

Metodología predictiva para optimizar el comportamiento del autoencendido en la transformación de motores a combustibles gaseosos

Vicente Bermúdez Tamarit¹, Josep Gómez-Soriano¹, Sebastián Tolvett Caro¹, Raúl Luján¹

¹Universitat Politècnica de València, CMT-Motores Térmicos, Camino de Vera s/n, 46022 Valencia, España, e-mail: satolcar@mot.upv.es

Resumen

En la actualidad, la creciente preocupación por el cambio climático ha impulsado estrategias nacionales con metas ambiciosas de emisiones de gases efecto invernadero. En su mayoría, estas metas tienen por objetivo la carbono-neutralidad al año 2050. Las estrategias proponen como medidas de mitigación la electromovilidad o el hidrógeno para reemplazar a los combustibles fósiles en los sistemas propulsivos de vehículos, sin embargo, estudios muestran que en el año 2050 solo el 31% de los vehículos a nivel mundial será eléctrico, cifra aún menor en países en vías de desarrollo. El hidrógeno se propone para la flota de vehículos medianos y pesados, pero el énfasis está en su utilización en celdas de combustible, tecnología aún no masificada. Por lo anterior, para alcanzar las metas de carbono-neutralidad será necesario desarrollar tecnologías de transición que sean costo-efectivas y que logren reducir las emisiones de la flota remanente. Una alternativa viable es la transformación y optimización de motores que puedan utilizar combustibles menos contaminantes.

Palabras clave: transformación, gas natural, gas licuado de petróleo, relación de compresión, autoencendido

Abstract

Nowadays, growing concern about the effects of climate change has driven national strategies with ambitious goals for greenhouse gas emissions. These goals are aimed at carbon neutrality by 2050. The strategies propose electromobility or hydrogen as mitigation measures to replace fossil fuels in vehicle propulsion systems, however, studies show that in the by 2050, only 31% of vehicles worldwide will be electric, a figure that is even lower in developing countries. Hydrogen is proposed for the fleet of medium and heavy vehicles, but the emphasis is on its use in fuel cells, a technology not yet widely used. Therefore, to achieve the carbon-neutrality goals, it will be necessary to develop transition technologies that are cost-effective and that manage to reduce the emissions of the remaining fleet. A viable alternative is the transformation and optimization of engines that can use cleaner fuels.

Keywords: conversion, natural gas, liquified petroleum gas, compression ratio, knocking

1. Introducción

Hoy en día, los efectos del cambio climático comienzan a ser evidentes, eventos climáticos anómalos ocurren con mayor frecuencia y las temperaturas ambientes de diferentes ciudades marcan una gran cantidad de récords históricos [1]–[3]. Las emisiones de gases efecto invernadero (GEI), producidas en una gran proporción por la combustión de combustibles fósiles, son las responsables de este efecto según estudios [4]. Dentro de estas emisiones, los motores de combustión interna aportan el 17% del

total [5], [6], por lo que es imperioso reducir esas emisiones en el corto plazo. Al mismo tiempo, diferentes ciudades y países han acordado reemplazar los motores de combustión interna por motorizaciones eléctricas [7], sin embargo, análisis independientes [8] proyectan que al año 2050 el 31% de los vehículos a nivel mundial utilizará motorización eléctrica, mientras que el resto de la flota seguirá utilizando combustibles tradicionales.

Por lo tanto, para reducir las emisiones relacionadas con combustibles fósiles será necesario proponer otras

opciones, algunos autores proponen los combustibles alternativos, como el gas natural (GN), el gas licuado de petróleo (GLP) o el hidrógeno (H_2) [9], [10].

Existe amplia información del uso de GN en motores de combustión interna, normalmente utilizado como gas natural comprimido (GNC) [11], [12], sin embargo, el gas natural es esencialmente metano (CH_4), uno de los principales gases invernadero, y que posee un potencial de calentamiento mundial (GWP) 21 veces mayor que el dióxido de carbono (CO_2).

El GLP es uno de los principales combustibles alternativos utilizados en automoción, su composición es una mezcla esencialmente de propano (C_3H_8) y butano (C_4H_{10}), la cual varía según requerimientos técnicos definidos en normativas como la N589 [13]. La principal ventaja del GLP corresponde a que, dadas sus características químicas, es posible licuarlo a bajas presiones, permitiendo mantener una densidad energética similar a los combustibles tradicionales [14].

El hidrógeno no ha sido utilizado masivamente como combustible en motores de combustión interna, principalmente porque el almacenamiento debe ser realizado a altas presiones lo que complejiza y aumenta el costo del uso de esta tecnología. Además, el H_2 es un vector energético, es decir, debe ser producido a partir de metano o agua, dependiendo del método. Durante el proceso se debe utilizar energía por lo cual el costo del H_2 no es competitivo con otros combustibles alternativos [15]. Se espera que, en el futuro, con la reducción de costo de los electrolizadores y la producción de H_2 verde [16] a partir de energías renovables se reduzcan los costos y aumente su viabilidad. En paralelo, se está trabajando en el desarrollo de BioGLP [17], el cual corresponde a GLP desarrollado a partir de H_2 o desarrollado desde materia orgánica, la ventaja de este tipo de combustibles es que son carbono neutrales, es decir no aportan al efecto invernadero.

Sin embargo, la utilización masiva de combustibles gaseosos presenta desafíos importantes en relación con la transformación de los motores existentes. Uno de los principales problemas corresponde al control del auto encendido o *knocking* [18]–[20], fenómeno que corresponde a una ignición no deseada dentro de la cámara de combustión. Su aparición limita la eficiencia térmica del motor, restringiendo el aprovechamiento de las ventajas de los combustibles gaseosos. El GLP es particularmente sensible a esta variable debido a que su resistencia al autoencendido dependerá directamente de su composición, por lo que la calibración de un motor debe considerar esta variable para utilizar este combustible.

El presente trabajo propone una metodología para realizar el prediseño de la transformación de un motor a combustión a partir de las condiciones del combustible original, permitiendo agilizar el proceso de cambio de combustible disminuyendo los costos de producción.

El objetivo es proponer una metodología que permita predecir las condiciones que debe tener el motor a transformar, optimizando el proceso de cambio de combustible y avanzando en la promoción de la economía circular utilizando combustibles bajo, neutros y libres de carbono.

2. Métodos y materiales

En el presente trabajo se propone desarrollar una metodología que permita comprender los efectos de una transformación pasando de un combustible base a un combustible objetivo. En este caso, se utilizará para el efecto del análisis, la transformación de un motor diseñado para Gas Natural a GLP para la aplicación de la metodología. Este tipo de transformaciones presenta diferentes desafíos, uno de los puntos de mayor relevancia, considerando las propiedades de ambos combustibles, es la determinación de la relación de compresión admisible por el nuevo combustible en el motor. Por lo tanto, se analizan los efectos termoquímicos de cambiar el combustible para determinar en qué condiciones ocurrirá autoencendido.

En primera instancia, se realizaron cálculos de autoencendido, es decir se obtuvo una predicción del inicio de la combustión por autoencendido utilizando un modelo de reactor homogéneo (0D), asumiendo condiciones de presión constante. Además, se realizaron cálculos de velocidad de llama laminar, que corresponde a una estimación de la velocidad de la combustión. El cálculo está basado en una herramienta que calcula la velocidad de la llama de la reacción de combustión utilizando una llama que se propaga libremente en un canal con un área de sección transversal fija para una temperatura, presión y composición de mezcla específicas (1D). Con los resultados obtenidos de los cálculos anteriores se evaluó el impacto de modificar la relación de compresión en la combustión, obteniendo de esta manera la relación de compresión máxima admisible. Los cálculos fueron realizados utilizando el software comercial CONVERGE v2.4 utilizado en estudios previos similares en el I.U.I CMT- Motores térmicos [21], [22].

A continuación, se describen las características relevantes del motor, los combustibles analizados y los métodos utilizados.

2.1. Materiales

2.1.1. Motor

El motor por transformar corresponde a un motor 4L *Medium-Duty*, con la denominación S30 ENTG – 100kW (136 HP) @3500 rpm, desarrollado para vehículos comerciales ligeros que operan en ruta. A continuación (Tabla 1), se presentan sus especificaciones principales.

Tabla 1. Especificaciones técnicas y performance

Parámetros	Unidades	Valor
Ciclo Termodinámico	-	MEP 4 tiempos
Alimentación del aire	-	TCA
Diámetro x Carrera	mm	96 x 104
Cilindrada total	L	3
Válvulas por cilindro	Número	4
Sistema de refrigeración	-	liquido
Sentido de rotación	-	CCW (lado volante)
Relación de compresión	-	12:1
Sistema de inyección	-	MPI
Disposición	-	4L
Dimensiones	mm	617 x 653 x 798
Peso en seco	Kg	245
Potencia máxima	kW (HP) @ rpm	100 (136) @ 3500
Par máximo	Nm (kgm)@rpm	350 (36) @ 1500
Régimen de la marcha mínima acelerando	rpm (min ⁻¹)	4200
Régimen de ralentí	rpm (min ⁻¹)	± 800

Fuente: ftpindustrial.

2.1.2. Combustibles

El motor S30 ENTG, originalmente, fue diseñado para funcionar con GNC, el objetivo es transformar el motor para que funcione con GLP para automoción también denominado AUTOGAS.

El GN se utiliza principalmente en la generación de energía, uso domestico y en transporte, está compuesto principalmente de metano (CH₄), mezclado con etano (C₂H₆) o propano (C₃H₈). El GNC tiene un mayor poder calorífico inferior que otros combustibles y una mayor resistencia al autoencendido, sin embargo, debido a su punto de ebullición muy bajo (-161°C) se debe almacenar en forma de gas, lo cual disminuye su eficiencia volumétrica.

El combustible GLP utilizado para automoción se compone de propano (C₃H₈), propileno (C₃H₆) y

butano (C₄H₁₀). La resistencia al autoencendido queda expresada en su MON (*Motor Octane Number*), en el caso del GLP es de 93,63. Como el GLP está compuesto de propano y butano, su punto de ebullición varía entre -42°C y -0.5°C, lo que permite licuarlo a bajas presiones.

Las características de ambos combustibles se muestran en la Tabla 2.

Tabla 2. características de los combustibles

Item	Unidad	GNC	GLP
Metano (volumen)	%	86,78	0
Etano (volumen)	%	8,26	0,18
Propano (volumen)	%	1,15	38,42
Propileno (volumen)	%	0	0,21
Isobutano (volumen)	%	0,107	15,33
n-Butano (volumen)	%	0,157	45,04
Motor Octane Number	-	120	93,63
Poder Calorífico Inferior	MJ/kg	50,05	45,99
AFR		17,2	15,5
Punto de ebullición	°C	-161	-42/-0,5

Fuente: Repsol Butano y ITQ.

2.2. Método

En principio, es necesario determinar la condición del motor apropiada para realizar las modelaciones, considerando el objetivo de predecir en que condiciones debería aparecer el inicio de combustión por autoencendido al realizar el cambio de combustible. El análisis consistió en revisar 12 puntos del motor estimando las presiones a las cuales se vería sometido el cilindro según el combustible utilizado.

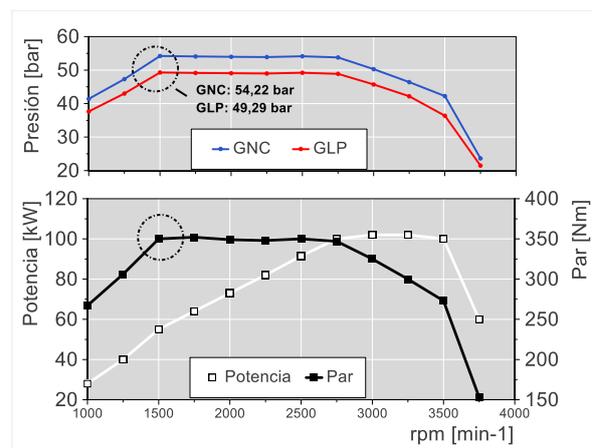


Figura 1. Curvas de Potencia y Par versus Presión en el PMS máximo Par para GNC y GLP.

En la Figura 1, se muestran los puntos analizados con los datos de presión para el combustible original (GN) y GLP (AUTOGAS), potencia y par, la gráfica muestra

que cuando se alcanza el par máximo aparecen las mayores presiones dentro del cilindro para ambos combustibles. Se observa que la presión para GLP es 5 bares inferior a la presión del GN sin embargo las características antidetonantes del GLP son menores que las del GN.

Por otro lado, en la operación a menor régimen el tiempo de la combustión es mayor, aumentando la probabilidad que ocurra combustión por autoencendido. Considerando lo anterior, la situación de análisis se definió a máximo par y mínimo régimen de giro, es decir a 350 Nm y 1.500 rpm, que corresponde a 55 kW de potencia. Se define esta condición porque corresponde al peor de los casos.

Una vez determinada la condición para realizar el análisis, es necesario determinar la condición de presión y temperatura de referencia en el punto muerto inferior (PMI). Estableciendo la condición de referencia, es posible modelar una compresión para determinar las condiciones de la mezcla en el punto muerto superior (PMS), es decir en el peor de los casos y justo antes que ocurra la combustión. Se aplica la ecuación (1), la cual corresponde a la potencia efectiva para obtener las condiciones de presión y temperatura en el PMI.

$$N_e = \eta_e \eta_v F_r F_e \rho_{ref} V_T n i PCI \quad (1)$$

N_e : Potencia efectiva

η_e : Rendimiento efectivo

η_v : Rendimiento volumétrico

F_r : Dosado Relativo

F_e : Dosado Estequiométrico

ρ_{ref} : Densidad de referencia

V_T : Cilindrada total

i : número de ciclos por revolución

n : régimen

PCI : Poder calorífico del combustible

Utilizando la ecuación (1), se estima, para la condición definida, una densidad de referencia, si se fija una temperatura de entrada en esa condición. Las condiciones para ambos combustibles se muestran en la Tabla 3. Para ambos combustibles se utiliza la misma potencia efectiva con el objetivo de mantener las prestaciones originales del motor.

Se observa en la Tabla 3 que para mantener la misma performance en GN y GLP debe cambiar la densidad de referencia, es decir las condiciones de entrada de la mezcla deben ser diferentes. Considerando lo anterior es posible determinar las condiciones en el PMI.

Tabla 3. Parámetros de la ecuación de potencia efectiva por combustible.

Parámetro	Unidad	GNC	GLP
N_e	kW	55	55
η_e	-	0,3	0,3
η_v	-	1	1
F_r	-	1	1
F_e	-	0,058	0,065
ρ_{ref}	kg/m ³	1,674	1,642
V_t	m ³	0,0031	0,0031
n	rev/s	25	25
i	-	0,5	0,5
PCI	MJ/kg	50.048	45.995

Fuente: elaboración propia.

Utilizando la ecuación de estado de gas ideal, ecuación (2), es posible determinar la presión en el PMI para una temperatura determinada, una vez determinada esa condición los parámetros del PMS se pueden obtener con la ecuación (3), si se considera una compresión politrópica.

$$PV = m R T \quad (2)$$

$$PV^n = cte \quad (3)$$

En resumen, utilizando la ecuación de potencia efectiva es posible establecer una densidad de referencia en el PMI para la situación de potencia, par y régimen definida anteriormente. Considerando la densidad de referencia y asumiendo una temperatura fija es posible obtener la presión en el PMI. Se define la temperatura 100 ± 20 °C como una temperatura apropiada en el PMI.

La presión en el PMI se obtiene utilizando la ecuación de estado de gas ideal. Una vez obtenidas las condiciones de presión y temperatura en el PMI se aplica la ecuación (3) para modelar una compresión politrópica. El resultado corresponde a las condiciones en el PMS de presión y temperatura según la relación de compresión inicial.

2.2.1. Determinación del coeficiente politrópico

Como se menciona en el apartado anterior, es necesario determinar los coeficientes politrópicos para modelar la compresión en ambos combustibles. Utilizando esta modelación es posible obtener las condiciones de presión y temperatura en el punto muerto superior. La determinación del coeficiente politrópico es un aspecto que se ha estudiado en investigaciones anteriores [23], [24], por lo que existe información para utilizar un coeficiente y contrastarlo.

Sin embargo, para obtener un valor fiable de la evolución, se utilizó un modelo en CFD con ambos combustibles y diferentes relaciones de compresión, el modelo entrega como resultado la curva del coeficiente politrópico para GNC y GLP. Se observa en la Figura 2 que el coeficiente politrópico para GN es 1,38 en el PMI y alcanza un valor de 1,30 en el PMS.

En el caso del GLP, el coeficiente politrópico comienza en el PMI en 1,35 y evoluciona en la compresión hasta un valor de 1,287 para RC 12:1 y 1,292 para RC 10:1, por lo que se concluye que la evolución para diferentes relaciones de compresión tiene un comportamiento similar. Los valores utilizados se condicen con los valores obtenidos de la literatura [25].

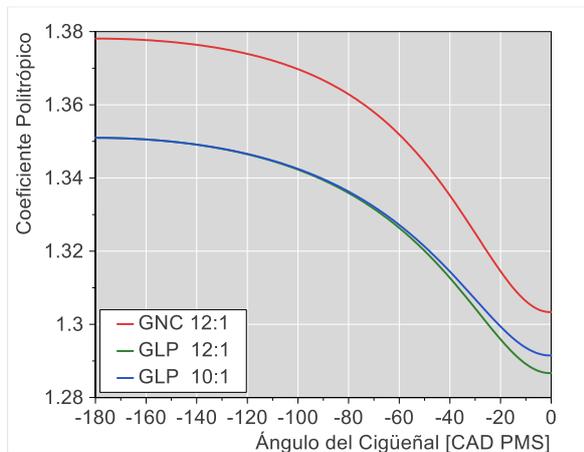


Figura 2. Evolución de curvas de compresión politrópica para GLP (RC 10:1 y 12:1) y GNC (RC 12:1).

Utilizando los datos de las compresiones de la Figura 2 se calibró un modelo simplificado que permite realizar la modelación politrópica para un número significativo de condiciones termodinámicas, permitiendo determinar las condiciones del GNC con una relación de compresión de 12:1 y comparar ese valor con relaciones de compresión del GLP que van entre 9:1 a 12:1, con una resolución de 0,25:1.

El ajuste del modelo simplificado se realiza considerando condiciones similares a las obtenidas en el modelo de presión y temperatura a las alcanzadas en el modelo CFD en el PMS.

El valor del coeficiente politrópico, utilizado para estimar las condiciones en el PMS para GNC es $n = 1,35$ mientras que para GLP se utiliza un valor $n = 1,32$. Utilizando los coeficientes politrópicos ajustados para cada combustible, se procede a modelar compresiones para las condiciones de máximo par y de máxima potencia. Los resultados se muestran en la Figura 3.

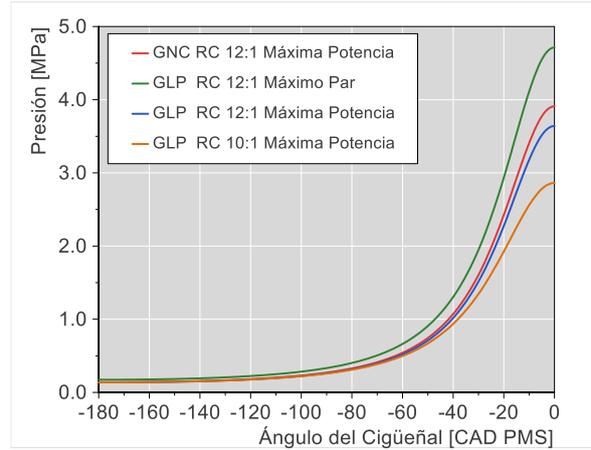


Figura 3. Compresiones de GLP para RC 10:1 y 12:1 máxima potencia y máximo par y Compresión de GNC para RC 12:1 máxima potencia.

2.2.2. Método de retardo de autoencendido y velocidad de llama laminar.

El método consiste en realizar un estudio predictivo del proceso de combustión, en primer lugar, se calcula el retardo del autoencendido (AID), realizando una predicción del inicio de la combustión por detonación. Se utiliza un modelo de reactor homogéneo 0D, asumiendo condiciones de presión constante.

Además, se realizan cálculos de velocidad de llama laminar (SL) para estimar la velocidad de combustión. Se utilizó la herramienta CONVERGE v2.4 para ambos combustibles.

Se propone la expresión $\Delta Knock$, ecuación (4), para establecer la existencia de autoencendido por detonación, la cual se expresa a continuación:

$$\Delta Knock = AID_{LPG} - \left(\frac{t_{comb}}{SL_{LPG}/SL_{BASE}} \right) [ms] \quad (4)$$

AID_{LPG} : Retardo autoencendido de GLP;

t_{comb} : tiempo de combustión;

SL_{LPG} : Velocidad de llama laminar GLP;

SL_{BASE} : Velocidad de llama laminar combustible BASE.

El término entre paréntesis de la Ec.4 se denomina tiempo de combustión corregido ($t_{combcorr}$). La ecuación (4) permite considerar los aspectos termoquímicos de ambas reacciones de combustión.

3. Resultados

Para definir un indicador que permita establecer una zona donde existe la probabilidad de autoencendido, se

configuran matrices de temperatura versus presión imponiendo la temperatura de admisión de $100 \pm 20^\circ\text{C}$.

Para cada condición se obtienen la presión y temperatura en el PMS, utilizando la ecuación (3), permitiendo establecer los valores de SL y de AID. Los resultados de esta evaluación se presentan en la Tabla 4 para SL y Tabla 5 para AID.

Tabla 4. Resultados de velocidad de llama laminar (SL) para las condiciones definidas por la relación de compresión.

SL [m/s]						
GNC		P _{PMI} [bar]				
RC	T _{PMI} [K]	1.67	1.71	1.76	1.81	1.85
12:1	393	0.78	0.77	0.76	0.75	0.74
	383	0.72	0.71	0.70	0.69	0.68
	373	0.65	0.64	0.64	0.63	0.62
	363	0.60	0.59	0.59	0.58	0.57
	353	0.55	0.54	0.54	0.53	0.52
GLP		P _{PMI} [bar]				
RC	T _{PMI} [K]	1.63	1.68	1.73	1.77	1.82
12:1	393	1.05	1.04	1.03	1.02	1.01
	383	0.98	0.97	0.96	0.95	0.94
	373	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87
	363	0.84	0.83	0.82	0.82	0.81
	353	0.78	0.77	0.76	0.76	0.75
11.5:1	393	1.01	1.00	0.99	0.98	0.97
	383	0.94	0.93	0.92	0.92	0.91
	373	0.88	0.87	0.86	0.85	0.84
	363	0.81	0.80	0.80	0.79	0.78
	353	0.76	0.75	0.74	0.73	0.73
11:1	393	0.97	0.96	0.95	0.94	0.94
	383	0.91	0.90	0.89	0.88	0.87
	373	0.85	0.84	0.83	0.82	0.81
	363	0.79	0.78	0.77	0.76	0.76
	353	0.73	0.73	0.72	0.71	0.70
10:1	393	0.94	0.93	0.92	0.91	0.90
	383	0.87	0.86	0.86	0.85	0.84
	373	0.82	0.81	0.80	0.79	0.78
	363	0.76	0.75	0.75	0.74	0.73
	353	0.71	0.70	0.70	0.69	0.68

Fuente: elaboración propia.

Se observa en la Tabla 4 que la SL del GNC es menor que la SL del GLP en la relación de compresión 12:1.

A la vez que la SL del GLP disminuye con la disminución de relación de compresión, sin embargo, en la relación de compresión 10:1 la SL del GLP sigue siendo mayor que la del GNC. Esto implica que el tiempo del GLP en combustión es menor que el GNC, lo cual favorece la combustión. Por otro lado, en la Tabla 5 se observa que el AID es mayor en el GNC que el GLP en todas las condiciones.

Tabla 5. Resultados de tiempo de retardo del autoencendido (AID) para las condiciones definidas por la relación de compresión.

AID [ms]						
GNC		P _{PMI} [bar]				
RC	T _{PMI} [K]	1.67	1.71	1.76	1.81	1.85
12:1	393	15.0	14.6	14.2	13.9	13.6
	383	23.0	22.5	22.0	21.5	21.0
	373	37.0	36.1	35.3	34.5	33.7
	363	62.2	60.7	59.4	58.1	56.9
	353	110.3	107.8	105.5	103.3	101.2
GLP		P _{PMI} [bar]				
RC	T _{PMI} [K]	1.63	1.68	1.73	1.77	1.82
12:1	393	4.55	4.31	4.08	3.86	3.67
	383	4.26	4.01	3.78	3.58	3.39
	373	3.82	3.61	3.42	3.24	3.08
	363	3.62	3.44	3.28	3.13	2.99
	353	3.85	3.69	3.55	3.42	3.30
11.5:1	393	5.42	5.10	4.81	4.54	4.29
	383	4.84	4.56	4.30	4.07	3.86
	373	4.47	4.24	4.03	3.84	3.66
	363	4.58	4.38	4.20	4.03	3.88
	353	5.50	5.31	5.15	4.99	4.85
11:1	393	6.20	5.84	5.51	5.21	4.93
	383	5.67	5.37	5.10	4.85	4.62
	373	5.68	5.43	5.20	4.98	4.79
	363	6.60	6.37	6.16	5.96	5.78
	353	9.23	9.00	8.79	8.59	8.41
10:1	393	7.33	6.93	6.57	6.24	5.94
	383	7.27	6.94	6.64	6.36	6.10
	373	8.33	8.03	7.76	7.50	7.27
	363	11.44	11.14	10.87	10.62	10.38
	353	18.91	18.57	18.26	17.97	17.69

Fuente: elaboración propia.

Sin embargo, lo relevante para el análisis es la combinación de ambos efectos, a pesar que el GLP

tiene una mayor SL su AID es menor que el del GNC por lo que en la misma condición termodinamica es probable que exista autoencendido no deseado en el motor. Para contextualizar esta diferencia es necesario establecer una referencia, la cual corresponde al tiempo de combustión. Se estimó el tiempo de combustión de referencia según proyectos anteriores. Se considera como indicador la tasa de liberación de calor con la cual se definió una duración de 40 CAD a un régimen de 1.500 rpm. El tiempo de combustión para el motor en esas condiciones es de 4,44 ms. Entonces, en primera instancia, la condición relevante es la comparación de los resultados del AID con el tiempo de duración de la combustión. La hipótesis propuesta es que si el tiempo AID es menor al tiempo de la combustión se producirá autoencendido por detonación lo cual es una condición no segura, lo que se expresa en la ecuación (5).

$$AID - t_{comb} < 0 \Rightarrow Knock \quad (5)$$

Tabla 6. Diferencia entre AID y tiempo de combustión para las condiciones definidas por la relación de compresión.

AID - t _{comb} [ms]						
GLP		P _{PMI} [bar]				
RC	T _{PMI} [K]	1.63	1.68	1.73	1.77	1.82
12:1	393	0.11	-0.14	-0.37	-0.58	-0.78
	383	-0.19	-0.44	-0.66	-0.87	-1.06
	373	-0.62	-0.83	-1.03	-1.20	-1.36
	363	-0.83	-1.01	-1.17	-1.31	-1.45
	353	-0.60	-0.75	-0.89	-1.02	-1.14
11.5:1	393	0.57	0.28	0.01	-0.23	-0.46
	383	0.09	-0.17	-0.41	-0.63	-0.84
	373	-0.33	-0.55	-0.76	-0.94	-1.11
	363	-0.42	-0.60	-0.77	-0.93	-1.08
	353	0.08	-0.09	-0.24	-0.38	-0.51
11:1	393	0.98	0.66	0.36	0.09	-0.16
	383	0.39	0.11	-0.14	-0.37	-0.58
	373	0.03	-0.20	-0.41	-0.61	-0.78
	363	0.13	-0.06	-0.24	-0.41	-0.56
	353	1.05	0.87	0.70	0.55	0.41
10:1	393	1.57	1.21	0.88	0.59	0.32
	383	0.98	0.68	0.42	0.17	-0.06
	373	0.86	0.61	0.38	0.17	-0.02
	363	1.49	1.27	1.07	0.88	0.71
	353	3.52	3.31	3.11	2.93	2.76

Fuente: elaboración propia.

En la Tabla 6 se observa que a medida que disminuye la relación de compresión, es posible establecer que disminuyen las condiciones donde es probable encontrar autoencendido. Sin embargo, el tiempo de combustión es relativo al combustible, como la SL del GLP es mayor que la SL del GN, es probable que la combustión sea más rápida con el nuevo combustible.

La manera de considerar esta variable es utilizando el tiempo corregido de combustión propuesto en la ecuación (4). Por lo tanto utilizando la misma expresión es posible realizar el mismo análisis corrigiendo por el combustible, ecuación (6).

$$AID - t_{comb}corr < 0 \Rightarrow Knock \quad (6)$$

En la Tabla 7, se muestra evaluación de los resultados del análisis.

Tabla 7. Diferencia entre AID y tiempo de combustión corregido para las condiciones definidas por la relación de compresión.

ΔKnock = AID - t _{comb} corr [ms]						
GLP		P _{PMI} [bar]				
RC	T _{PMI} [K]	1.63	1.68	1.73	1.77	1.82
12:1	393	1.87	1.59	1.33	1.09	0.87
	383	1.37	1.09	0.83	0.60	0.38
	373	0.71	0.47	0.24	0.03	-0.16
	363	0.26	0.04	-0.15	-0.33	-0.50
	353	0.22	0.03	-0.14	-0.31	-0.47
11.5:1	393	2.28	1.96	1.66	1.39	1.14
	383	1.59	1.30	1.03	0.78	0.54
	373	0.95	0.69	0.46	0.24	0.04
	363	0.61	0.39	0.19	-0.00	-0.18
	353	0.85	0.64	0.45	0.27	0.11
11:1	393	2.64	2.29	1.96	1.66	1.39
	383	1.84	1.53	1.25	0.99	0.75
	373	1.25	0.98	0.74	0.52	0.31
	363	1.11	0.87	0.66	0.46	0.27
	353	1.76	1.54	1.34	1.14	0.96
10:1	393	3.30	2.91	2.55	2.22	1.92
	383	2.55	2.22	1.92	1.64	1.38
	373	2.34	2.05	1.79	1.54	1.31
	363	3.01	2.75	2.50	2.27	2.05
	353	5.37	5.11	4.86	4.62	4.40

Fuente: elaboración propia.

En el caso de la Tabla 7, es posible constatar que las condiciones que pueden provocar autoencendido disminuyen en relación a la Tabla 6.

3.1. Zona de autoencendido (*Knocking Zone*)

Con el objetivo de definir una zona de autoencendido probable, se establece como indicador el porcentaje de celdas que presentan condiciones de autoencendido sobre el total de cada matriz de relación de compresión, en las Tablas 6 y 7, es decir si 25 condiciones sobre 25 presentan autoencendido la probabilidad de *knocking* es 100%.

La curva superior corresponde a la diferencia del AID y el tiempo de combustión y la curva inferior es la diferencia entre el AID y el tiempo de combustión corregido, se define el área entre ambas curvas como zona con probabilidad de autoencendido (*Knocking Zone*).

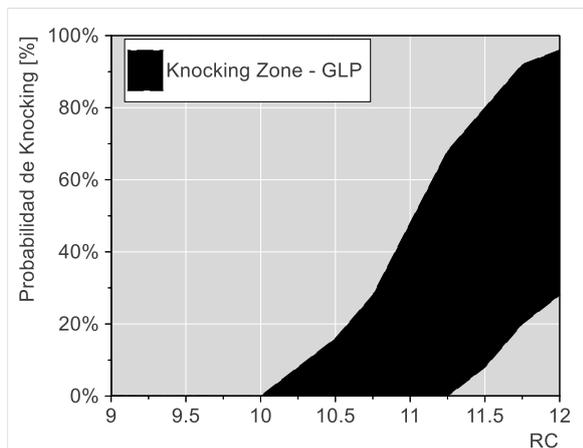


Figura 4 Probabilidad de autoencendido (*Knocking Zone*) para el GLP según la relación de compresión (RC).

Se observa que en RC 12:1 el rango de probabilidad de autoencendido es de un 28% a un 96%, mientras que en RC 11:1 el rango es de 0% a 48%, sin embargo en una relación de compresión de 10:1 la probabilidad de autoencendido es de 0%.

3.2. Resultados experimentales

Considerando el análisis teórico de la metodología, se definió realizar pruebas experimentales en dos condiciones de relación de compresión, la primera utilizando una culata modificada con una relación de compresión volumétrica de 11,05:1, y con una segunda culata modificada con una relación de compresión volumétrica de 9,86:1.

El desempeño del motor se evaluó en un dinamómetro asíncrono donde se miden la potencia y el torque instantáneos, además el motor esta instrumentado con

un sensor de presión al interior del cilindro, el cual permite analizar el comportamiento de la combustión.

Las condiciones de cada medición fueron a 1500 rpm y máximo Par, el cual según la configuración alcanzó los 300 Nm para la relación de compresión 11:1 y 280 Nm para la relación de compresión 10:1.

En la

Figura 5, se muestra la presión al interior del cilindro para las dos configuraciones propuestas. En el caso de la RC 11:1 se observa que existe una dispersión de 25 bar entre ciclos de combustión. Además, es posible observar inestabilidad en la señal para un número importante de ciclos.

Sin embargo, en la combustión a máximo Par con la RC 10:1 se observa que la dispersión entre ciclos es de 10 bar y con estabilidad en la señal para todos los ciclos medidos.

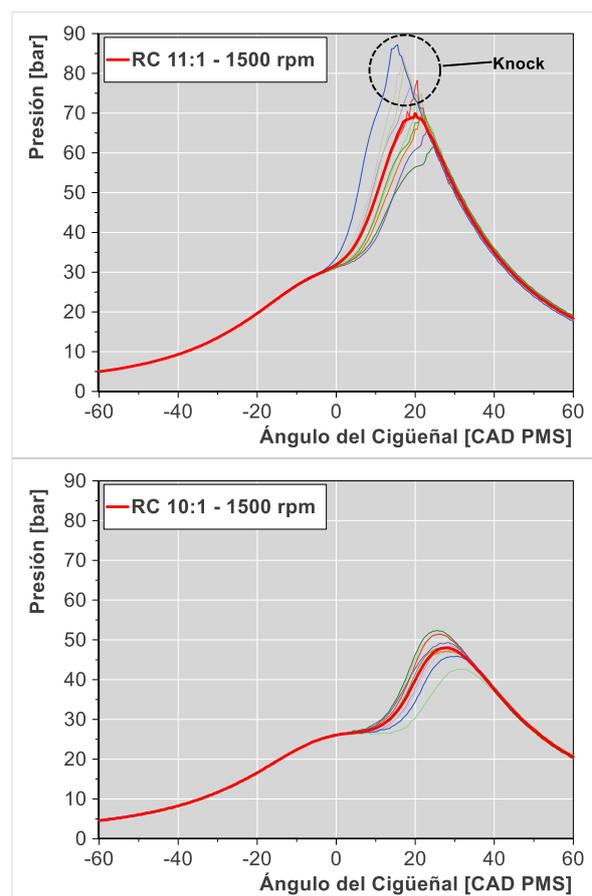


Figura 5 Presión media y su dispersión (10 ciclos) al interior del cilindro para la culata modificada con relación de compresión 11:1 (arriba) y 10:1 (abajo), utilizando GLP.

4. Resumen y conclusiones

Frente al desafío de sostenibilidad que enfrentamos en relación al cambio de la matriz energética del transporte para reducir sus emisiones de Gases con Efecto Invernadero (GEI), es necesario proponer soluciones alternativas a la electromovilidad de manera de impactar la porción de flota que es difícil electrificar.

El presente trabajo propone una metodología para promocionar la transformación de motores tradicionales para que funcionen con combustibles con nulo o bajo contenido de carbono. Esta metodología, es un primer paso para definir las condiciones donde una transformación se hace viable.

En resumen, se propone una metodología predictiva para determinar la probabilidad de ocurrencia de autoencendido por detonación no deseado (*knocking*), en la transformación de un motor para que funcione con un combustible diferente del que fue diseñado. En resumen, se realizaron las siguientes etapas en el desarrollo del trabajo.

- 1) Se efectuaron simulaciones químicas del retardo de autoignición (AID) y la velocidad de la llama laminar (SL) del tipo 0D y 1D. Se definió el punto de máximo par y mínimo régimen como referencia.
- 2) Se obtuvo un valor para el exponente politrópico del combustible de referencia, Gas Natural (metano CH₄) y para el combustible GLP (mezcla: 64% C₄H₁₀/ 36% C₃H₈) utilizando un CFD. El valor definido para el metano fue de $n = 1,35$ mientras que para el GLP fue de $n = 1,32$.
- 3) Se estimó el tiempo de combustión de referencia. Se considera como indicador la tasa de liberación de calor con la cual se definió una duración de la combustión de 40 CAD a un régimen de 1.500 rpm. El tiempo de combustión para el motor en esas condiciones es de 4,44 ms.
- 4) Comparando el tiempo del retardo de autoencendido AID para ambos combustibles y el tiempo de combustión, constante y corregido por la velocidad de llama laminar SL se obtuvo el índice de porcentaje de condiciones con autoencendido según la relación de compresión.

La zona de autoencendido (*Knocking Zone*) obtenida muestra que para el combustible GLP, en RC 12:1 la probabilidad de autoencendido está entre un 28% a un 96%, para RC 11:1 el rango es de 0% a 48%, sin embargo en una relación de compresión de 10:1 la probabilidad de autoencendido es de 0%. Al realizar las pruebas experimentales se constata que con la relación

de compresión de 11:1, en las condiciones de 1.500 rpm y máximo Par, existe autoencendido no deseado, sin embargo para la relación de compresión 10:1 este fenómeno no aparece.

En la literatura, se define que la relación de compresión para motores propulsados por GLP estaría entre 10:1 y 11:1 [26], [27], argumentando que el punto óptimo de eficiencia térmica estaría entre relaciones de compresión de 10:1 y 10.5:1. Sin embargo, otros autores analizan que si el nivel de autoencendido se puede controlar, las máximas eficiencias en GLP se alcanzarían en relaciones de compresión cercanas a 12:1 [28].

Efectivamente, el proceso de calibración de un motor transformado considera un número importante de variables a ajustar, sin embargo es relevante definir a priori la factibilidad de que las condiciones base de la combustión sean favorables.

Finalmente, la metodología permite predecir la ocurrencia de autoencendido (*knocking*) en la transformación de un motor de combustión interna. La predicción define un rango de ocurrencia debido a que existen estrategias que permitirían reducir la aparición de autoencendido bajo ciertas condiciones como son por ejemplo el retardo de la ignición, condiciones de admisión, estrategias de detección, etc. A pesar de la incertidumbre, la herramienta permite diseñar una estrategia de conversión previa, en base a cálculos termodinámicos, sin la necesidad de tener modelos complejos de análisis de combustión, siendo esta su principal funcionalidad.

5. Referencias

- [1] M. J. Menne, C. N. Williams, B. E. Gleason, J. Jared Rennie, and J. H. Lawrimore, "The Global Historical Climatology Network Monthly Temperature Dataset, Version 4," *J. Clim.*, vol. 31, no. 24, pp. 9835–9854, 2018, doi: 10.1175/JCLI-D-18-0094.1.
- [2] N. Christidis, M. McCarthy, and P. A. Stott, "The increasing likelihood of temperatures above 30 to 40 °C in the United Kingdom," *Nat. Commun.*, vol. 11, no. 1, pp. 1–10, 2020, doi: 10.1038/s41467-020-16834-0.
- [3] A. Ossó, R. P. Allan, E. Hawkins, L. Shaffrey, and D. Maraun, "Emerging new climate extremes over Europe," *Clim. Dyn.*, vol. 58, no. 1–2, pp. 487–501, 2022, doi: 10.1007/s00382-021-05917-3.
- [4] Intergovernmental Panel on Climate Change,

- Climate Change 2014 Mitigation of Climate Change.* 2014. doi: 10.1017/cbo9781107415416.
- [5] R. D. Reitz *et al.*, “IJER editorial: The future of the internal combustion engine,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 21, no. 1, pp. 3–10, 2020, doi: 10.1177/1468087419877990.
- [6] A. Onorati *et al.*, “The role of hydrogen for future internal combustion engines,” *Int. J. Engine Res.*, vol. 23, no. 4, pp. 529–540, 2022, doi: 10.1177/14680874221081947.
- [7] S. Wappelhorst, “The end of the road? An overview of combustion engine car phase-out announcements across Europe,” *Int. Counc. Clean Transp.*, no. May, pp. 1–19, 2020.
- [8] EIA, “Independent Statistics,” 2022.
- [9] C. Bae and J. Kim, “Alternative fuels for internal combustion engines,” *Proc. Combust. Inst.*, vol. 36, no. 3, pp. 3389–3413, 2017, doi: 10.1016/j.proci.2016.09.009.
- [10] J. Martins and F. P. Brito, “Alternative fuels for internal combustion engines,” *Energies*, vol. 13, no. 15, 2020, doi: 10.3390/en13164086.
- [11] E. Aytav, G. Koçar, and A. E. Teksan, “Experimental Comparison of Biogas and Natural Gas as Vibration, Emission, and Performance in a Diesel Engine Converted to a Dual Fuel,” *SAE Int. J. Fuels Lubr.*, vol. 13, no. 1, pp. 61–78, 2020, doi: 10.4271/04-13-01-0004.
- [12] J. Zareei, M. Haseeb, K. Ghadamkheir, S. A. Farkhondeh, A. Yazdani, and K. Ershov, “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*, vol. 45, no. 58, pp. 34241–34253, 2020, doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.09.027.
- [13] European Standard EN 590:2013, *Automotive fuels - LPG - Requirements and test methods*, vol. 3, no. 1. 2013, pp. 1–12.
- [14] L. Raslavičius, A. Keršys, S. Mockus, N. Keršiene, and M. Starevičius, “Liquefied petroleum gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuels and transport,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 32, pp. 513–525, 2014, doi: 10.1016/j.rser.2014.01.052.
- [15] M. Ozturk and I. Dincer, “A comprehensive review on power-to-gas with hydrogen options for cleaner applications,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 46, no. 62, pp. 31511–31522, 2021, doi: 10.1016/j.ijhydene.2021.07.066.
- [16] G. Anandarajah, W. McDowall, and P. Ekins, “Decarbonising road transport with hydrogen and electricity: Long term global technology learning scenarios,” *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 38, no. 8, pp. 3419–3432, 2013, doi: 10.1016/j.ijhydene.2012.12.110.
- [17] WLPGA, “The role of LPG and bioLPG in Europe,” pp. 1–60, 2019.
- [18] K. J. Morganti, T. M. Foong, M. J. Brear, G. Da Silva, Y. Yang, and F. L. Dryer, “The research and motor octane numbers of Liquefied Petroleum Gas (LPG),” *Fuel*, vol. 108, pp. 797–811, 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2013.01.072.
- [19] X. Zhen *et al.*, “The engine knock analysis - An overview,” *Appl. Energy*, vol. 92, pp. 628–636, 2012, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.11.079.
- [20] M. Kriek, M. Günther, S. Pischinger, U. Kramer, and M. Thewes, “Effects of LPG Fuel Formulations on Knock and Pre-Ignition Behavior of a DI SI Engine,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 9, no. 1, pp. 237–251, 2015, doi: 10.4271/2015-01-1947.
- [21] J. Benajes *et al.*, “Computational assessment towards understanding the energy conversion and combustion process of lean mixtures in passive pre-chamber ignited engines,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 178, Sep. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115501.
- [22] J. J. López *et al.*, “Advantages of the unscavenged pre-chamber ignition system in turbocharged natural gas engines for automotive applications,” *Energy*, vol. 218, Mar. 2021, doi: 10.1016/j.energy.2020.119466.

- [23] Q. H. Luo, B. G. Sun, and H. Y. Tian, “The characteristic of polytropic coefficient of compression stroke in hydrogen internal combustion engine,” in *International Journal of Hydrogen Energy*, Aug. 2014, vol. 39, no. 25, pp. 13787–13792. doi: 10.1016/j.ijhydene.2014.04.035.
- [24] A. Svete, I. Bajsić, and J. Kutin, “Investigation of polytropic corrections for the piston-in-cylinder primary standard used in dynamic calibrations of pressure sensors,” *Sensors Actuators, A Phys.*, vol. 274, pp. 262–271, May 2018, doi: 10.1016/j.sna.2018.03.019.
- [25] S. H. Quintana, E. S. Castaño-Mesa, and I. D. Bedoya, “Experimental Study of the Polytropic Coefficient for an Air-Cooled, High-Compression-Ratio, Spark-Ignition Engine Fueled with Natural Gas, Biogas, and a Propane-Syngas Blend,” *Energy and Fuels*, vol. 32, no. 2, pp. 2376–2384, Feb. 2018, doi: 10.1021/acs.energyfuels.7b03063.
- [26] K. Ravi, J. Pradeep Bhasker, and E. Porpatham, “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, 2017, doi: 10.1016/j.fuel.2017.05.062.
- [27] M. T. Chaichan, A. Kadhum, and K. S. Riza, “Spark Ignition Engine Performance When Fueled with NG, LPG and Gasolin”, doi: 10.21276/sjeat.2016.1.3.7.
- [28] S. M. Lawankar, “Influence of compression ratio and ignition timing on the performance of LPG fuelled SI engine,” in *SAE Technical Papers*, 2013, vol. 12. doi: 10.4271/2013-01-2889.