. J. Hydrogen Energy*, 32 (9), (2007), pp. 1235–1245, doi: 10.1016/j.ijhydene.2006.07.024.
- [21] Loyte, A., Suryawanshi, J., Bhiogade, G., Devarajan, Y., T, R., T, G. Novel approach for efficient operation and reduced harmful emissions on a dual-fuel research engine propelled with hydrogen-enriched natural gas and diesel, *Energy Sources, Part A Recover. Util. Environ. Eff.*, 45 (3), (2023), pp. 8218–8238, doi: 10.1080/15567036.2023.2224737.
- [22] Zareei, J., Haseeb, M., Ghadamkheir, K., Farkhondeh, S. A., Yazdani, A., Ershov, K. The effect of hydrogen addition to compressed natural gas on performance and emissions of a DI diesel engine by a numerical study, *Int. J. Hydrogen Energy*, 45 (58), (2020), pp. 34241–34253, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.09.027.
- [23] Ekin, F., Ozsoysal, O. A., Arslan, H. The effect of using hydrogen at partial load in a diesel-natural gas dual fuel engine, *Int. J. Hydrogen Energy*, 47 (42), (2022), pp. 18532–18550, doi: 10.1016/j.ijhydene.2022.03.287.
- [24] Wang, L., Hong, C., Li, X., Yang, Z., Guo, S., Li, Q. Review on blended hydrogen-fuel internal combustion engines: A case study for China, *Energy Reports*, 8, (2022), pp. 6480–6498, doi: 10.1016/j.egy.2022.04.079.
- [25] Mirhashemi, F. S., Sadrnia, H. NOX emissions of compression ignition engines

- fueled with various biodiesel blends: A review, *J. Energy Inst.*, 93 (1), (2020), pp. 129–151, doi: 10.1016/j.joei.2019.04.003.
- [26] Makaryan, I. A., Sedov, I. V., Salgansky, E. A., Arutyunov, A. V., Arutyunov, V. S. A Comprehensive Review on the Prospects of Using Hydrogen–Methane Blends: Challenges and Opportunities, *Energies*, 15 (6), (2022), p. 2265, doi: 10.3390/en15062265.
- [27] Gupta, P., Zhuge, W., Luo, S., Ma, F. The well-to-wheel analysis of hydrogen enriched compressed natural gas for heavy-duty vehicles using life cycle approach to a fuel cycle, *Int. J. Low-Carbon Technol.*, 14 (3), (2019), pp. 432–439, doi: 10.1093/ijlct/ctz020.
- [28] Morales Rojas, Andrés David; Arcila Igirio, Oscar José; Galego Montoya, Anderson, Olmos Villalba, L. C. Estudio de un motogenerador dual con biodiesel, gas natural e hidrógeno, Primera ed., Fondo Editorial Pascual Bravo, (2024), Medellín. ISBN 978-628-95888-8-0.
- [29] ENERGÍA, M. D. M. Y., SOSTENIBLE, M. D. A. Y. D., Por. RESOLUCIÓN 90963 DE 2014. Colombia. .
- [30] Hiroyasu, H., Kadota, T. Development and use of a spray combustion modeling to predict Diesel engine efficiency and pollutant emissions - Part 2 Computational procedure and parametric study, *Bull. JSME*, 26 (214), (1983), pp. 576–583.
- [31] Hiroyasu, H., Kadota, T. Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engines, in *SAE Prepr.*, (760129), [Disponible en]: <https://www.sae.org/content/760129/>.
- [32] Hiroyasu, H.; Kadota, T. Development and use of a spray combustion modeling to predict Diesel engine efficiency and pollutant emissions - Part 1 Combustion Modeling, *Bull. JSME*, 26 (214), (1983), pp. 569–575.
- [33] Jung, D., Assanis, D. N. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions, in *SAE Technical Papers*, (724), [Disponible en]: <https://www.sae.org/content/2001-01-1246/>.
- [34] Bazari, Z. A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation, in *SAE Technical Papers*, [Disponible en]: <https://www.sae.org/content/920462/>.
- [35] Hiroyasu, H., Kadota, T. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber, in *SAE Technical Papers*, pp. 2615–2624, [Disponible en]: <https://www.sae.org/content/740715/>.
- [36] ANSYS Inc. ANSYS Forte Theory Manual, Canonsburg, <http://www.ansys.com>.
- [37] Hiroyasu, H. Diesel Engine Combustion and Its Modeling, *International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines*. pp. 53–75, 1985.
- [38] Hiroyasu, H., Arai, M., Tabata, M. Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray, in *SAE Technical Papers*, [Disponible en]: <https://www.sae.org/content/890464/>.
- [39] ABRAMZON, B., SIRIGNANO, W. Droplet vaporization model for spray combustion calculations, in *26th Aerospace Sciences Meeting*, 32 (9), pp. 1605–1618, [Disponible en]: <https://arc.aiaa.org/doi/10.2514/6.1988-636>.
- [40] Hum, R. W., Smith, H. M. Hydrocarbons in the Diesel Boiling Range., *Ind. Eng. Chem.*, 43 (12), (1951), pp. 2788–2793, doi: 10.1021/ie50504a044.
- [41] Mullaney, G. Autoignition of Liquid Fuel Sprays, *Ind. Eng. Chem.*, 51 (6), (1959), pp. 779–782, doi: 10.1021/ie50594a043.
- [42] Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, (1988), ISBN 007028637X.
- [43] Ansys Inc. Ansys Chemkin Tutorials, (January), (2024), Canonsburg.
- [44] Y. Pei, M. Mehl, W. Liu, T. Lu, W. J. Pitz and S. Som, "A Multi-Component Blend as a Diesel Fuel Surrogate for Compression Ignition Engine Applications," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, GTP-15-1057 (2015).
- [45] Y. Pei, M. Mehl, W. Liu, T. Lu, W.J. Pitz, S. Som, SME 2014 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, Volume 2: Instrumentation, Controls, and Hybrids; Numerical Simulation; Engine Design and Mechanical Development; *Keynote Papers*, Columbus, IN, USA, 2014



**Anexo A – Variables medidas en la fase experimental.**

Modo diésel			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$P_e$ [kW]	0.498	1.273	2.033
$\dot{m}_{diésel}$ [g/s]	0.153	0.202	0.267
$\dot{m}_{GN}$ [g/s]	0	0	0
$\dot{m}_{H_2}$ [g/s]	0	0	0
$O_2$ [%]	15.25	9.70	9.20
$CO_2$ [%]	3.65	6.40	8.70
$CO$ [%]	0.254	0.053	0.130
$NO$ [%]	0.004	0.003	0.041
$CH_4$ [%]	0	0	0
$H_2$ [%]	0.30	0.15	0.30
Modo dual diésel + GN			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$P_e$ [kW]	0.462	1.186	1.957
$\dot{m}_{diésel}$ [g/s]	0.092	0.101	0.110
$\dot{m}_{GN}$ [g/s]	0.096	0.104	0.122
$\dot{m}_{H_2}$ [g/s]	0	0	0
$O_2$ [%]	14.20	10.55	8.50
$CO_2$ [%]	4.55	6.30	7.70
$CO$ [%]	0.297	0.279	0.260
$NO$ [%]	0.004	0.016	0.033
$CH_4$ [%]	0.85	0.60	0.45
$H_2$ [%]	0.25	0.20	0.25
Modo dual diésel + $H_2$			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$P_e$ [kW]	0.498	1.259	1.990
$\dot{m}_{diésel}$ [g/s]	0.146	0.182	0.249
$\dot{m}_{GN}$ [g/s]	0	0	0
$\dot{m}_{H_2}$ [g/s]	0.011	0.011	0.012
$O_2$ [%]	14.45	12.65	8.65
$CO_2$ [%]	3.95	5.30	8.05
$CO$ [%]	0.161	0.093	0.110
$NO$ [%]	0.010	0.024	0.044
$CH_4$ [%]	0	0	0
$H_2$ [%]	0.75	0.50	0.15
Modo dual diésel + GN + $H_2$			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$P_e$ [kW]	0.496	1.277	1.962
$\dot{m}_{diésel}$ [g/s]	0.110	0.117	0.141
$\dot{m}_{GN}$ [g/s]	0.065	0.073	0.083
$\dot{m}_{H_2}$ [g/s]	0.007	0.007	0.008
$O_2$ [%]	13.35	11.85	9.5
$CO_2$ [%]	4.5	5.3	7.5
$CO$ [%]	0.28	0.252	0.243
$NO$ [%]	0.005	0.015	0.035
$CH_4$ [%]	0.60	0.35	0.25

$H_2$  [%]                      0.55                      0.25                      0.25

**Anexo B – Composición de la mezcla aire, GN e  $H_2$  admitida.**

Modo diésel			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$Diésel$ [g/ciclo]	5.1e-3	6.68e-3	8.73e-3
$O_2$	0.210	0.210	0.210
$N_2$	0.790	0.790	0.790
$GN$	0	0	0
$H_2$	0	0	0
Modo dual diésel + GN			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$Diésel$ [g/ciclo]	3.04e-3	3.63e-3	3.66e-3
$O_2$	0.205	0.204	0.203
$N_2$	0.773	0.768	0.764
$GN$	0.022	0.028	0.033
$H_2$	0	0	0
Modo dual diésel + $H_2$			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$Diésel$ [g/ciclo]	4.85e-3	6.10e-3	8.21e-3
$O_2$	0.206	0.205	0.205
$N_2$	0.773	0.773	0.770
$GN$	0	0	0
$H_2$	0.021	0.022	0.025
Modo dual diésel + GN + $H_2$			
Variable	Valor		
Grado de carga	25%	62%	100%
$Diésel$ [g/ciclo]	3.64e-3	3.87e-3	4.69e-3
$O_2$	0.204	0.203	0.202
$N_2$	0.766	0.764	0.759
$GN$	0.015	0.017	0.021
$H_2$	0.015	0.015	0.019