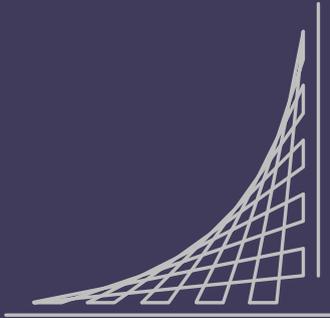


ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERÍA JULIO GARAVITO
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA



ESCUELA
COLOMBIANA
DE INGENIERÍA
JULIO GARAVITO

ESTUDIO DEL IMPACTO EN LAS PRESTACIONES Y
EMISIONES CONTAMINANTES DE UN MOTOR
DIÉSEL AL IMPLEMENTAR UN ADITIVO EN EL
COMBUSTIBLE

TRABAJO DIRIGIDO

Presentada por:

Andrés Camilo Méndez Carrillo

Dirigido por:

Ph.D., M.Sc., Ing. Oscar Hernando Venegas Pereira

Ph.D., M.Sc., Ing. Luisa Fernanda Mónico Muñoz

Bogotá, julio de 2022

TRABAJO DIRIGIDO

ESTUDIO DEL IMPACTO EN LAS PRESTACIONES Y
EMISIONES CONTAMINANTES DE UN MOTOR DIÉSEL
AL IMPLEMENTAR UN ADITIVO EN EL COMBUSTIBLE

Presentada por

ANDRÉS CAMILO MÉNDEZ CARRILLO

En el

Grupo de Investigación:

Diseño Sostenible en Ingeniería Mecánica - DSIM

Para la obtención del grado de

INGENIERO MECÁNICO

Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito

Programa de Ingeniería Mecánica

Bogotá, julio de 2022

TRABAJO DIRIGIDO

ESTUDIO DEL IMPACTO EN LAS PRESTACIONES Y EMISIONES CONTAMINANTES DE UN MOTOR DIÉSEL AL IMPLEMENTAR UN ADITIVO EN EL COMBUSTIBLE

Presentado por:

Andrés Camilo Méndez Carrillo

Dirigido por:

Ph.D., M.Sc., Ing. Oscar Hernando Venegas Pereira

Co-dirigido por:

Ph.D., M.Sc., Ing. Luisa Fernanda Mónico Muñoz

Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito

Programa de Ingeniería Mecánica

Bogotá, julio de 2022

Resumen

El planeta atraviesa una gran crisis ambiental, que se debe en gran medida a las emisiones contaminantes que generan los motores Diesel, los cuales tienen la ventaja de ser más eficientes. Para enfrentar esta problemática, una opción es adicionar sustancias químicas al combustible en pequeñas concentraciones (dopado), con la intención de mejorar ciertas propiedades del carburante, que conlleven a reducir los niveles de emisiones que se generan durante la combustión. El objetivo de este trabajo es determinar el impacto que tiene el uso de la gasolina como aditivo en el combustible en un motor diésel, para lo cual se han realizado pruebas experimentales, con la finalidad de obtener los parámetros operacionales del motor y las emisiones (densidad de humo) que se generan. Los resultados muestran que, al tener concentraciones del 5% y 10% de gasolina en el diésel (G5 y G10), se tienen reducciones entre 2% y 5% en las prestaciones del motor para el punto de máximo par con grados de carga del 80% y 60%, logrando disminuir hasta en un 23,6% la densidad de humo con respecto al diésel puro.

Palabras clave: Gasolina, Diésel, Prestaciones, Emisiones, Aditivo.

Abstract

The planet is going through a great environmental crisis, which is mainly because of the polluting emissions generated by Diesel engines, which have the advantage of being more efficient. To face this problem, one option is to add chemical substances to the fuel in small amounts, with the purpose of improving certain fuel properties, which lead to reducing the levels of emissions generated during combustion. The objective of this work is to determine the impact of gasoline use as an additive in the fuel in a diesel engine, so experimental tests have been carried out, in order to obtain the operational parameters of the engine and the emissions (smoke density) that are generated. The results show that, having concentrations of 5% and 10% of gasoline in diesel (G5 and G10), there are reductions between 2% and 5% in the performance of the engine for the point of maximum with load degrees of 80% and 60%, getting to reduce by up to 23,6% the smoke density with respect to pure diesel.

Keywords: Gasoline, Diesel, Performance, Emissions, Additive.

Agradecimientos

A mis padres: Martha Ibeth Carrillo Súa y César Augusto Méndez Contreras por su esfuerzo, colaboración, dedicación y aporte económico para estudiar la carrera de mis sueños.

Al Ph.D., M.Sc. Ing. Oscar Hernando Venegas Pereira, profesor de la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito, en el área de máquinas térmicas. Mi tutor, orientador, guía y motivador del proyecto para lograr profundización en el desarrollo del conocimiento en la investigación.

A Ph.D., M.Sc., Ing. Luisa Fernanda Mónico Muñoz profesora de la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito en el área de máquinas térmicas.

A Jonathan Mauricio Lozano Rojas, auxiliar de laboratorio de combustión de la Escuela Colombiana de Ingeniería Julio Garavito en el área de máquinas térmicas por su colaboración y apoyo.

Índice general

Índice general	xi
Índice de figuras	xiii
Índice de tablas	xv
Lista de símbolos	xvii
1 Antecedentes y marco conceptual	1
1.1. Antecedentes	1
1.1.1. Aditivos en el combustible	3
1.1.2. Estado del arte sobre los efectos en las prestaciones y emisiones al dopar el combustible	7
1.2. Marco conceptual	13
1.2.1. Prestaciones	13
1.2.2. Emisiones	23
Referencias	25
2 Planteamiento del problema	31
2.1. Formulación del problema y justificación	31
2.2. Objetivos	32
2.3. Alcances y limitaciones	33
2.4. Metodología	34
2.5. Cronograma	34
2.6. Instalación experimental	37
2.7. Plan de ensayos	40
Referencias	41

3	Resultados y análisis	43
3.1.	Propiedades de los combustibles	43
3.1.1.	Densidad	43
3.1.2.	Viscosidad cinemática	44
3.1.3.	Balance estequiométrico y poder calorífico inferior	46
3.2.	Prestaciones del motor	49
3.3.	Emisiones	61
	Referencias	63
4	Conclusiones y recomendaciones	65
4.1.	Conclusiones	65
4.2.	Recomendaciones	66
	Referencias Globales	67

Índice de figuras

1.1. Compuestos del aditivo Octamix.	7
1.2. Cambio del η_{the} y bsfc en función del grado de carga del motor para los cinco combustibles.	8
1.3. Emisiones de NO_x y humo generadas al variar la carga del motor para los cinco combustibles.	9
1.4. Tasa de liberación de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal.	10
1.5. Intensidad de humo en función de la carga.	12
1.6. Consumo específico de combustible en función del grado de carga.	13
1.7. Variación de los óxidos de nitrógeno con respecto al grado de carga.	13
1.8. Diagrama presión volumen del ciclo Diesel.	15
1.9. Curvas características de velocidad a plena carga.	20
1.10. Curva de isoconsumo de un motor Honda 1,5L.	21
1.11. Fases del proceso de combustión de un MEC.	22
1.12. Modelo de llama difusiva Diesel.	24
2.1. Esquema metodológico.	35
2.2. Cronograma de actividades.	36
2.3. Instalación experimental.	39
3.1. Densidad.	44
3.2. Viscosidad.	45
3.3. Número de Reynolds.	46
3.4. Torque en función del régimen de giro del motor al 80 % del grado de carga.	49
3.5. Torque en función del régimen de giro del motor al 60 % del grado de carga.	50

3.6. Potencia en función del régimen de giro del motor al 80 % del grado de carga.	51
3.7. Potencia en función del régimen de giro del motor al 60 % del grado de carga.	52
3.8. Presión media efectiva en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.	52
3.9. Presión media efectiva en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.	53
3.10. Consumo específico de combustible en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.	55
3.11. Consumo específico de combustible en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.	55
3.12. Rendimiento efectivo en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.	56
3.13. Rendimiento efectivo en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.	57
3.14. Diagrama P-V del ciclo Diesel a 2000 rpm.	59
3.15. Rendimiento mecánico en función del régimen de giro al 80% del grado de carga.	60
3.16. Rendimiento mecánico en función del régimen de giro al 60% del grado de carga.	60
3.17. Densidad de humo en función del régimen de giro al 80% del grado de carga.	61
3.18. Densidad de humo en función del régimen de giro al 60% del grado de carga.	62
3.19. Relación aire-combustible en función del régimen de giro.	62

Índice de tablas

1.1. Propiedades físicas de los combustibles.	11
2.1. Especificaciones del motor.	38
2.2. Plan de ensayos.	40
3.1. Entalpías de formación de diferentes compuestos.	48
3.2. Poder calorífico.	49

Lista de símbolos

Griegos

ρ	Densidad.
η_i	Rendimiento indicado.
η_{the}	Rendimiento efectivo.
β	Relación de Cutoff.
γ	Coefficiente adiabático.
η_m	Rendimiento mecánico.
η_c	Rendimiento de combustión.
ν	Viscosidad cinemática.

Latinos

AF	Relación aire combustible.
$bsfc$	Consumo específico de combustible efectivo.
C_p	Calor específico de combustible.
D	Diámetro del pistón.
i	Constante de número de tiempos de MCIA.
$isfc$	Consumo específico de combustible indicado.
\dot{m}_f	Gasto másico de combustible.
n	Régimen de giro.
N_e	Potencia efectiva.
N_i	Potencia indicada.
p	Presión en el cilindro.

P_a	Presión atmosférica.
P_t	Presión turbo.
p_{me}	Presión media efectiva.
p_{mi}	Presión media indicada.
Q_{HV}	Poder calorífico.
r_c	Relación de compresión.
Re	Número de Reynolds.
S	Carrera del pistón.
T	Temperatura.
T_e	Par efectivo.
T_i	Par indicado.
V	Volumen en el cilindro.
V_C	Volumen de la cámara de combustión.
V_D	Volumen de desplazamiento.
V_T	Volumen total.
W_e	Trabajo efectivo.
W_i	Trabajo indicado.

Capítulo 1

Antecedentes y marco conceptual

En este primer capítulo, se muestra el contexto actual de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), la calidad de los combustibles fósiles a nivel mundial y local; así mismo, se describe el concepto de aditivo y los diferentes tipos que se pueden encontrar comercialmente.

Posteriormente, se muestran los antecedentes e investigaciones que se han realizado con respecto al uso de aditivos en el combustible donde se resalta los efectos que se generan en la prestaciones y emisiones del motor.

Finalmente, se exponen los diferentes conceptos que se utilizarán para el estudio de las prestaciones y emisiones, que permitan analizar los efectos que trae el uso de un aditivo en el combustible en un motor de combustión interna.

1.1. Antecedentes

Según un informe de las Naciones Unidas, en el año 2019 se tuvo un incremento bastante considerable de emisiones de efecto invernadero que se situaron en 52,4 Gt de dióxido de carbono (CO_2), donde el 65 % de estas fueron producidas por los combustibles fósiles [1]. Con la llegada de la pandemia del COVID-19 las emisiones a nivel mundial de CO_2 fósil se redujeron en un 5,4% para el año 2020, pero para el año 2021 se tuvo un aumento del 4,8% de las emisiones de CO_2 procedentes de la combustión de energía fósil, las cuales serían apenas ligeramente inferiores a las del 2019 [2].

La Unión Europea, ha establecido una norma desde 1988 (Euro 0) donde ha ido implementado unos límites de generación de emisiones de gases contaminantes de los vehículos debido a la gran problemática ambiental que ha sufrido el planeta durante años, los cuales cada vez se vuelven más estrictos y que tienen como objetivo con la norma Euro 6 y 7 que entra en vigencia para el año 2025 reducir en un 40% las emisiones de efecto invernadero generadas por el parque automotor con respecto a 1990 [3]. Es por esta razón que los fabricantes de los motores de combustión interna se han visto obligados a desarrollar técnicas e investigaciones que conduzcan a reducir las emisiones contaminantes que tanto afectan al ambiente y al ser humano.

Actualmente, se han desarrollado varias tecnologías como la que ha implementado Mazda en sus vehículos denominada e-SkyactivX, la cual utiliza un sistema de encendido por compresión controlado por chispa (SPCCI), que consiste en una admisión de mezcla pobre generando una pequeña turbulencia en el interior quedando la mezcla en las zonas cercanas al cilindro. Cuando inicia la compresión, se realiza una inyección cercana a la bujía para tener mezcla rica en este sector y generar un frente de llama que logra aumentar la presión y encender los alrededores donde se tiene la mezcla pobre. De esta manera, se consigue mayores prestaciones, bajo consumo de combustible y una reducción de emisiones donde se logra tener 96 g/km de CO₂ [4, 5].

Mahle Powertrain, una empresa alemana ha desarrollado una tecnología denominada Turbulent Jet Ignition (TJI), que consiste en la implementación de una pequeña precámara que contiene una bujía y un inyector adicional, allí ocurre una combustión rica y conecta por medio de unos jets a la cámara principal donde se tiene una mezcla pobre con el objetivo de tener una temperatura de llama baja para reducir las emisiones de NO_x; así mismo, gracias a la gran turbulencia y velocidad de los jets se tiene una mayor estabilidad, rapidez y combustión más completa generando mayores prestaciones, menores emisiones y menor consumo [6, 7]. De igual manera, se han desarrollado varias tecnologías como los sistemas de relación de compresión variable, desconexión de cilindros, sistemas de postratamiento de gases, recirculación de gases para minimizar los óxidos de nitrógeno, filtros de partículas e inyección a alta presión para controlar el material particulado [8].

A pesar de que las regulaciones son cada vez más estrictas y que las nuevas tecnologías implementadas cumplen con los requisitos de la actual norma en vigencia, la mayoría de emisiones generadas siguen proviniendo de los combustibles fósiles, ya que si se mira el panorama de los países en vía de desarrollo como Colombia, sigue existiendo un gran atraso tecnológico donde del 100% de los vehículos diésel, el 25% del parque automotor lo conforman tecnolo-

gías pre-Euro, el 60 % está constituido por Euro 2 y tan solo el 15 % tecnología Euro 4, los cuales producen niveles de contaminación de material particulado hasta un 95 % mayor con respecto a la actual norma en vigencia [9]. Teniendo en cuenta estos resultados, se puede ver que estas tecnologías presentes en estas naciones permiten un intervalo más grande de emisiones contaminantes, donde los motores diésel tienen un mayor porcentaje de contaminación en comparación con los vehículos de gasolina, mientras que en Europa actualmente, un motor Euro 6 de encendido por compresión puede generar menos emisiones que uno de encendido por chispa.

La calidad del combustible ha sido un factor limitante para la implementación de tecnologías Euro 6, ya que según la carta mundial de combustibles (WFC) se debe cumplir con un número de cetano de 51 para el diésel y en Colombia se encuentra reglamentado en 45 debido a que los combustibles son de clase pesada y también por la falta de tecnologías en las refinerías. Así mismo, el contenido de azufre debe ser de máximo 10 ppm para dar cumplimiento con el estándar internacional Euro 6, donde países como Estados Unidos, Japón y la Unión Europea desde el año 2011 han incorporado políticas de calidad de diésel de 10 ppm, mientras que en Colombia se encuentra reglamentado en 50 ppm [10].

Teniendo en cuenta esta gran crisis ambiental que atraviesa el planeta y el atraso tecnológico de los países subdesarrollados como Colombia, surge la necesidad de encontrar soluciones que ayuden a mitigar las emisiones contaminantes que se producen en un motor diésel con tecnologías entre Pre-Euro y Euro 6 reglamentada en la actualidad. Pero por otro lado, está el no afectar las prestaciones y el rendimiento que brindan estas máquinas térmicas que han beneficiado a las industrias por años [8]. Dentro de las soluciones a este problema está el uso de aditivos que permita mejorar propiedades en el combustible y de esta manera lograr combatir esta problemática ambiental, mantener o mejorar el rendimiento de estos motores y así mismo, tener la posibilidad de implementar las nuevas tecnologías [10].

1.1.1. Aditivos en el combustible

Los aditivos son sustancias químicas que se añaden en mínimas cantidades (dopado) a un producto con la finalidad de mejorar propiedades o eliminar características no deseadas. Dentro del mundo de los aditivos, se encuentran los de uso en combustibles, los cuales son miscibles y permiten que el carburante tenga mejores propiedades, conllevando a que los motores tengan un mejor rendimiento, debido a que estas sustancias químicas pueden ayudar a

que los diferentes componentes internos de la máquina por donde pasa el fluido permanezcan libres de lodos o sedimentos, además, se logre una mejor combustión; de igual modo, se pueda reducir las emisiones y en algunos casos mejorar las prestaciones de la máquina térmica [11-13].

Hacia el año 1920, con la finalidad de resolver problemas de arranque y golpeteo de los motores de combustión interna, se hizo necesario la búsqueda de compuestos químicos antidetonantes para combustibles de aviación y automóviles. Es así como apareció el tetraetilo de plomo (TEL), un compuesto con buenas propiedades antidetonantes descubiertas en un laboratorio de General Motors, capaz de aumentar el octanaje, reduciendo así los inconvenientes ya nombrados. Años más tarde, es prohibido debido a su alta toxicidad, teniendo que recurrir a otras sustancias que pudieran actuar contra la problemática a resolver sin perjudicar la salud del ser humano [14, 15].

Por otro lado, se empezaron a desarrollar otros tipos de aditivos como los antioxidantes, como el 4-metil-2,6-di-terc-butilfenol en 1937 y patentado por Standard Oil, aditivos detergentes con la finalidad de evitar depósitos, cuyos primeros compuestos fueron desarrollados en 1954 por Chevron y una gran variedad de sustancias químicas, con el objetivo de conseguir combustibles de excelente calidad y garantizar un correcto funcionamiento de los motores [14, 15].

En los últimos años, la gran crisis ambiental que atraviesa el planeta y las actuales normas han hecho que se desarrollen aditivos que busquen tener como resultado una disminución de las emisiones sin perjudicar las prestaciones de los motores de combustión interna, como también realizar investigaciones y buscar nuevas sustancias químicas que permitan un mejoramiento continuo del carburante y rendimiento de las máquinas térmicas [14, 15].

En el mercado se puede encontrar una gran variedad de aditivos para combustibles que se pueden clasificar en cuatro grupos:

Aditivos para reducción de emisiones:

Debido al gran incremento de emisiones generadas por combustibles fósiles y los estándares internacionales que cada vez son más estrictos, se han desarrollado diferentes aditivos que ayuden a combatir con esta problemática ambiental y se logre cumplir con las normas establecidas. Dentro de este grupo de sustancias químicas, se encuentran los aditivos oxigenados que permiten aumentar el contenido de oxígeno en el combustible y de esta manera tener una combustión más completa generando como consecuencia una disminución de sustancias químicas nocivas como monóxido de carbono (CO),

material particulado (PM) e hidrocarburos (HC). La gran mayoría de estos aditivos son alcoholes como metanol, etanol, isopropil alcohol, terc-butil alcohol e iso-butil alcohol y los éteres como metil terc-butil éter (MTBE), metil terc-amil éter (MTAE) y etil terc-butil éter (ETBE) [16, 17].

Aditivos para potenciar los combustibles:

Existen una serie de aditivos que permiten potenciar ciertas características del carburante, que se traducen en un aumento de prestaciones, en mejorar el arranque y rendimiento del motor. Dentro de este grupo se encuentran los mejoradores de octanaje y de cetano.

Mejoradores de octanaje: En los motores de combustión interna de encendido provocado (MEP) se pueden presentar problemas de autoencendido que ocasionan vibraciones, daños en los componentes de la máquina; así mismo, se ve afectado el rendimiento del motor, que se da por diversos factores como un bajo octanaje de la gasolina. El número de octano es una medida de la calidad de la ignición o inflamabilidad del carburante; es decir, que, si este incrementa, se puede tener una mayor compresión que se traduce en una mayor presión en el punto muerto superior logrando mejores prestaciones, como también el motor trabajará de forma correcta bajo las condiciones que se diseñó la máquina térmica. Para ello, se han desarrollado varios aditivos que incrementan el octanaje, permitiendo la estabilidad en la combustión, los cuales contienen familias químicas como anilinas, hidrazinas, aminas, compuestos de yodo, compuestos de selenio y fenoles [18, 19].

Mejoradores de cetano: El número de cetano es una propiedad de gran influencia en la combustión de los motores de encendido por compresión, ya que un combustible diésel de calidad; es decir, con un valor alto de cetano, contribuye a reducir el tiempo entre la inyección del carburante y el inicio de la combustión conocido como tiempo de retraso, permitiendo una mejor calidad de encendido, mientras que al tener un valor bajo de cetano, el tiempo de retraso aumenta, conllevando a que el tiempo entre el inicio de la combustión y el punto donde se alcanza la máxima presión (fase de premezclado) sea corto, lo cual trae varios inconvenientes, ya que el ruido del motor se incrementa debido a un aumento brusco de la presión, se tiene una combustión incompleta, una reducción del rendimiento y un aumento de las más emisiones contaminantes. En búsqueda de reducir los problemas ya nombrados, se han desarrollado aditivos mejoradores de cetano donde se encuentran los alquilo nitratos como nitrato de 2-etilhexilo y los peróxidos de alquilo [15, 20].

Aditivos para limpieza y mantenimiento:

Este grupo de aditivos permite que los sistemas por donde pasa el combustible permanezcan libres de depósitos evitando el inicio de corrosión y desgaste; así mismo, pueden conllevar a un consumo más bajo de combustible y obtener mejoras en el rendimiento del motor. Dentro de este grupo se encuentran los detergentes-dispersantes y antidesgaste.

Aditivos detergentes-dispersantes: Agregar en pequeñas cantidades estos aditivos al combustible, puede traer beneficios para el motor de combustión interna, ya que estas sustancias químicas impiden que se formen depósitos en las superficies internas de la máquina, que son generadas por residuos carbonosos y sustancias oxidadas como consecuencia de la combustión, lo que permite que elementos como los inyectores puedan cumplir su función de atomizar el carburante de forma correcta y de esta manera garantizar la presión de inyección a la que fue fabricado el componente, logrando así una combustión más completa. Esto se logra gracias a que el aditivo crea una capa protectora sobre la superficie para impedir la formación de los llamados depósitos, además, con la presencia del dispersante se evita la unión de los residuos contaminantes y ayuda a que estos se encuentren alejados de la superficie. Los aditivos utilizados como detergentes son en su mayoría compuestos orgánicos que contienen átomos de nitrógeno como amidas, carbamatos, polieteramina, polibutenamina y alquilfenoles [21].

Aditivos antidesgaste: La fricción ha sido un factor preocupante en los motores de combustión interna, ya que genera pérdidas mecánicas y desgaste de los elementos como bombas y componentes de suministro de combustible. Esto ha conllevado a que se busquen soluciones para lograr reducir este problema y una de estas alternativas ha sido el uso de aditivos antidesgaste que buscan incrementar la lubricidad de combustibles, sobre todo de aquellos que tienen bajo contenido de azufre, permitiendo que se genere una película entre las superficies evitando el contacto metal-metal en los lugares donde el combustible tiene una alta importancia para la lubricidad. Los compuestos como el carbonilo, el grupo ACOOH y AOH tienen buena lubricidad, sobre todo estos dos últimos ya que logran interacciones iónicas de las moléculas lubricantes con el sustrato de metal debido a los enlaces de hidrógeno [22].

Aditivos para proteger el combustible:

La degradación del combustible es un factor que puede traer problemas para el motor de combustión interna, ya que este proceso conlleva a la generación de gomas y sedimentos que causan la obstrucción del combustible

por los sistemas de alimentación e incluso pueden llevar a la corrosión de las superficies. Para reducir este problema, se usan aditivos antioxidantes en el combustible, con la finalidad de maximizar el tiempo de almacenamiento y de esta manera evitar que se formen sedimentos que perjudican el funcionamiento del motor y al ambiente con el aumento de las emisiones [23].

1.1.2. Estado del arte sobre los efectos en las prestaciones y emisiones al dopar el combustible

En estos últimos años, los fabricantes de aditivos se han enfocado en realizar investigaciones y desarrollar sustancias para combatir las emisiones generadas por los motores de combustión interna sin afectar las prestaciones de estos. Dentro de los estudios que se han hecho, se ha encontrado que el uso de aditivos que contengan hidrógeno y boro para dopar el combustible diésel, pueden traer beneficios para las máquinas térmicas y para el ambiente, ya que el hidrógeno tiene una alta tasa de combustión, fracción de difusión y poder calorífico; así mismo, el boro tiene un calor de oxidación más alto que el diésel tradicional, lo cual puede mejorar el rendimiento de los combustibles líquidos [24].

En 2021, Simsek et al [24], realizaron una investigación, donde han utilizado un aditivo denominado octamix, como se puede ver en la Figura 1.1, fue obtenido a partir de la mezcla de etanol, borano de amoníaco para enriquecer el combustible en términos de hidrógeno, el cual se sintetizó con sal de borohidruro ($NHBH_4$) y sal de amonio (NH_4) $_2CO_3$, y borato de trioctilo rico en boro, que se obtuvo a partir de ácido bórico y 1-octanol, con la finalidad de obtener mezclas de octamix-diésel con 0,5 %, 1 %, 2 % y 3 % de octamix y de esta manera determinar los impactos que trae el uso de las mezclas a partir de pruebas de banco utilizando un generador diésel 4 tiempos monocilindrico.

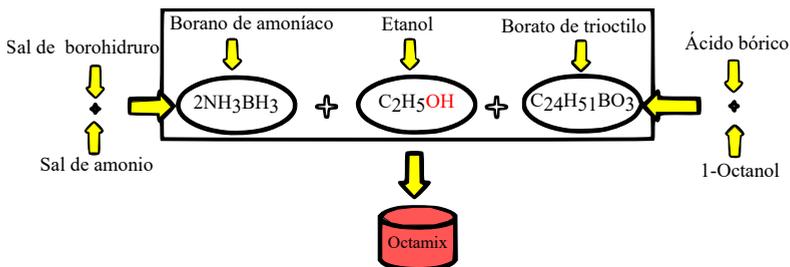


Figura 1.1: Compuestos del aditivo Octamix.

Al realizar la prueba, fijando la velocidad a 3000 rpm y variando la carga del motor de 500 a 3000 W, se observa en la Figura 1.2 un incremento del rendimiento térmico efectivo (η_{the}) al usar como combustibles 1OCT-D y 0,5OCT-D; es decir, con 1% y 0,5% de Octamix respectivamente; así mismo, se obtiene un menor consumo específico de combustible efectivo (bsfc) comparado con la curva del diésel convencional.

EL aumento del η_{the} se da gracias al contenido de oxígeno que permitió una mejor combustión; de igual manera, gracias a la presencia del boro en el carburante se reduce la fricción debido a que se crea una película sobre las partes móviles del motor y también se le atribuye un alto poder calorífico sin cambios significativos en la densidad a 1% de octamix que favoreció el bsfc, mientras que al usar combustible con 2% y 3% de Octamix el η_{the} disminuye y el bsfc aumenta, ya que el valor del calor latente de vaporización del Octamix es mayor al del diésel y el valor de la densidad a estas concentraciones disminuyó, lo que conlleva a que a mayores concentraciones del aditivo traiga desventajas para el rendimiento de la máquina [24].

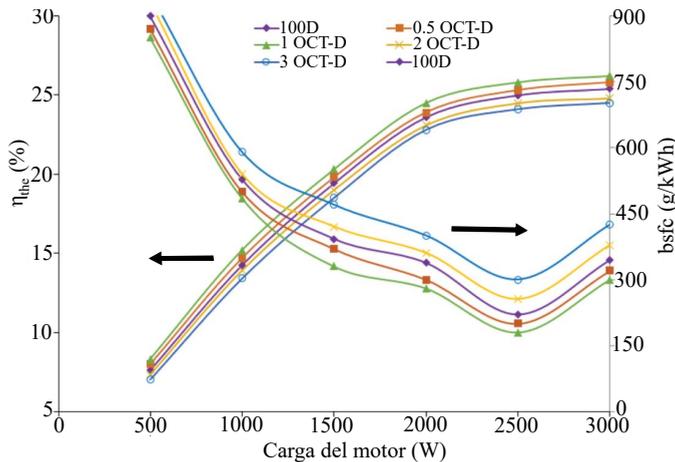


Figura 1.2: Cambio del η_{the} y bsfc en función del grado de carga del motor para los cinco combustibles.

Con respecto a las emisiones generadas, se encuentra que el monóxido de carbono (CO) y los hidrocarburos no quemados (HC) disminuyen al tener el combustible con 1% de Octamix, debido a un contenido de oxígeno adecuado que aporta este aditivo, permitiendo una reducción de la combustión incompleta; de igual manera, se observa una disminución de CO a medida que aumenta la carga, debido al incremento de temperatura.

En cuanto a las emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x), se puede observar en la Figura 1.3, que a medida que aumenta la carga, tiende a incrementarse, debido a que la temperatura en el cilindro tiende a aumentar, generando que las moléculas de nitrógeno reaccionen con el oxígeno. Aunque el octamix aporta oxígeno y nitrógeno, al tener un calor latente de vaporización mas alto que el del diésel, contribuye a que la temperatura no incremente de la manera que ocurre en el diésel puro comercial haciendo uso de 1% de octamix, mientras que al pasarse de este porcentaje existirá un exceso de nitrógeno y oxígeno que favorecen el incremento de NO_x . Por otro lado, las emisiones de humo se redujeron en un 10,71% con respecto al diésel convencional al usar combustible al 1% de octamix, debido a la presencia de oxígeno indicada para obtener una combustión más completa, pero al agregar gran cantidad de este aditivo genera mayores emisiones de humo a causa de la disminución de temperatura [24].

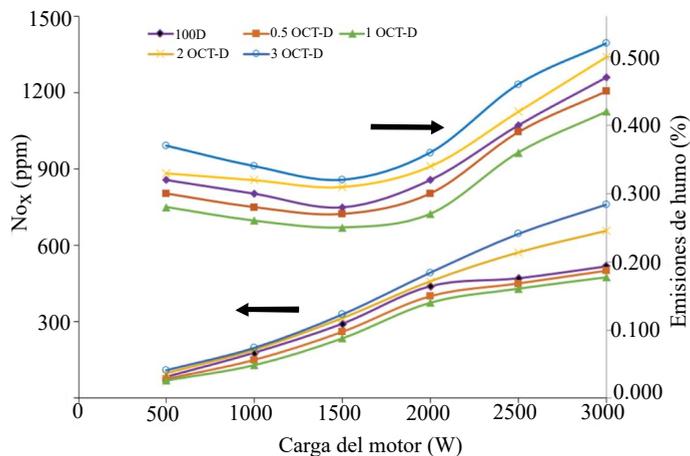


Figura 1.3: Emisiones de NO_x y humo generadas al variar la carga del motor para los cinco combustibles.

En 2021, Venkatesan [25], realizó un estudio sobre el uso de aceite de pirólisis de cáscara de anacardo (CPO) y añadiendo tolueno para ser usado como aditivo para el diésel convencional. De esta forma se probaron cuatro combustibles: diésel puro, CPOT5 (5% CPO + 5% TU + 90% D), CPOT10 (10% CPO + 5% TU + 85% D) y CPOT15 (15% CPO + 5% TU + 80% D) en un motor monocilíndrico diésel cuatro tiempos, donde han encontrado que el η_{the} ha aumentado 1,67% y el bsfc un 4,7% más bajo al usar CPOT5, ya que su poder calorífico es mayor que el diésel convencional y la duración de la

combustión es más corta por la presencia de tolueno en el carburante, mientras que el η_{the} de los otros dos combustibles dopados es inferior al del diésel convencional debido a una pobre atomización, gracias a un mayor valor de la viscosidad, pues para el COPT10 y CPOT15 sus valores son de 5,3 y 5,9 cSt respectivamente comparado con la del diésel puro cuyo valor es de 3,41 cSt.

En cuanto a las emisiones generadas, se observa que las emisiones de CO y NO_x disminuyeron con el combustible COPT5, mientras que las emisiones de humo producidas por los tres combustibles dopados fueron inferiores a las del diésel convencional, ya que al agregar tolueno se empobrece el combustible en zonas ricas, permitiendo una mejor combustión. En la Figura 1.4, se puede observar la tasa de liberación de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal, donde se tiene una mayor tasa de liberación de calor para el combustible COPT5 debido a un mayor poder calorífico que los demás carburantes; así mismo, se observa un menor tiempo entre la inyección y el inicio de la combustión (tiempo de retraso) para este combustible en comparación con el diésel puro, permitiendo una mejor calidad de combustión y eficiencia, ya que la fase de premezclada está terminando muy cerca del punto muerto superior donde se debe dar la presión máxima para garantizar mejores prestaciones. También se aprecia que el combustible COPT15 tiene un mayor tiempo de retraso que los demás, gracias a un menor cetano, mayor contenido de humedad y viscosidad [25].

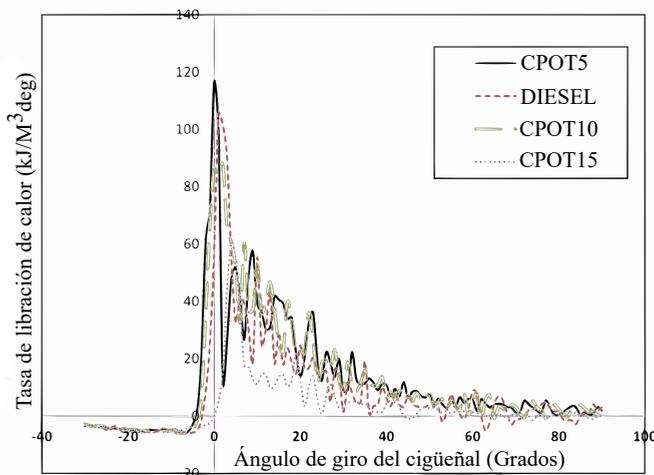


Figura 1.4: Tasa de liberación de calor en función del ángulo de giro del cigüeñal.

El biodiésel es un combustible muy prometedor para el uso en motores de combustión interna, ya que es biodegradable, proviene de fuentes renova-

bles, no tiene contenidos de azufre y es muy amigable con el medio ambiente al no generarse grandes emisiones contaminantes como las que se generan con el petrodiesel. Además, contiene un mayor índice de cetano y es oxigenado, pero tiene algunos inconvenientes como su bajo poder calorífico, su alta viscosidad, malas características de atomización, una mayor temperatura de enturbiamiento que el diésel convencional; es decir, se tiende a formar más fácilmente ceras en el combustible que pueden llevar al taponamiento de los filtros del motor y una mayor emisión de óxidos de nitrógeno, lo que ha conllevado a que se realicen investigaciones sobre la implementación de aditivos para ver si es posible reducir los inconvenientes con el biodiésel [26-28].

En búsqueda de resolver los problemas que presenta el uso del biodiésel, se ha realizado una investigación basada en el uso de dimetil carbonato (DMC) y pentanol (n-P) como aditivos, teniendo como combustible base una mezcla de biodiésel obtenido del aceite de neem con un 50% respecto al diésel convencional (B50). Conforme con el estudio de Rangabashiam et al [29], se pudo encontrar que al añadir un 10% de dimetil carbonato y pentanol, la viscosidad se reduce en un 5,2 y 6,3% respectivamente como se puede observar en la Tabla 1.1, permitiendo una mejor atomización y una mezcla más homogénea. El consumo específico de combustible con la implementación de estos aditivos se logró reducir con respecto al B50, como también permitió una mejora de la combustión y un tiempo de retaso menor debido a que se logra elevar el número de cetano, reduciendo así el ruido del motor. En cuanto a la presión en el cilindro se logra elevar 2,3 y 3,1 bar añadiendo dimetil carbonato y pentanol respectivamente.

Propiedades	Diésel	B50	B50+DMC	B50+n-P
Viscosidad cinemática 40°C [cSt]	3,1	3,4	3,1	3,2
Poder Calorífico [kJ/kg]	42500	41600	41900	41750
Número de Cetano [-]	47	54	59	57

Tabla 1.1: Propiedades físicas de los combustibles.

Con respecto a emisiones, se pudo ver que los óxidos de nitrógeno no sufrieron grandes cambios con respecto al B50, pero las emisiones de humos al colocar estos aditivos si se logran reducir aún más que con solo el biodiésel, donde a cualquier carga del motor estas estuvieron siempre por debajo del combustible base como se puede apreciar en la Figura 1.5. En cuanto a emisiones de CO, también fueron inferiores al B50 y al diésel convencional, debido a una combustión rica en oxígeno, una menor viscosidad y mejor atomización;

de igual manera, el HC se disminuye en un 3,1 % con el pentanol y un 4,7 % para el DMC [29].

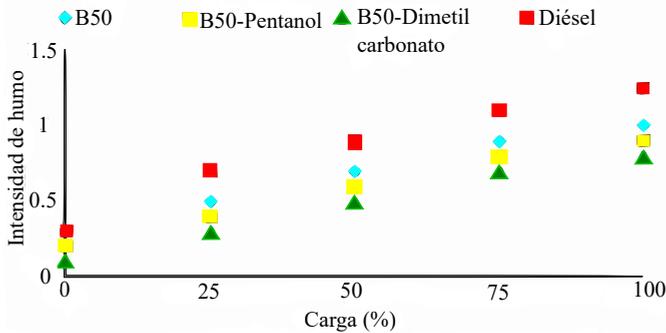


Figura 1.5: Intensidad de humo en función de la carga.

Harish Venu y Prabhu Appavu [30], han realizado una investigación en la que han utilizado nano aditivos de Al_2O_3 en un biodiésel obtenido del aceite de Polanga. Para el estudio se utilizaron cuatro combustibles: diésel puro, biodiésel, biodiésel al 100 % mas 25 ppm de Al_2O_3 y biodiésel al 100 % mas 50 ppm de Al_2O_3 , y de acuerdo con los resultados obtenidos se encontraron grandes ventajas con la implementación de este aditivo, ya que la presión en el cilindro se logra incrementar gracias a que se mejora la conductividad térmica, como también en el proceso de combustión se libera la molécula de oxígeno del Al_2O_3 permitiendo aumentar la velocidad de combustión y se reduce el tiempo de retraso gracias al aumento del número de cetano.

En cuanto al rendimiento térmico efectivo, el petrodiésel tiene un η_{the} mayor al biodiésel, 32,19 % y 28,74 % al 100 % de grado de carga, pero al añadir el nano aditivo a 25 ppm y 50 ppm se logra incrementar 4,21 % y 6,58 % con respecto al biodiésel, como también se encontró que el consumo específico de combustible efectivo se reduce gracias a la presencia del oxígeno que acelera el proceso de oxidación y mejora la eficiencia de la combustión como se puede observar en la Figura 1.6 [30].

Una de las mejores ventajas que trae el uso de nano aditivos de Al_2O_3 es que puede reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno, que ha sido una barrera en la utilización del biodiésel, pues al tener 25 y 50 ppm de este aditivo, como se muestra en la Figura 1.7, se tiene una disminución del 8,75 % y 11,73 % respectivamente, que se debe a que el Al_2O_3 reacciona con el NO obteniendo $2AlO$ y $1/2N_2$ reduciendo así el NO_x [30].

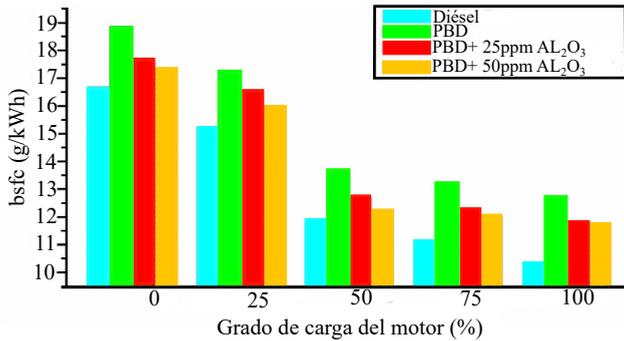


Figura 1.6: Consumo específico de combustible en función del grado de carga.

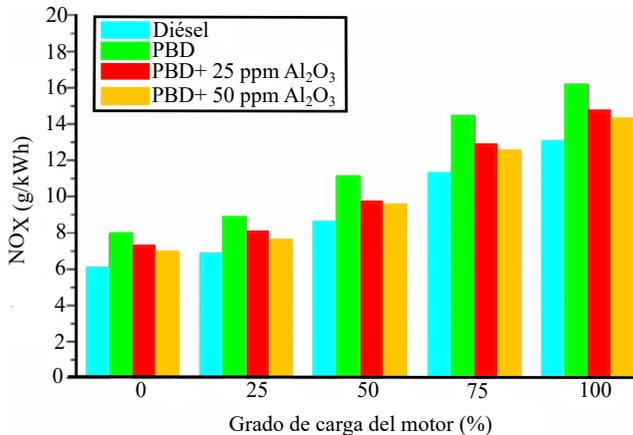


Figura 1.7: Variación de los óxidos de nitrógeno con respecto al grado de carga.

1.2. Marco conceptual

Para un mejor entendimiento de los efectos que trae el uso de aditivos en el combustible sobre los MCIA, se presentan a continuación conceptos, ecuaciones y métodos para calcular las prestaciones de un MCIA, así como también se da a conocer el concepto de emisiones y los tipos que se pueden generar por la combustión de estos.

1.2.1. Prestaciones

Durante la evolución de los motores de combustión interna alternativos (MCIA), se ha buscado la manera de tener una mayor eficiencia térmica con

la finalidad de aumentar el trabajo entregado, sin requerir de tanta energía en forma de calor; es decir, reducir el consumo de combustible. Para lograr esto, es necesario conocer el comportamiento termodinámico de los MCIA haciendo uso de simplificaciones razonables que permitan obtener resultados y conclusiones cercanas a la realidad, debido a que al analizar los dispositivos reales es complejo [31-33].

Dentro de las hipótesis del ciclo teórico se tiene: un calor específico constante, una sucesión de procesos igual a los reales, una relación de compresión igual a la del motor, una misma cantidad de energía aportada por unidad de masa y una misma presión y temperatura que en el proceso real al inicio de la compresión; así mismo, se tienen las suposiciones de que no hay fugas de masa, no hay fricción del fluido con las superficies, no hay pérdidas de calor y el fluido es aire y se considera como gas ideal. En los MCIA se encuentran los ciclos termodinámicos de aire estándar convencionales, que para el caso de los motores de combustión interna de encendido provocado (MEP), el ciclo a seguir es el Otto, mientras que para los motores de combustión interna de encendido por compresión (MEC), el ciclo a seguir es el Diesel. Pero además de estos dos ciclos se pueden encontrar otros que son variaciones de los ya nombrados como son los ciclos Miller, Dual y Atkinson [31-33].

El ciclo Diesel se caracteriza por un aporte de calor a presión constante, lo cual lo diferencia del ciclo Otto cuyo proceso de adición de calor se realiza a volumen constante; es decir, de manera instantánea. En la Figura 1.8 se observa los procesos que conforman al ciclo Diesel, que inicia con una admisión de aire a presión constante, donde el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS) y llega al Punto muerto inferior (PMI), llenándose el cilindro totalmente de aire. Posteriormente el pistón se desplaza desde el punto 1 hacia el PMS, realizando una compresión de manera isentrópica; es decir, de forma adiabática y reversible, para luego tener una adición de calor a presión constante que representa de forma idealizada la combustión de un MEC, donde se realiza una inyección de combustible antes de que se llegue al punto más alto para garantizar una combustión centrada [31, 33, 34].

Una vez ocurra el proceso de oxidación, el gas genera una presión sobre la cabeza del pistón logrando una expansión, que de manera ideal se da de forma adiabática y reversible, ya que este proceso ocurre de forma rápida, para finalmente evacuar los gases con la apertura de la válvula de escape. Este último proceso del ciclo se representa con una salida de calor a volumen constante y luego de manera isobárica ya que es allí donde el pistón desplaza el gas [31, 33, 34].

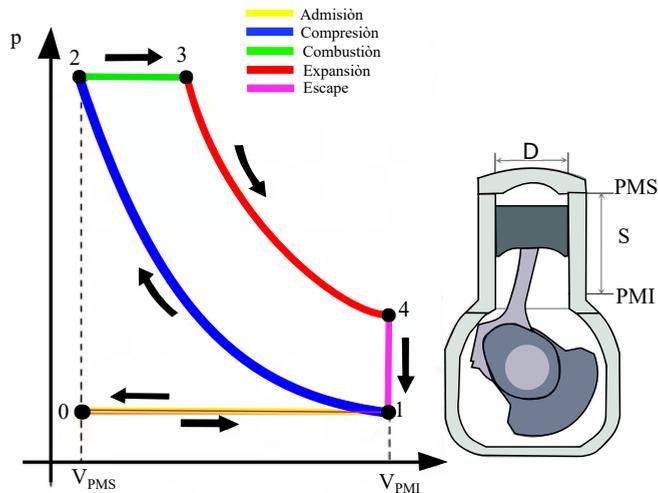


Figura 1.8: Diagrama presión volumen del ciclo Diesel.

Es importante saber que en este ciclo existe trabajo en todos los procesos menos en el (4-1), ya que no existe un cambio de volumen. Además, los generados en la admisión y escape de manera isobárica no se tienen en cuenta porque idealmente tienen la misma magnitud, pero en uno se requiere de trabajo y en el otro se entrega. Ahora, este ciclo ofrece una ventaja en comparación con el ciclo Otto, ya que en el proceso de combustión se genera trabajo al no ser a volumen constante de acuerdo con la ecuación 1.1. Por tanto, para obtener el trabajo neto de forma ideal, de acuerdo con la ecuación 1.2, se tiene en cuenta el trabajo de la combustión, el de expansión, que de acuerdo con la ecuación 1.3 se calcula conociendo la presión, el volumen en el cilindro, y el coeficiente adiabático (γ), que viene siendo la relación de los calores específicos a presión constante y a volumen constante y el de compresión que se calcula con la ecuación 1.4. El calor agregado como se observa en las ecuaciones 1.5 y 1.6 se calcula, teniendo en cuenta el poder calorífico del combustible (Q_{HV}), el calor específico a presión constante (C_p), la relación aire combustible, la eficiencia de combustión (η_c) y el cambio de temperaturas durante este proceso [31, 35].

$$W_{2-3} = P_2 \cdot (V_3 - V_2) \quad (1.1)$$

$$W_{neto} = W_{2-3} + W_{3-4} - W_{1-2} \quad (1.2)$$

$$W_{3-4} = \frac{P_4 \cdot V_4 - P_3 \cdot V_3}{1 - \gamma} \quad (1.3)$$

$$W_{1-2} = \frac{P_2 \cdot V_2 - P_1 \cdot V_1}{1 - \gamma} \quad (1.4)$$

$$Q_{2-3} = mf \cdot Q_{HV} \cdot \eta_c = (ma + mf) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (1.5)$$

$$Q_{HV} \cdot \eta_c = (AF + 1) \cdot C_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (1.6)$$

Los motores de combustión interna de encendido por compresión (MEC) se caracterizan por tener un rendimiento térmico (η_{th}) alto comparado con los motores de combustión de encendido provocado (MEP), pues su valor se encuentra entre los 0,3 y 0,5. Esto se debe a que estas máquinas térmicas tienen un dosado pobre; es decir, un exceso de aire en la mezcla aire combustible y una elevada relación de compresión (rc), que es el cociente entre el volumen máximo cuando el pistón se encuentra en el PMI y el volumen mínimo cuando está en el PMS. De acuerdo con la ecuación 1.7, a mayor relación de compresión mayor será la eficiencia térmica de la máquina teóricamente, donde para motores a gasolina, su valor no puede ser elevado debido a que puede presentar problemas de autoencendido, mientras que en los motores diésel está limitado a un mínimo, ya que se necesita de un valor de temperatura y presión elevado para que se inicie la combustión [31, 36].

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{1}{rc} \right)^{\gamma-1} \frac{(\beta)^\gamma - 1}{\gamma(\beta - 1)} \quad (1.7)$$

Donde β es la relación de Cutoff, que se define como la variación de volumen que ocurre durante el proceso de combustión, como se observa en la ecuación 1.8 [31].

$$\beta = \frac{V_3}{V_2} \quad (1.8)$$

Las prestaciones se pueden obtener a partir del ciclo termodinámico que corresponden a la de un cilindro del motor, teniendo en cuenta que los valores

obtenidos son ideales. Estos resultados que se obtienen se conocen como parámetros indicados. Por otro lado, se encuentran los parámetros efectivos, que están relacionados con lo que sucede en el eje del motor; es decir, son valores reales, teniendo en cuenta que se puede medir el par, los rpm y el consumo de combustible y a partir de allí poder obtener los demás parámetros [31, 33].

El trabajo indicado (W_i) es el área bajo la curva del ciclo (Figura 1.8), y como se puede ver en la ecuación 1.9 se representa como una integral entre el punto muerto inferior luego de la admisión y el punto muerto inferior de escape [31].

$$W_i = \int p dV \quad (1.9)$$

Si se toma el trabajo indicado y se divide entre el volumen desplazado (V_D), se obtiene la presión media indicada (p_{mi}) de acuerdo con la ecuación 1.10; es decir, una presión constante que en una carrera genera un trabajo igual al indicado. Este parámetro se puede considerar como un trabajo indicado independiente del tamaño del motor, por esta razón es un valor con el que se puede comparar las prestaciones de motores con diferentes geometrías [31, 33].

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_D} \quad (1.10)$$

Otro parámetro a tener en cuenta es la potencia indicada (N_i), que es el trabajo indicado por unidad de tiempo. Para hallar este valor como se observa en la ecuación 1.11, se necesita conocer si el motor que se está analizando es 4 tiempos o 2 tiempos, ya que el valor de i para el primero es de 0,5 que corresponde a realizar medio ciclo en una revolución, mientras que para el 2 tiempos le corresponde un valor de 1 porque en este motor se realiza un ciclo termodinámico completo en una revolución, como también se tiene el régimen de giro (n) [31, 33].

$$N_i = W_i \cdot i \cdot n \quad (1.11)$$

Una vez se conocen los valores del p_{mi} , V_D y sabiendo el motor que se está analizando, se puede hallar el par indicado (T_i), como se muestra en la ecuación 1.12 [31].

$$T_i = \frac{i}{2\pi} \cdot p_{mi} \cdot i \cdot V_D \quad (1.12)$$

El rendimiento indicado (η_i) es cuanta energía térmica se ha aprovechado para transformarla en energía mecánica luego de un proceso de combustión. Para obtener esta eficiencia, se puede ver en la ecuación 1.13, que se debe conocer el poder calorífico del combustible (Q_{HV}), el gasto másico de combustible ($\dot{m}f$) y la potencia indicada generada (N_i). Este valor se puede obtener para un cilindro o para todo el motor, pero teniendo en cuenta que para este último se debe obtener la potencia indicada para toda la máquina [31, 33].

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}f \cdot Q_{HV}} \quad (1.13)$$

El consumo específico de combustible indicado (isfc) es un valor del consumo horario de combustible en relación con la potencia generada, que de acuerdo con la ecuación 1.14, es el gasto másico de combustible ($\dot{m}f$) dividido en la potencia indicada (N_i) y es un parámetro inversamente proporcional al rendimiento indicado [31, 33].

$$isfc = \frac{\dot{m}f}{N_i} \quad (1.14)$$

Los parámetros expuestos anteriormente son ideales, puesto que son obtenidos a partir del ciclo termodinámico, pero para obtener valores reales se tienen los parámetros efectivos, los cuales son calculados a partir del valor del torque y rpm, que son medidos en el eje de salida del motor; por lo tanto, los parámetros que se obtengan son de la máquina mas no de un solo cilindro, donde se tiene en cuenta las pérdidas mecánicas. Las ecuaciones utilizadas anteriormente se aplican de igual forma para hallar los valores efectivos. Estos parámetros indicados y efectivos se pueden relacionar mediante el rendimiento mecánico (η_m) como lo muestra la ecuación 1.15 [31, 33].

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{N_e}{N_i} = \frac{T_e}{T_i} = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{pme}{pmi} = \frac{isfc}{bsfc} \quad (1.15)$$

En un motor de combustión interna alternativo, realmente existen unas pérdidas mecánicas que conllevan a que toda la energía aportada por el combustible no se pueda transformar en trabajo útil y por consiguiente el rendimiento mecánico se vea afectado. Por esta razón, los parámetros efectivos tienen una gran importancia al analizar un MCIA, ya que estos valores tienen en cuenta estas pérdidas y permiten saber realmente cuales son las prestaciones que puede entregar un MCIA. El diseño del motor, así como la elección del

lubricante es esencial para reducir las pérdidas mecánicas que se presentan como la fricción, ya que al tener un mayor peso de los diferentes componentes, y un bajo índice de viscosidad, se aumenta el rozamiento y por tanto, el rendimiento mecánico decrecerá, aunque ,hay que tener en cuenta que este η_m varia de acuerdo a las condiciones de operación del motor, puesto que, a mayor régimen de giro se tendrá un menor rendimiento, debido a que la velocidad media del pistón crece y por consiguiente, la fuerza de inercia lo hace de igual manera al ser proporcional [31, 33].

Dentro de los parámetros efectivos también se tiene en cuenta las pérdidas de bombeo, pues realmente la presión de escape es mayor a la presión de admisión, generando una región que se conoce como lazo de bombeo y esta área representa el trabajo que hace el pistón sobre el gas; es decir, es una energía consumida en el proceso de renovación de la carga, lo cual afecta negativamente el trabajo neto del motor. Una de las soluciones frente a este problema es el uso de un turbo, que ayuda a que la presión en la admisión aumente, permitiendo que el lazo de bombeo se reduzca y por consiguiente el rendimiento térmico efectivo, como mecánico aumenten [31, 33].

El banco de pruebas para motores de combustión interna, es un sistema que permite analizar el comportamiento de la máquina, verificar parámetros de diseño; así mismo, es un mecanismo con el que se pueden probar nuevas tecnologías que conduzcan al mejoramiento de los MCIA [37]. Con ayuda de esta herramienta se pueden obtener las curvas características del motor, una forma de representar las prestaciones con respecto a las condiciones operativas del motor, donde las de mayor interés son el par, la potencia y el consumo específico de combustible. Se pueden encontrar dos tipos de curvas características:

Curvas características de velocidad:

Este tipo de curvas se utilizan cuando se tiene un grado de carga constante, sabiendo que este término se refiere a lo que entrega un motor comparado con lo máximo que puede dar en unas condiciones de operación, el cual se puede controlar para el caso de los MEC con la cantidad de combustible que se inyecta; por lo tanto, un grado de carga al 100% se refiere a que se encuentra el acelerador a fondo y se está inyectando una mayor cantidad del carburante [31, 33].

En estas gráficas se pueden representar parámetros como potencia, par y consumo específico de combustible en función del régimen de giro del motor y es muy común encontrar estas curvas a plena carga, ya que es allí donde se

obtiene lo máximo que puede entregar el motor a las diferentes rpm. Como se puede observar en la Figura 1.9, la potencia tiende a incrementar a medida que se aumenta el régimen de giro, llegando a un punto máximo, donde posteriormente, empieza a decrecer, debido a que a altas rpm las pérdidas mecánicas aumentan conllevando a una menor entrega del trabajo efectivo. Por otro lado, el par llega a un punto máximo a un régimen de giro menor al de la potencia máxima, y a partir de este punto el torque empieza a decrecer, ya que a altas rpm el rendimiento volumétrico se ve afectado porque no se logra el mismo llenado del cilindro, y por tanto la energía disponible es menor; así mismo, se puede observar que el consumo específico de combustible es mínimo en una región cercana donde el par tiene su máximo valor, por lo tanto es una zona donde se recomienda operar el motor [31, 33].

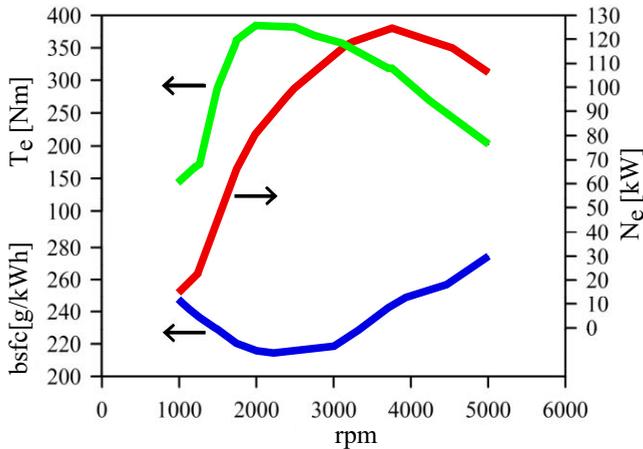


Figura 1.9: Curvas características de velocidad a plena carga.

Curvas características multiparamétricas:

En estas gráficas se representan parámetros en función de una o más variables de operación como el régimen de giro y la pme. Es usual encontrar mapas de isoconsumo o de isotencia. En la Figura 1.10 [38], se puede apreciar las diferentes condiciones en la que puede operar un motor Honda de 1,5 L, teniendo en cuenta que está delimitada por el 100% del grado de carga; es decir, donde se consigue el máximo par o potencia que puede entregar a un régimen de giro. Por ejemplo, este motor puede operar a un régimen de giro de aproximadamente 3000 rpm y conseguir bien sea el consumo mínimo de

combustible del motor que es 240 g/kWh a un grado de carga inferior o tener el par máximo que puede entregar a esas rpm a plena carga; de igual manera, estos mapas permiten obtener la condición de operación óptima cuando se requiere un determinado par o potencia [33].

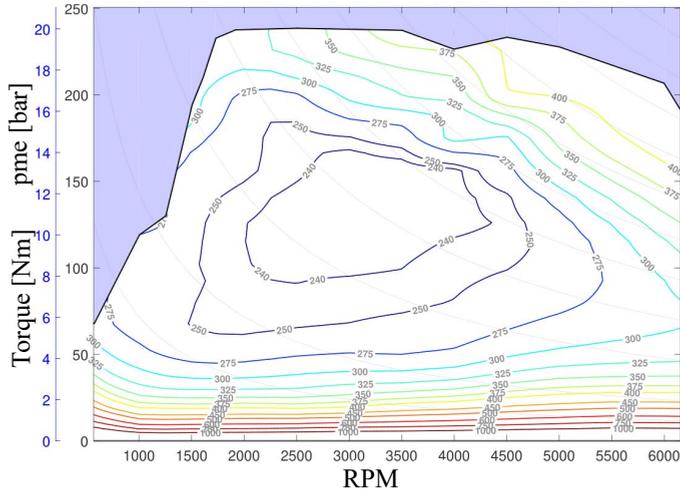


Figura 1.10: Curva de isoconsumo de un motor Honda 1,5L.

Las prestaciones y emisiones de un motor de combustión interna se pueden ver afectadas por el proceso de combustión, ya que si esta no tiene una calidad suficiente puede ocurrir que la presión máxima en el cilindro no se de en una zona cercana al punto muerto superior (PMS), que conlleva a una disminución de las prestaciones; de igual forma, puede ocurrir que durante el proceso queden inquemados que perjudican al medio ambiente. En un motor MEC existen 3 fases de combustión, como se puede observar en la Figura 1.11 [33, 39, 40]:

Fase de retraso:

Este intervalo de tiempo inicia con la inyección de combustible que se mezcla con el aire que contiene el cilindro durante la compresión para dar comienzo a unas pre-reacciones químicas de baja intensidad que conllevan al rompimiento de las moléculas del hidrocarburo logrando cadenas más cortas; así mismo, se forman radicales libres que llevan al autoencendido de la mezcla donde termina esta fase de combustión y da inicio a la fase de premezclado. [39, 40].

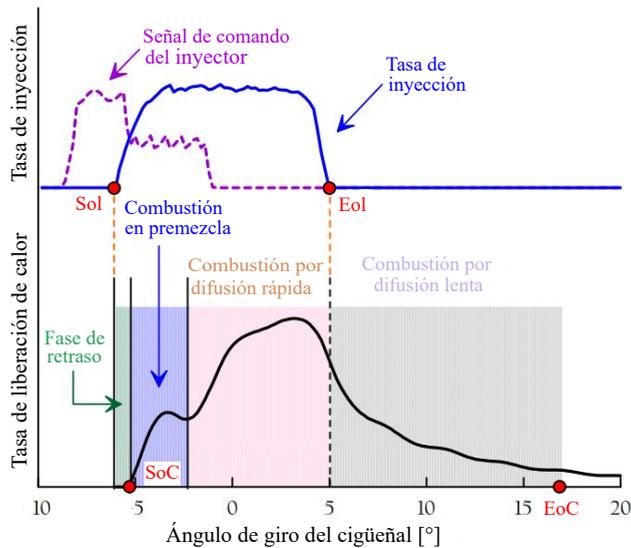


Figura 1.11: Fases del proceso de combustión de un MEC.

Fase de combustión premezclada:

Esta fase abarca desde el inicio de la combustión hasta el punto donde se logra la presión máxima. Durante este tiempo, se da una liberación de calor, gracias a que se quema el combustible inyectado durante la fase de retraso, alcanzando un valor elevado de la tasa de liberación, que luego desciende hasta un mínimo. [39, 40].

Fase de difusión:

Esta es la última fase del proceso de combustión, que inicia desde la presión máxima generada, donde se tiene una tasa de liberación de calor más baja y cuando la inyección ha llegado a su fin, este valor cae debido a la ausencia del combustible. Este tiempo depende del combustible que quedo sin quemar y de la disponibilidad de oxígeno [39, 40].

Es importante tener en cuenta que las fases de combustión se ven afectadas por la calidad del combustible, ya que al tener un número de cetano bajo, el tiempo de retraso aumentará ocasionando problemas de arranque; así mismo, conduce a un menor tiempo de premezclada aumentando el ruido del motor por tener una pendiente pronunciada de presión, que puede generar daños en los componentes del motor. Hay que tener presente que, para tener una buena

combustión, la calidad del combustible como el desarrollo de nuevas tecnologías deben ir de la mano, pues el sistema de inyección es un factor que también influye en estas fases porque para garantizar la mayor presión en el PMS se debe tener un avance adecuado de la inyección; de igual manera, la presión y la atomización son esenciales para una buena eficiencia de la oxidación del carburante [33].

La viscosidad, es una propiedad física de los combustibles con gran influencia en la atomización del fluido, pues al tener un valor elevado, se logra una mayor resistencia a fluir, lo que conlleva a que en el proceso de desintegración del carburante, se formen gotas más grandes afectando la evaporación del mismo y la transferencia de calor; de igual manera, se tiene un menor ángulo de dispersión del carburante generando una mezcla de aire-combustible poco eficiente, ocasionando combustiones incompletas que afectan negativamente las prestaciones del motor y generan mayores emisiones contaminantes [41, 42].

1.2.2. Emisiones

En los últimos años se han implementado normas internacionales cada más estrictas en cuanto a las emisiones contaminantes que puede generar un motor de combustión interna, ya que los gases que se generan por el proceso de combustión son perjudiciales tanto para el ambiente como para el ser humano. Por lo tanto, los fabricantes de los MCI han buscado la manera de reducir las emisiones implementando nuevas tecnologías y estrategias para poder combatir con esta problemática ambiental [43, 44].

La llama difusiva Diesel permite entender la formación de los productos contaminantes generados durante el proceso de combustión, que como se puede ver en la Figura 1.12, inicialmente se realiza una inyección de combustible formando una vena líquida con una cierta distancia denominada longitud líquida intacta, posteriormente, esta vena se rompe formando pequeñas gotas que son dispersadas y englobadas por el gas que hay en el cilindro, conllevando a que se evaporen por la alta temperatura que lleva el gas conseguido por el proceso de compresión. Cuando ha ocurrido este proceso se inicia el autoencendido al alcanzar las condiciones de temperatura y presión óptimas, esta fase de premezclada sucede en una zona cercana al inyector, dando lugar a la generación de hollín, debido a que en esta región se logra un dosado relativo rico; es decir, se tiene una mayor cantidad de combustible que de aire; así mismo, es importante resaltar que se obtienen otros productos de la reacción como HC y CO gracias a la combustión incompleta que se está dando en esta zona [45-47].

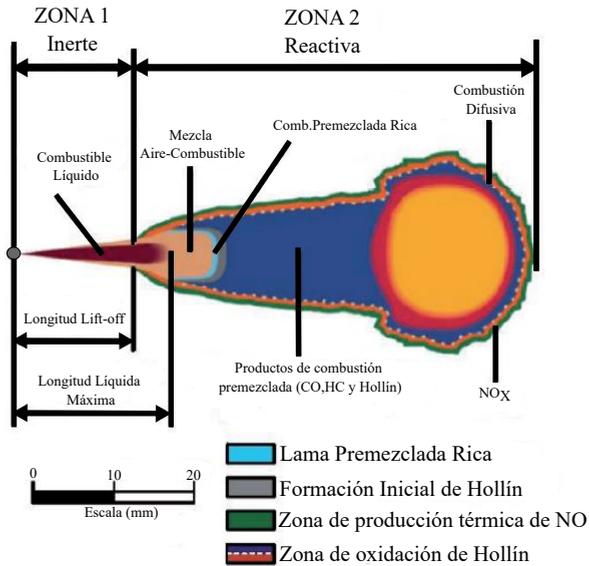


Figura 1.12: Modelo de llama difusiva Diesel.

Una vez se ha tenido la máxima tasa de liberación de calor durante la fase de premezclada, se tiene una llama estable que llega a estar muy cerca del inyector, esta distancia es conocida como lift-off y a partir de esta zona de reacción estable se tiene una fase de difusión, que abarca en su interior los productos generados de la fase de premezclada rodeados de una reacción, donde termina la combustión para obtener CO₂ y agua. En esta superficie externa se generan NO_x, debido a que en esta zona se tiene una elevada temperatura y una alta concentración de oxígeno, mientras que en su interior no hay posibilidad de formación de óxidos de nitrógeno, ya que el oxígeno ha sido consumido, pero hay que tener en cuenta que se tiene hollín, donde en el frente de llama han aumentado sus partículas, ya que ha transcurrido un tiempo en el que no han reaccionado, hasta que logran llegar a la superficie donde terminan oxidándose una gran parte de estos [45-47].

De acuerdo con el proceso de combustión explicado anteriormente, se tiene una generación de CO cuando hay una combustión con falta de oxígeno, que afecta al ser humano, gracias a que este gas incoloro es tóxico, que impide la absorción del oxígeno por los glóbulos rojos [33]; de igual manera, se tiene HC en los productos de la oxidación del carburante cuando existe combustión incompleta y se puede presentar en mayor volumen en motores que funcionan con una mezcla rica. Además de este factor, existen otros aspectos importantes

que pueden conllevar a un incremento de hidrocarburos no quemados como fallo de encendido, propagación de una llama incompleta y adhesión de combustible en las camisas. Estos inconvenientes están relacionados con el avance de la ignición, con el sistema de inyección y diseño de la geometría [48].

Por otro lado, se generan NO_x cuando se tienen altas temperaturas en la combustión, que permite la reacción química entre las moléculas de nitrógeno y oxígeno, ya que la cinética química bajo estas condiciones es rápida. Otro producto de la combustión es el dióxido de carbono (CO_2), que son los responsables junto con el vapor de agua del efecto invernadero y son proporcionales al consumo de combustible que tengan base de carbono; por lo tanto, son inevitables, ya que el producto de la reacción del carburante con el aire es CO_2 , así se tenga una combustión completa [33].

Los óxidos de azufre que son uno de los principales responsables de la lluvia ácida, se pueden obtener también de un proceso de combustión, ya que son resultados del contenido de azufre que puede tener un combustible. Durante este proceso, el azufre presente en el carburante se oxida produciendo SO_2 y SO_3 . La cantidad de óxidos de azufre depende de varios factores como la temperatura de combustión, de la cantidad de aire y calidad del combustible. En el proceso de oxidación del carburante ocurre una reacción entre el SO_3 y el vapor de agua generando ácido sulfúrico (H_2SO_4), donde a medida que disminuye la temperatura, aumentará su proporción, que además de causar daños ambientales, puede perjudicar las superficies internas del motor, ya que propensa la corrosión [49].

Teniendo en cuenta las graves consecuencias de las emisiones generadas por los motores de combustión interna y el aumento que se ha tenido en el planeta durante estos últimos años, es necesario encontrar soluciones que puedan enfrentar esta problemática, buscando que las prestaciones que estas máquinas pueden brindar se mantengan o sufran un cambio leve. Por esta razón, en los siguientes capítulos se propone un estudio, referente al uso de un aditivo con la finalidad de ver los efectos que puede traer el dopado del combustible sobre las emisiones y prestaciones del motor de combustión interna.

Referencias

- [1] UNEP. «Informe sobre la brecha en las emisiones del 2020» (2020).
- [2] UNEP. «Informe sobre la Brecha de Emisiones 2021. La calefacción está encendida: un mundo de compromisos climáticos aún por cumplirse.» (2021).

- [3] COMISIÓN-EUROPEA. *Reglamento (UE) 2019/1242 del Parlamento Europeo y del Consejo*. Jun. de 2019.
- [4] MAZDA. «MAZDA Next-generation Technology» (2017).
- [5] CARNEY, D. «Not so fast: electric car: mazda has improved the gasoline engine to a level that even tesla should respect». *IEEE Spectrum* 55.8 (2018), págs. 20-25.
- [6] GONZÁLEZ HERVÁS, I. y col. «Estudio de un nuevo sistema de encendido para motores de gasolina homogéneos y mezclas pobres, en una máquina de compresión-expansión rápida.» (2021).
- [7] BASSETT, M., I. REYNOLDS, A. COOPER y S. READER. «Modular Hybrid Powertrain with Jet Ignition». *MTZ worldwide* 81.11 (2020).
- [8] REITZ, R. D. y col. «IJER editorial: The future of the internal combustion engine». *International Journal of Engine Research* 21.1 (2020), págs. 3-10.
- [9] MINAMBIENTE. *Norma Nacional de Emisiones Generadas por Fuentes Móviles Terrestres*. Gobierno de Colombia. 2020.
- [10] MINAMBIENTE-MINENERGÍA. *Análisis del impacto normativo: problemática y análisis de alternativas*. Gobierno de Colombia. 2020.
- [11] DANILOV, A. «Progress in research on fuel additives». *Petroleum Chemistry* 55.3 (2015).
- [12] EL-SEESY, A. I., H. KOSAKA, H. HASSAN y S. SATO. «Combustion and emission characteristics of a common rail diesel engine and RCEM fuelled by n-heptanol-diesel blends and carbon nanomaterial additives». *Energy conversion and management* 196 (2019), págs. 370-394.
- [13] MÁGI, M. «Effect of Gasoline Fuel Additives on Combustion and Engine Performance». Tesis doct. UCL (University College London), 2015.
- [14] DANILOV, A. «Fuel additives as a solution to chemmotological problems». *Chemistry and Technology of Fuels and Oils* 50.5 (2014).
- [15] DANILOV, A. «A new look at fuel additives». *Petroleum Chemistry* 60.2 (2020).
- [16] PATIL, A. y S. TAJI. «Effect of oxygenated fuel additive on diesel engine performance and emission: A review». *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)* (2013), págs. 30-35.
- [17] PALENCIA ZAPICO, F. D. y col. «Influencia de los aditivos oxigenados sobre las propiedades de las gasolinas» (2014).

- [18] DEMIRBAS, A., M. BALUBAID, A. BASAHEL, W. AHMAD y M. SHEIKH. «Octane rating of gasoline and octane booster additives». *Petroleum Science and Technology* 33.11 (2015), págs. 1190-1197.
- [19] BADIA, J., E. RAMÍREZ, R. BRINGUÉ, F. CUNILL y J. DELGADO. «New Octane Booster Molecules for Modern Gasoline Composition». *Energy & Fuels* 35.14 (2021), págs. 10949-10997.
- [20] ICINGÜR, Y. y D. ALTIPARMAK. «Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions». *Energy conversion and management* 44.3 (2003).
- [21] ZAK, G., L. ZIEMIANSKI, Z. STEPIEN y M. WOJTASIK. «Engine testing of novel diesel fuel detergent–dispersant additives». *Fuel* 122 (2014), págs. 12-20.
- [22] AGARWAL, S., V. K. CHHIBBER y A. K. BHATNAGAR. «Tribological behavior of diesel fuels and the effect of anti-wear additives». *Fuel* 106 (2013), págs. 21-29.
- [23] BENNETT, J. «Advanced fuel additives for modern internal combustion engines». *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Elsevier, 2014, págs. 165-194.
- [24] SIMSEK, S., S. USLU, M. SAHIN, F. ARLI y G. BILGIC. «Impact of a novel fuel additive containing boron and hydrogen on diesel engine performance and emissions». *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* (2021), págs. 1-15.
- [25] VENKATESAN, K. «Investigation on the performance and emissions profile of CI engine using cashew nut shell pyro oil–toluene–diesel blends». *SN Applied Sciences* 3.5 (2021), págs. 1-15.
- [26] PEREZ, O. F. A., C. D. G. MARTINEZ, E. D. S. LÓPEZ y J. A. G. SANCHEZ. «Producción de acetinas (aditivos para combustibles) a partir de glicerol». *Lámpsakos* 25 (2021), págs. 38-58.
- [27] TORREGROSA, A., A. BROATCH, B. PLÁ y L. MÓNICO. «Impact of Fischer-Tropsch and biodiesel fuels on trade-offs between pollutant emissions and combustion noise in diesel engines». *Biomass and Bioenergy* 52 (2013), págs. 22-33.
- [28] VENEGAS, O. y L. MÓNICO. «Influence of biodiesel blends produced in Colombia on a Diesel engine». *Journal of Mechanical Engineering and Sciences* 15.3 (2021), págs. 8428-8439.

- [29] RANGABASHIAM, D., D. B. MUNUSWAMY, S. DURAI SWAMY BALASUBRAMANIAN y D. CHRISTOPHER. «Performance, emission, and combustion analysis on diesel engine fueled with blends of neem biodiesel/diesel/additives». *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* (2020), págs. 1-11.
- [30] VENU, H. y P. APPAVU. «Al₂O₃ nano additives blended Polanga biodiesel as a potential alternative fuel for existing unmodified DI diesel engine». *Fuel* 279 (2020), pág. 118518.
- [31] PAYRI GONZÁLEZ, F. y J. M. DESANTES FERNÁNDEZ. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Universitat politècnica de valencia, 2011.
- [32] MARTÍN SANZ, C. y col. «Optimización del cierre de la válvula de admisión de un motor de combustión interna alternativa» (2017).
- [33] JOSÉ, R. D. A. A. y M. D. MARTA. *Motores de combustión interna*. Editorial UNED, 2015.
- [34] MORALES, M. Y. R., A. H. GUZMÁN y P. T. NO. «Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible». *Instituto Mexicano del Transporte* (2014), pág. 13.
- [35] HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Ed. por A. DUFFY y J. M. MORRIS. McGraw-Hill, 1988.
- [36] BOCOS VALERO, J. M. «Desarrollo de un método para determinar la relación de compresión de un motor de combustión interna alternativo en tiempo real a partir de la medida de la presión cilindro». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2017.
- [37] SANDOVAL, E. «Diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna». *Universidad de San Carlos de Guatemala* (2013).
- [38] EPA. «Combining Data into Complete Engine ALPHA Maps» (2021).
- [39] GARCÍA OLIVER, J. M. «Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2015.
- [40] MÓNICO MUÑOZ, L. F. «Contribución al estudio del ruido de combustión en conceptos avanzados de combustión diesel». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013.
- [41] ORTIZ VALENZUELA, F. «Modelado del efecto de la viscosidad en la combustión de la mezcla B20 de biodiésel de palma africana tenera en motores de combustión interna encendidos por compresión». *Ingeniería Mecánica* (2010).

- [42] KRAUSE, P. y R. LABUDA. «The influence of liquid viscosity on atomized fuel mean droplet size determined by the laser diffraction method». *New Trends in Production Engineering* 1.1 (2018), págs. 435-441.
- [43] OLTRA GIMENO, A. «Optimización de la combustión de un motor Diesel para el cumplimiento de normativa de emisiones contaminantes» (2018).
- [44] AHMED, A. y col. «Environment-friendly novel fuel additives: Investigation of the effects of graphite nanoparticles on performance and regulated gaseous emissions of CI engine». *Energy Conversion and Management* 211 (2020), pág. 112748.
- [45] PEIRÓ LLUECA, P. «Modelado CFD del proceso de combustión en un motor diésel de pequeña cilindrada». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2015.
- [46] BRICEÑO SÁNCHEZ, F. J. «Aportaciones al estudio de la evolución transitoria de llamas de difusión diesel». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2016.
- [47] VERA SOTILLO, A. «Estudio del chorro Diesel producido por un inyector de actuación directa en condiciones no reactivas» (2013).
- [48] HAN, D. y col. «A review of studies using hydrocarbon adsorption material for reducing hydrocarbon emissions from cold start of gasoline engine». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 135 (2021), pág. 110079.
- [49] SIN, M. «Instalación y análisis de un sistema de limpieza de gases de escape para un buque RO-RO» (2014).

Capítulo 2

Planteamiento del problema

En este capítulo se presenta el planteamiento del problema, la justificación de la realización del trabajo dirigido, los objetivos a alcanzar y la metodología propuesta para el desarrollo del mismo.

2.1. Formulación del problema y justificación

El alto nivel de contaminación que presenta el planeta ha conllevado a la implementación de reglamentaciones cada vez más estrictas, con la finalidad de tener una mejor calidad del aire que permita reducir el nivel de mortalidad y el impacto ambiental, que son causados en su gran mayoría por el sector automotor [1-3].

En estos últimos años se han buscado alternativas y soluciones que permitan combatir con esta problemática, una de ellas ha sido la electrificación de los vehículos, aunque aún tiene varias limitaciones y ha generado grandes dudas, ya que estos pueden incluso ser más perjudiciales que un MCI, debido a que su proceso de fabricación es altamente contaminante. Por otro lado, los fabricantes de los motores de combustión interna han ido desarrollando e implementando diversas tecnologías más limpias y eficientes para cumplir con las normativas [4-6]. Esto ha permitido mejorar la calidad del aire en países desarrollados gracias a las inversiones que se han hecho para lograr implementar estas tecnologías, mientras que, en algunas naciones en vía de desarrollo, el sector del transporte sigue siendo la principal fuente de contaminación del aire, debido a la falta de políticas que promuevan el uso de vehículos más lim-

pios e inversión en la parte de combustibles que conduzca a una mejor calidad de estos [3].

Para tener una reducción significativa de la contaminación relacionada con los vehículos, se debe tener presente que las mejoras de los motores como de los combustibles deben ir de la mano, ya que para implementar nuevas tecnologías de los MCIA es necesario que los carburantes cumplan con una serie de especificaciones como lo dice la carta mundial de combustibles, para garantizar un funcionamiento adecuado de las mismas. Pero países como los sudamericanos en su gran mayoría no cumplen con estas especificaciones, lo cual se podría lograr con inversiones en las refinerías e implementando aditivos que puedan mejorar ciertas propiedades del combustible que puedan traer efectos positivos para el ambiente y rendimiento de los MCIA, como lo muestran los estudios realizados en naciones europeas mostrados en el capítulo 1 [3, 7-9].

El uso de aditivos es un camino que conduce a una mejor calidad de los combustibles que cumplan con los requisitos para implementar nuevas tecnologías; de igual manera, es una solución que puede afectar de manera positiva las emisiones producidas por el parque automotor con normativas previas a la norma Euro 6, presentes en su gran mayoría en países en vía de desarrollo, que conllevaría a mejorar en cierta medida la calidad del aire y mitigar el número de muertes prematuras ocasionadas por los gases de escape de estos motores [8].

Teniendo en cuenta el gran incremento de los gases de efecto invernadero generados en su mayoría por los motores de combustión interna, el gran atraso tecnológico que padecen algunos países como Colombia y los diferentes estudios que se han realizado en países desarrollados en cuanto al uso de aditivos en los combustibles, surge la pregunta de investigación de **¿cuál es el impacto en términos de prestaciones y emisiones contaminantes al usar diésel comercial dopado con un aditivo, aplicado a un motor de encendido por compresión?**. Esta nueva información puede ser una base para futuros estudios, que conduzcan a mejorar propiedades de los combustibles con la finalidad de enfrentar los problemas que presenta el sector automotor en cuanto a medio ambiente y rendimiento.

2.2. Objetivos

Objetivo general:

- Determinar los efectos en las prestaciones y las emisiones contaminantes, al usar un aditivo en el combustible de un motor diésel.

Objetivos específicos:

- Evaluar las prestaciones y niveles de emisiones contaminantes de un motor diésel al dopar el combustible con un aditivo.
- Determinar la influencia de las propiedades químicas y físicas del combustible dopado en el funcionamiento del motor.
- Analizar el comportamiento de la combustión a partir de la reacción química del aditivo con el combustible.

2.3. Alcances y limitaciones

El estudio del dopado del combustible está sujeto a unos alcances y limitaciones que se presentan a continuación.

Alcances

El alcance de este trabajo es determinar el efecto que trae el uso de un aditivo en el combustible de un motor diésel, en términos de prestaciones y emisiones.

Se realizará una comparación entre un motor de encendido por compresión alimentado con diésel convencional y la misma máquina térmica, pero utilizando un combustible dopado, en términos de prestaciones y emisiones generadas (opacidad).

Se determinará la influencia que tienen las propiedades del combustible dopado, densidad y viscosidad obtenidas de forma experimental y poder calorífico de forma teórica en el funcionamiento del motor.

Limitaciones

Debido al tiempo que toma realizar ensayos a cada grado de carga, se han seleccionado dos grados de carga, medio-alto (80 %) y medio grado de carga (60 %). No se selecciona un grado de carga por arriba del 80 % con el fin de cuidar los elementos del motor con el uso del aditivo y no se toman por debajo del 60 %, ya que a partir de dicho valor las emisiones son bajas y no es posible apreciar el efecto del aditivo.

En vista de que el motor diésel utilizado en el estudio es de tecnología pre-euro, no será posible utilizar un analizador de gases, por lo cual solo se medirá la opacidad.

2.4. Metodología

De acuerdo con los objetivos planteados al inicio de este trabajo dirigido, se ha determinado llevar a cabo una metodología experimental para el desarrollo del mismo. Se tiene como fase inicial, la consulta del estado de arte, donde se realiza una búsqueda sobre las problemáticas que atraviesa el mundo automotor y las diferentes tecnologías que se han desarrollado para enfrentarlas, haciendo énfasis sobre el uso de aditivos en el combustible. Se indaga sobre los diferentes tipos de aditivos en el mercado; así mismo, investigaciones que se han realizado referentes al uso de diversas sustancias químicas como dopado y los efectos que traen en prestaciones y emisiones.

En la segunda fase se definieron los combustibles que se usaron para el estudio, partiendo del diésel convencional (G0), un segundo combustible de diésel convencional con una concentración volumétrica del 5% de gasolina (G5) y finalmente una mezcla de diésel convencional con un 10% de gasolina (G10). Posteriormente, se determinaron las propiedades físicas y químicas, para caracterizar cada uno de los tres combustibles. La densidad y la viscosidad de cada uno se obtuvieron de manera experimental y el poder calorífico de forma analítica a partir de las reacciones químicas. Dichas propiedades se usaron para determinar su influencia tanto en las prestaciones del motor como en las emisiones generadas (densidad de humo).

La tercera fase consiste en el estudio de las prestaciones y emisiones generadas por un motor Isuzu C223 turbo de encendido por compresión al usar diésel con y sin aditivo. Se utiliza un banco de pruebas y se realizan diferentes ensayos variando el régimen de giro y el grado de carga del motor para obtener las curvas características del motor como torque, potencia y consumo específico de combustible. De manera simultánea, haciendo uso de un opacímetro, se mide la densidad de humo generada por el motor al usar diésel convencional y combustible dopado y de esta forma poder hacer un análisis de los resultados obtenidos.

En la cuarta y última fase se recopilan y se analizan los resultados obtenidos en las etapas anteriores, como también se presentan las conclusiones del estudio, dando respuesta a los objetivos planteados al inicio del trabajo. La metodología descrita se muestra en la Figura 2.1.

2.5. Cronograma

Para dar cumplimiento a los objetivos planteados y la metodología propuesta, se llevarán a cabo las siguientes actividades, que estarán divididas en

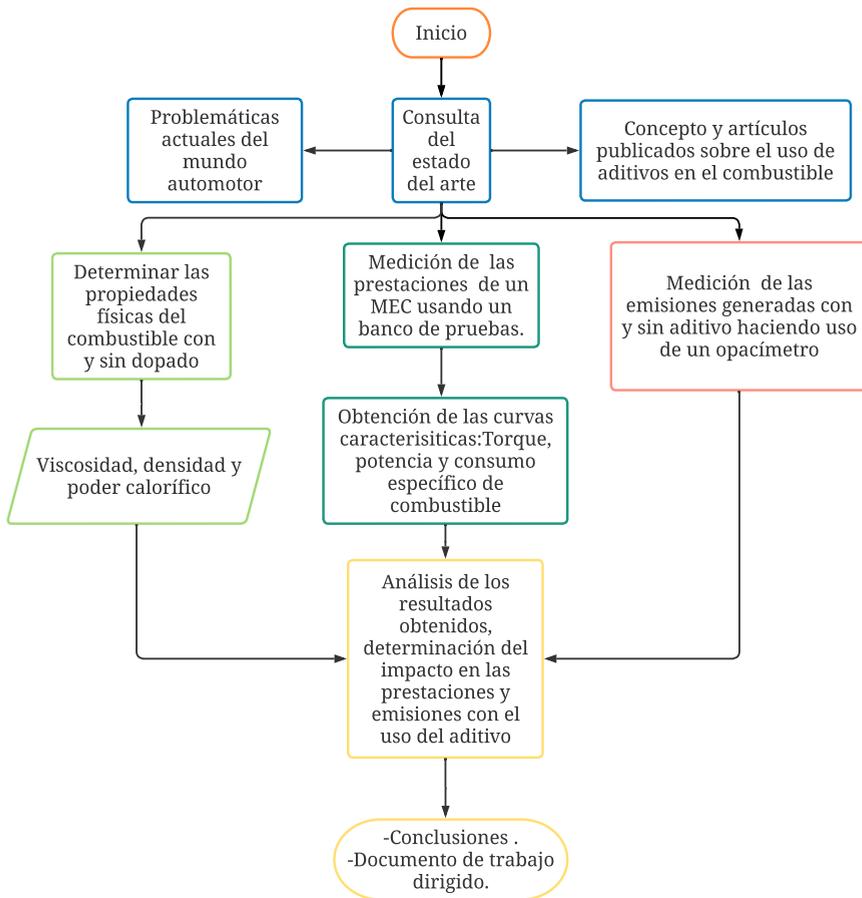


Figura 2.1: Esquema metodológico.

una consulta del estado del arte, determinación de las propiedades del diésel convencional como del combustible dopado, estudio de las prestaciones y emisiones generadas (densidad de humos) por un motor diésel usando combustible con y sin aditivo y conclusión del estudio. En la Figura 2.2 se muestra el cronograma, donde la primera columna corresponde a las actividades a realizar en un determinado número de semanas.

Actividades

Consulta del estado del arte:

1. Buscar información del sector automovilístico y automotor actual.

CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES																
Actividades	Semanas															
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
1	■	■	■	■	■	■	■	■								
2	■	■	■	■	■	■	■	■								
3	■	■	■	■	■	■	■	■								
4						■	■	■								
5									■	■	■	■				
6						■	■	■								
7									■	■	■	■				
8											■	■	■			
9											■	■	■			
10											■	■	■	■	■	■
11		■	■	■	■											
12						■	■	■	■							
13								■	■	■	■	■				
14								■	■	■	■	■				
15								■	■	■	■	■				
16											■	■	■	■	■	■
17									■	■	■	■	■	■	■	■
18									■	■	■	■	■	■	■	■
Informes de avance					■					■						■

Figura 2.2: Cronograma de actividades.

2. Buscar información sobre la calidad del combustible a nivel global y local.
3. Buscar artículos y publicaciones sobre el uso de aditivos en el combustible.

Determinación de las propiedades físicas y químicas del diésel convencional y del combustible dopado

4. Revisar la norma ASTM D-1298 para la medición de la densidad.
5. Determinar la densidad del diésel convencional y el combustible dopado, tomando muestras de los carburantes y haciendo uso de un hidrómetro apropiado.
6. Revisar la norma ASTM D-446 para la medición de la viscosidad.
7. Determinar la viscosidad del diésel puro y del combustible dopado con el aditivo, a partir de la medición del tiempo que tarda en fluir cada carburante desde la marca de arranque hasta la marca de paro, haciendo uso de un viscosímetro capilar de tamaño adecuado y repetir tres veces el mismo ensayo por cada combustible.
8. Obtener la reacción química del diésel convencional y del combustible dopado.

9. Calcular el poder calorífico tanto para el diésel puro como para el combustible dopado.
10. Analizar y comparar resultados.

Estudio de las prestaciones y emisiones (opacidad) generadas por un motor diésel usando combustible con y sin aditivo

11. Generar un plan de ensayos para realizar las pruebas del motor en el banco.
12. Realizar el montaje del motor en el banco, conectar los instrumentos necesarios y verificar que se encuentren en condiciones aptas.
13. Puesta a punto del motor con y sin aditivo.
14. Obtener las curvas de prestaciones como potencia, par y consumo específico de combustible del motor con y sin aditivo.
15. Medición de la densidad de humo y cálculo de la opacidad.
16. Realizar un análisis y comparación de los resultados obtenidos.

Análisis de resultados y conclusiones del trabajo

17. Analizar e interpretar los resultados obtenidos en las actividades anteriores.
18. Concluir con base a resultados obtenidos en actividades previas, dando respuesta a los objetivos del trabajo.

2.6. Instalación experimental

Para la medición de las prestaciones, se utilizó un banco motor de freno hidráulico, el cual tiene una capacidad desde 70 hp a 10000 rpm hasta 900 hp a 4000 rpm, un intercambiador de calor que permite mantener la temperatura del motor en condiciones aptas para su funcionamiento, además se cuenta con una consola de comando y control, desde la cual se puede controlar la aceleración y el freno hidráulico. También cuenta con el software de adquisición de datos SMAC, que permite visualizar las condiciones operativas del motor (par, potencia, rpm, temperatura del motor, entre otras).

De igual manera, cuenta con una central barométrica encargada de registrar las condiciones ambientales de la sala (humedad relativa, presión atmosférica y temperatura ambiente), adicionalmente se tiene sensores de temperatura de agua, de aceite y gases de escape. Por otro lado, debido a que el banco no cuenta con sensores capaces de medir los gases de esca-

pe, se dispuso de un opacímetro 940 tecnotest, el cual registra los valores de densidad de humos.

Para medir el consumo de combustible, se cuenta con una balanza Ohaus Ranger 3000, que permite medir la masa entre un rango de 0,01 kg y 30 kg con una precisión de 1 g. Con ayuda del software Hercules SETUP utility, se puede llevar el registro de las variaciones de masa en intervalos de 5 segundos y así calcular el flujo másico de combustible durante las pruebas. En la Figura 2.3, se muestra el esquema de la instalación experimental.

El motor utilizado para el estudio es la referencia C223 turbo de la marca Isuzu, cuyas especificaciones técnicas se muestran en la Tabla 2.1.

Tipo	MEC de inyección indirecta
Modelo	Isuzu C223 Turbo
Número de cilindros	4 en línea
Diámetro del pistón [mm]	88
Carrera [mm]	92
Cilindrada [cm^3]	2238
Relación de compresión	21:1
Bomba e inyectores	Actuación mecánica
Normativa ambiental	Pre-Euro

Tabla 2.1: Especificaciones del motor.

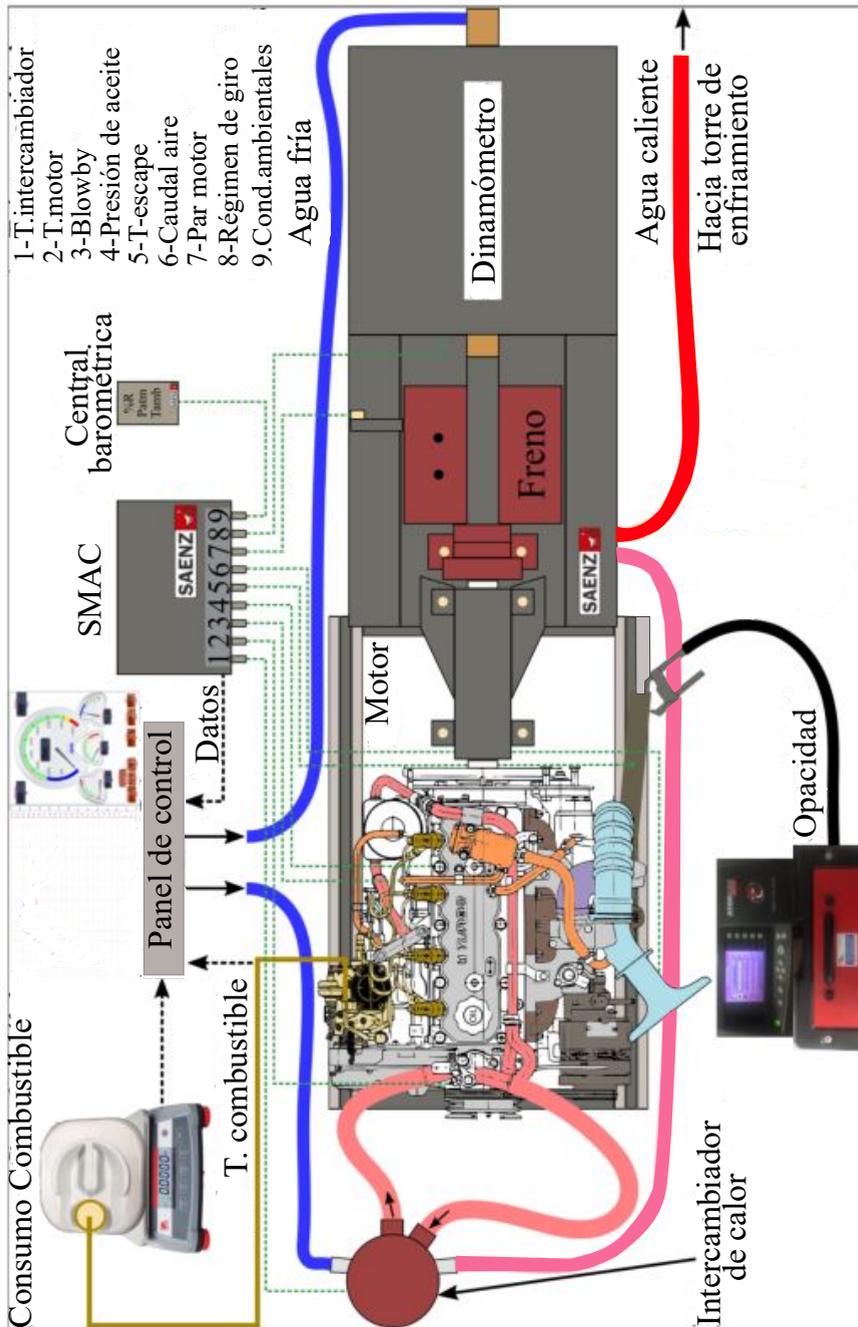


Figura 2.3: Instalación experimental.

2.7. Plan de ensayos

Se generó un plan de ensayos para obtener las prestaciones y emisiones generadas (densidad de humos) por el motor Isuzu C223, al utilizar tres tipos de combustibles, un primer combustible diésel convencional (G0), el segundo combustible, diésel convencional mezclado con gasolina al 5% en volumen (G5) y un tercer combustible, diésel convencional mezclado con gasolina al 10% en volumen (G10) como se muestra en la Tabla 2.2. Para cada combustible, se operó el motor a dos grados de carga y a diferentes regímenes de giro para un total de 30 puntos de ensayo. Cabe resaltar que las pruebas se realizaron a iso-avance de la bomba; es decir, el ajuste mecánico que tiene la bomba para variar el avance de inyección se mantuvo fijo.

Combustible	Grado de carga	Velocidad del motor [rpm]
G0	80 %	1500, 2000, 2500, 3000, 3500
	60 %	1500, 2000, 2500, 3000, 3500
G5	80 %	1500, 2000, 2500, 3000, 3500
	60 %	1500, 2000, 2500, 3000, 3500
G10	80 %	1500, 2000, 2500, 3000, 3500
	60 %	1500, 2000, 2500, 3000, 3500

Tabla 2.2: Plan de ensayos.

Para el desarrollo de las pruebas se tuvo en cuenta que al cambiar de un combustible a otro y con la finalidad de que el sistema de alimentación estuviera libre del carburante previamente utilizado, se llevó a cabo una limpieza a las mangueras de alimentación del carburante con alcohol etílico, se cambió el filtro del combustible y posteriormente, se operó el motor dejando que se consumiera aproximadamente 2 kg de combustible. De igual manera, se verificó que todos los instrumentos de medición, equipos y dispositivos del banco de pruebas del motor como manómetros, termopares, tacómetro, opacímetro y bombas estuvieran funcionando correctamente y que al momento de realizar los ensayos, el motor estuviera a una temperatura de aproximadamente 80°C.

Para realizar la medición de la densidad de los tres tipos de combustibles, se utilizó un hidrómetro con rango de medición entre 800 kg/m^3 y 900 kg/m^3 , llevando a cabo una única medición a temperatura ambiente. Por otro lado, para la obtención de la viscosidad se utilizó un viscosímetro Cannon-Fenske de tamaño 100 para el combustible G0 y uno de tamaño 75 para los combustibles G5 y G10, realizando 3 repeticiones por cada uno y tomando como resultado el promedio de estas mediciones.

Referencias

- [1] CARCELLER, X. Q. «Calidad del aire urbano en Europa: retos científicos y de política ambiental». *Revista de Salud Ambiental* 19 (2019), págs. 75-77.
- [2] AGARWAL, A. K. y N. N. MUSTAFI. «Real-world automotive emissions: Monitoring methodologies, and control measures». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 137 (2021), pág. 110624.
- [3] UNEP. «Clean Fuels and Vehicles Toolkit» (2016).
- [4] WINKLER, S. y col. «Vehicle criteria pollutant (PM, NO_x, CO, HCs) emissions: how low should we go?» *Npj Climate and atmospheric science* 1.1 (2018), págs. 1-5.
- [5] SERRANO, J. R., R. NOVELLA y P. PIQUERAS. *Why the development of internal combustion engines is still necessary to fight against global climate change from the perspective of transportation*. 2019.
- [6] KOZINA, A., G. RADICA y S. NIŽETIĆ. «Analysis of methods towards reduction of harmful pollutants from diesel engines». *Journal of Cleaner Production* 262 (2020), pág. 121105.
- [7] ACEA. *Worldwide Fuel Charter*. Edition, Fifth. 2013.
- [8] POSADA, F., O. DELGADO, J. MILLER y R. MINJARES. «Cumbre sudamericana sobre el control de emisiones vehiculares 2018» (2018).
- [9] LEACH, F., G. KALGHATGI, R. STONE y P. MILES. «The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines». *Transportation Engineering* 1 (2020), pág. 100005.

Capítulo 3

Resultados y análisis

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de las propiedades (densidad, viscosidad y poder calorífico) de los combustibles utilizados en el estudio, las prestaciones medidas con ayuda del banco de pruebas, las emisiones generadas (densidad de humo) al usar diésel convencional y combustible dopado en un motor diésel 4 tiempos de inyección indirecta. De igual manera, se presenta un análisis de los resultados obtenidos y qué impacto tuvo el uso del aditivo en las prestaciones y emisiones del MCI.

3.1. Propiedades de los combustibles

Con la finalidad de determinar la influencia que tienen las propiedades de los combustibles utilizados en cuanto a las prestaciones y emisiones generadas por el motor, se obtuvo de manera experimental para cada combustible (G0, G5 y G10) la densidad, la viscosidad y de forma analítica el poder calorífico.

3.1.1. Densidad

Para la obtención de la densidad de los tres combustibles (G0, G5 y G10), se tomaron muestras de cada carburante y se utilizó un hidrómetro con rangos entre 800 kg/m^3 y 900 kg/m^3 a una temperatura de aproximadamente $25,6 \text{ }^\circ\text{C}$, siguiendo la norma ASTM 1298. De esta manera, como se puede observar en la Figura 3.1, al aumentar el porcentaje volumétrico de gasolina, la densidad disminuyó, pero no se aprecia una gran diferencia con respecto a la

densidad del G0. Debido a que la densidad es un indicador del contenido de energía en un combustible, una alta densidad corresponde a una mayor energía térmica, lo cual es ventajoso para la combustión y reduce el consumo de combustible; sin embargo, una densidad muy alta implica problemas en los sistemas actuales de inyección y a temperaturas muy bajas existe riesgo de solidificación del combustible en los conductos, lo cual puede traer problemas en el arranque del motor [1-3].

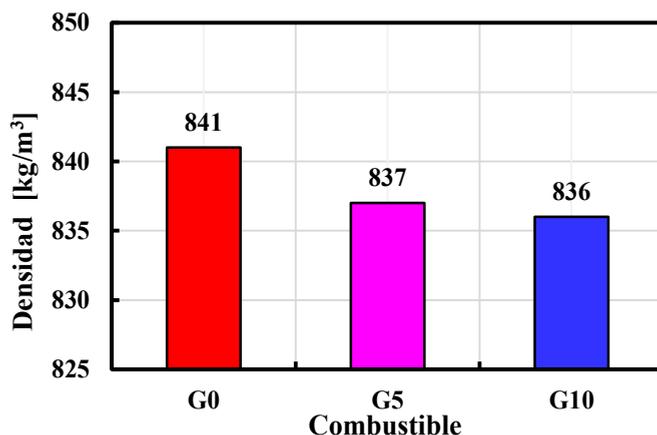


Figura 3.1: Densidad.

3.1.2. Viscosidad cinemática

Esta propiedad física es la resistencia de un fluido al deslizamiento y viene siendo la relación entre la viscosidad dinámica y la densidad del fluido. Para determinar la viscosidad cinemática para cada combustible se siguió la norma ASTM D-446, con ayuda de los viscosímetros y aplicando el plan de ensayos mencionado en el capítulo anterior.

En la Figura 3.2, se observa que, al incrementar la concentración volumétrica de la gasolina, la viscosidad cinemática disminuyó un 16,03 % para el G5 y un 22,48% para el G10 con respecto a la viscosidad del G0. El hecho de que la viscosidad se reduzca contribuye a mejorar el proceso de atomización del combustible, que facilita la mezcla con el aire, dando lugar a una combustión más completa, que reduce la presencia de partículas en los gases de escape

[4]. Adicionalmente, si la viscosidad es menor, las gotas producto de la atomización son de menor tamaño, lo cual tiene implicaciones en un menor tiempo de evaporización en la cámara de combustión, mejorando así el proceso de mezcla con el aire [5]. Sin embargo, viscosidades demasiado bajas, pueden perjudicar los componentes de la bomba de combustible del motor debido a que se reduce la película de lubricación permitiendo un contacto metal-metal.

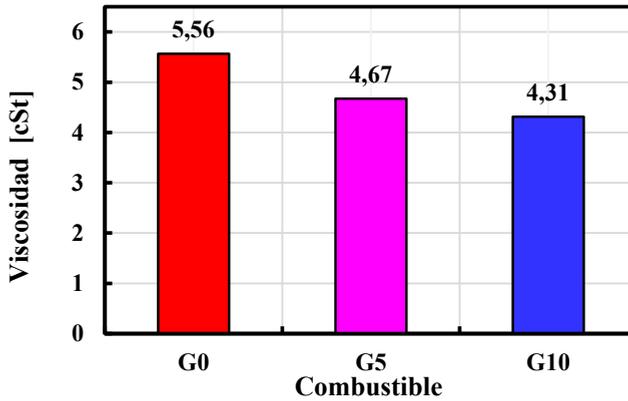


Figura 3.2: Viscosidad.

Una característica de los fluidos relacionado con la viscosidad es el número de Reynolds, el cual describe el comportamiento del flujo a través de un conducto en función de su velocidad (C), diámetro (D) y viscosidad cinemática (ν) como se ve en la ecuación 3.1. Un número de Reynolds menor a 2300 indicará un flujo laminar de las partículas; es decir, todas fluyen en la misma dirección y sentido de forma ordenada, mientras que un número entre 2300 y 4000 se considera flujo de transición y mayor a 4000, es un flujo totalmente turbulento, lo que quiere decir, que el perfil de flujo es desordenado y sin un sentido común de las partículas.

$$Re = \frac{C \cdot D}{\nu} \quad (3.1)$$

Para calcular el número de Reynolds y caracterizar el flujo de cada tipo de combustible, es necesario aplicar la ecuación 3.2 de flujo de Bernoulli, para encontrar la velocidad del fluido inmediatamente entra a la cámara de combustión. La presión aguas arriba ($P1$) es de 80 bar, la cual es la presión de inyección característica de este motor y la velocidad del flujo ($C1$) se toma como cero, debido a que el fluido se encuentra en reposo inmediatamente antes

de ser inyectado, la presión aguas abajo (P_2) es el valor de la presión media indicada, que se toma como aproximadamente 13 bar, en el punto de mayor par para cada tipo de combustible.

$$P_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_2^2 \quad (3.2)$$

Sabiendo que la tobera es monorificio cuyo diámetro es de 1 mm y teniendo la velocidad de salida de esta, se puede encontrar el número de Reynolds. Los resultados de cada combustible se muestran en la Figura 3.3, donde se aprecia que, al aumentar la concentración volumétrica de gasolina, el flujo se vuelve más turbulento. Según estudios realizados al proceso de inyección y atomización del combustible, un flujo turbulento produce un aumento en el número y distribución de gotas, reduciendo el tamaño de estas y favoreciendo la mezcla con el aire y en general el proceso de combustión. Este incremento en el número de Reynolds se logra reduciendo la viscosidad de las mezclas, ya que valores altos de esta propiedad dificultan la formación de estructuras turbulentas en el chorro [6, 7].

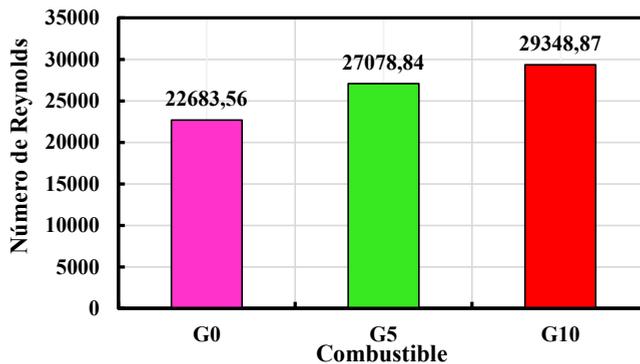


Figura 3.3: Número de Reynolds.

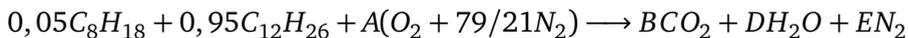
3.1.3. Balance estequiométrico y poder calorífico inferior

El poder calorífico se define como la cantidad de energía en forma de calor que puede obtenerse cuando hay una combustión completa por unidad de masa del combustible. Dependiendo de la fase en la que el agua sale en los productos, se puede clasificar en superior (Q_{HV}) e inferior (Q_{LV}). El poder calorífico superior tiene en cuenta que la temperatura de los gases de escape

es menor a la temperatura de condensación del agua, por lo tanto, esta se encuentra en fase líquida, mientras que el poder calorífico inferior contempla que una parte del calor generado en la oxidación se gasta en llevar a fase vapor el agua de los productos, por lo cual es menor que el superior. Generalmente en los motores de combustión interna, la temperatura de los gases de escape es mayor a 100 °C, por lo cual el agua en los productos de la combustión se encontrará en fase vapor, por lo tanto, el poder calorífico que interesa en el análisis es el inferior [8].

Se realizó el balance estequiométrico con la finalidad de obtener de forma analítica el poder calorífico inferior (Q_{LV}), tanto para el diésel convencional como para los combustibles dopados (G5 y G10). Teniendo en cuenta que el diésel comercial como la gasolina están compuestos por diversos hidrocarburos donde su composición como proporción varían de acuerdo con el proceso de refinado y con el origen, así como también la complejidad de conocer con exactitud sus composiciones, se tomó para el análisis los combustibles de sustitución, que para el caso del diésel convencional es el dodecano ($C_{12}H_{26}$) y para la gasolina el octano (C_8H_{18}).

A continuación, se muestra el planteamiento realizado para el G5. Para los demás combustibles se realiza de forma similar.



Realizando el balance (CHON) se tiene:

$$C: 0,05 \cdot (8) + 0,95 \cdot (12) = B$$

$$H: 0,05 \cdot (18) + 0,95 \cdot (26) = 2 \cdot D$$

$$O: 2 \cdot A = 2 \cdot B + D$$

$$N: A \cdot 2 \cdot (79/21) = E \cdot (2)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtiene:

$$B = 11,8 \text{ kmol}$$

$$D = 12,8 \text{ kmol}$$

$$A = 18,2 \text{ kmol}$$

$$E = 68,47 \text{ kmol}$$

Posteriormente, se determinó el poder calorífico inferior a partir de la entalpía de reacción, teniendo en cuenta las entalpías de formación a temperatura de referencia como se observa en la Tabla 3.1, las cuales fueron obtenidas del National Institute of Standards and Technology [9].

Nombre	$\Delta \bar{h}_f^\circ [\text{kJ}/\text{kmol}]$
$H_2O(\text{gas})$	-241826
CO_2	-393510
N_2	0
O_2	0
$C_{12}H_{26}$	-352100
C_8H_{18}	-250300

Tabla 3.1: Entalpías de formación de diferentes compuestos.

$$\Delta H_c = \sum_{\text{productos}} N_p \cdot \Delta \bar{h}_f^\circ - \sum_{\text{reactivos}} N_r \cdot \Delta \bar{h}_f^\circ$$

$$\Delta H_c = Q_{LV} = |-44122,27 \text{ kJ}/\text{kg}_{\text{fuel}}|$$

La ecuación 3.3, describe la potencia térmica liberada de una combustión completa como proporcional al gasto másico de combustible y al poder calorífico del mismo. Por lo tanto, un aumento significativo del poder calorífico puede dar lugar a un menor gasto másico de combustible manteniendo la potencia térmica liberada [8]. En la Tabla 3.2, se muestran los valores obtenidos del poder calorífico inferior para cada uno de los combustibles, donde se puede apreciar que al aumentar la concentración de gasolina, el poder calorífico inferior tiene un pequeño aumento; sin embargo, esto no garantiza que se dé una reducción significativa en el gasto másico de combustible, ya que como se mencionó en la sección 3.1.1, la densidad se reduce, lo cual disminuye la cantidad de energía que aporta el combustible [1].

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}f \cdot Q_{LV} \quad (3.3)$$

Combustible	$Q_{LV} [kJ/kg_{fuel}]$
G0	44111,70
G5	44122,27
G10	44133,19

Tabla 3.2: Poder calorífico.

3.2. Prestaciones del motor

Conforme a las pruebas realizadas, se observa que el par tanto para el 80% como para el 60% del grado de carga tiene una misma tendencia para los tres combustibles, donde incrementó hasta aproximadamente las 2000 rpm y posteriormente, cayó al aumentar el régimen de giro del motor. Al 80% del grado de carga, como se puede observar en la Figura 3.4, el valor del torque para el combustible G0, siempre estuvo por encima de los valores conseguidos al usar combustibles G5 y G10, mientras que al 60% del grado de carga se observa en la Figura 3.5, que los valores de par son inferiores a los del 80% y se muestran menores diferencias entre los tres combustibles, ya que a bajos grados de carga se tiene un menor efecto del aditivo.

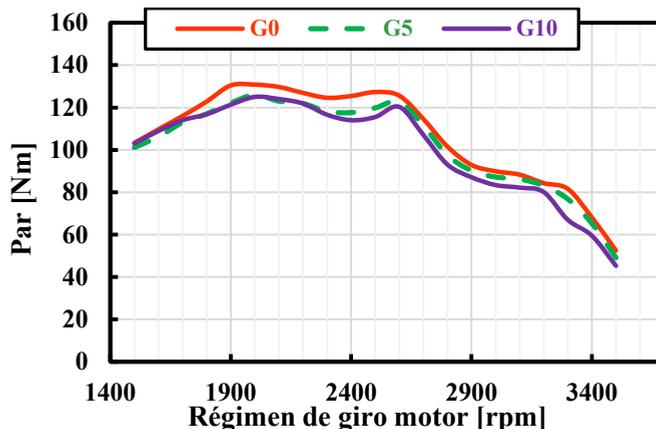


Figura 3.4: Torque en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.

Para calcular la potencia efectiva (N_e) y la presión media efectiva (p_{me}) del motor, se consideraron las ecuaciones 3.4 y 3.5, las cuales tienen en cuenta los valores del par (T_e), las velocidades de giro del motor (n) obtenidas del

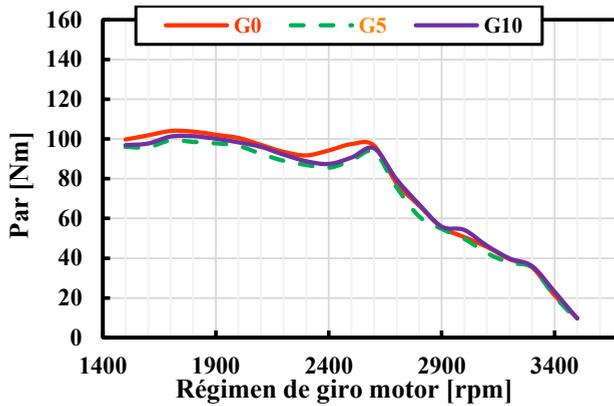


Figura 3.5: Torque en función del régimen de giro del motor al 60 % del grado de carga.

banco de pruebas, el factor i , que para este caso al ser un motor 4 tiempos le corresponde un valor de 0,5 ciclos/rev y parámetros geométricos como el volumen desplazado (V_D) y el número de cilindros que para este caso es 4.

$$N_e = \frac{T_e \cdot 2\pi \cdot n}{60000 \cdot 1,34102} \quad (3.4)$$

$$pme = \frac{2\pi \cdot T_e}{V_D \cdot 4 \cdot i} \quad (3.5)$$

Donde el volumen desplazado (V_D) tiene en cuenta el diámetro del pistón (D) y la carrera (S) como se puede observar en la ecuación 3.6.

$$V_D = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \quad (3.6)$$

Por ejemplo, para calcular la potencia efectiva y la pme a las 1500 rpm para el combustible G0 al 80 % del grado de carga se tiene:

$$N_e = \frac{103,3 \text{ Nm} \cdot 2\pi \cdot 1500 \text{ rev/min}}{60000 \cdot 1,34102} = 21,76 \text{ hp}$$

$$V_D = \frac{\pi}{4} \cdot (8,8 \text{ cm})^2 \cdot 9,2 \text{ cm} = 559,56 \text{ cm}^3$$

$$p_{me} = \frac{2\pi \cdot 103,3 \text{ Nm}}{0,00056 \text{ m}^3 \cdot 4 \cdot 0,5 \text{ ciclo/rev} \cdot 100000} = 5,80 \text{ bar}$$

De la misma forma que se realizó el cálculo para las 1500 rpm, se aplicó para las demás velocidades de giro, para los tres combustibles, tanto para el 80% como para el 60% del grado de carga. De esta manera, se obtuvo la potencia en función de la velocidad de giro del motor como se puede ver en las Figuras 3.6 y 3.7, donde se puede apreciar que la potencia del G5 como del G10 al 80% del grado de carga, estuvieron siempre por debajo del G0 y la máxima potencia alcanzada para los tres combustibles se logró a las 2600 rpm con valores de 45,86 hp; 44,80 hp y 43,92 hp para los combustibles G0, G5 y G10 respectivamente, mientras que para el 60% del grado de carga se alcanzaron valores de 35,31 hp; 34,14 hp y 34,80 hp para el G0, G5 y G10 ,menores a los alcanzados al 80% del grado de carga.

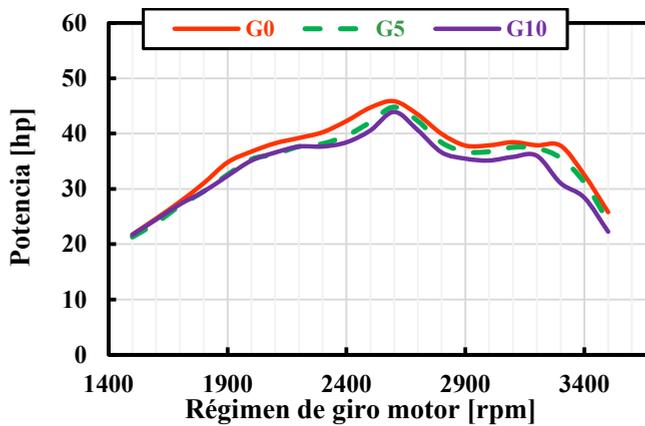


Figura 3.6: Potencia en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.

En cuanto a la presión media efectiva (p_{me}), que es el parámetro más importante para comparar motores, debido a que es independiente de la geometría y tamaño del motor como se mencionó en la sección 1.2.1, se observa en las Figuras 3.8 y 3.9 una tendencia similar a la del par. De manera general, se tuvo una reducción de las prestaciones del motor en un 3,75% y 4,43% al 80% del grado de carga para el G5 y G10 respectivamente a las 2000 rpm, que es un punto aproximado donde se tuvo el máximo par alcanzado, mientras que al 60% del grado de carga y al mismo régimen de giro se tuvo una disminución del 3,98% y del 2,19% al usar G5 y G10 comparados con el G0.

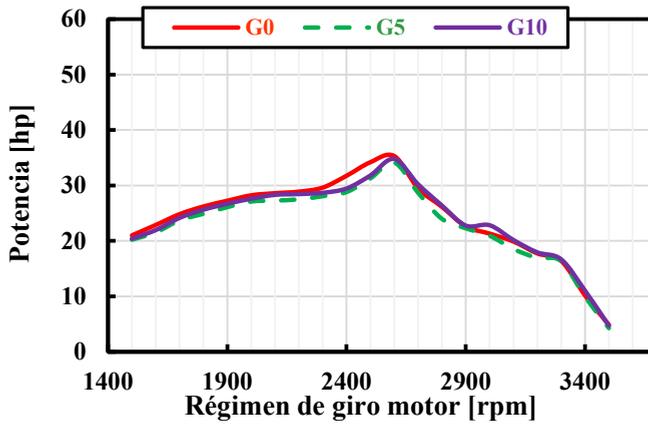


Figura 3.7: Potencia en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.

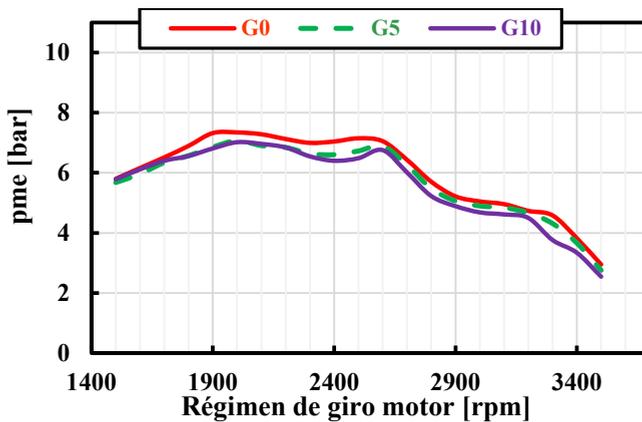


Figura 3.8: Presión media efectiva en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.

Al aumentar la concentración de gasolina en el diésel convencional, se logra reducir el tiempo existente entre el inicio de la inyección y el inicio de la combustión (tiempo de retraso), puesto que la gasolina al estar a presiones y temperaturas elevadas como las que se presentan en un motor diésel inician una detonación temprana [10], lo que quiere decir que se tiene un aumento del número de cetano. Al tener un tiempo de retraso más corto, se logra reducir el ruido del motor y se evitan daños en las partes mecánicas, al no tener

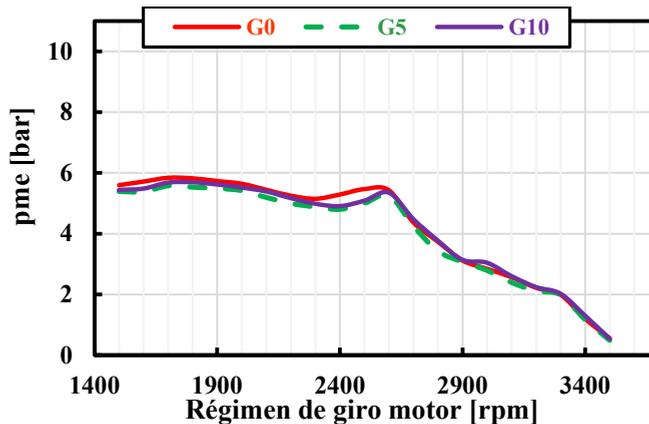


Figura 3.9: Presión media efectiva en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.

un incremento brusco de la presión, lo cual se debe a una menor cantidad de combustible en la cámara de combustión al momento de iniciar la oxidación [8, 11].

Este tiempo de retraso como se ha encontrado en diferentes estudios y libros, se puede ver afectado por el grado carga y el régimen de giro del motor, puesto que, al aumentar estas variables, se logra reducir el tiempo de retraso debido a las mayores temperaturas que se alcanzan en el cilindro, que permiten una combustión más rápida. Pero hay que tener presente que el proceso de atomización como los avances de inyección juegan también un papel importante para el proceso de combustión [12, 13].

De acuerdo con los resultados de las prestaciones, se tienen diferencias aceptables, pues al tener una menor viscosidad al aumentar la concentración volumétrica de gasolina, se tiene un flujo más turbulento como se mostró en la sección 3.1.2, lo cual favorece el proceso de atomización, ya que como se ha encontrado en otros estudios se generan pequeñas gotas del fluido, que permiten una mejor eficiencia en la evaporación y mezcla, contribuyendo a la reducción del tiempo de retraso y una combustión más completa que conllevaría a mejores prestaciones y disminución del hollín. Pero es importante resaltar que al tener un iso-avance de la bomba de combustible; es decir, un avance fijo de inyección, la presión máxima generada por la combustión se logra antes del punto muerto superior, puesto que el avance de la inyección que tiene el motor esta configurada para el uso del diésel convencional. Esto conlleva a que la

combustión no esté centrada y por lo tanto se tengan reducciones aceptables en las prestaciones al usar los combustibles G5 y G10 [12-17].

Con respecto al consumo específico de combustible (bsfc), que viene siendo la relación entre el gasto másico de combustible y la potencia generada, se puede apreciar en las Figuras 3.10 y 3.11, que el bsfc tiene un comportamiento similar para los tres combustibles, pues a bajos regímenes de giro se tiene un pequeño incremento del consumo específico de combustible debido a los valores bajos de potencia, mientras que al estar en zonas cercanas al par máximo se logra reducir, esto debido a que aumenta más la potencia que el gasto másico de combustible, pero a altos regímenes de giro, el bsfc incrementa, gracias a que la potencia disminuye mucho más de lo que redujo el gasto másico de combustible.

Por otro lado, se observa que el bsfc aumentó ligeramente al utilizar G5 y G10 tanto para el 80% como para el 60% del grado de carga. Como se pudo apreciar en la sección 3.1.3, al aumentar la concentración de gasolina, se tienen pequeños incrementos del poder calorífico, que podría conllevar a disminuir el gasto másico de combustible en pequeñas cantidades para lograr la misma potencia térmica [8], pero esto no afecta considerablemente el bsfc puesto que las diferencias no son grandes. Pero otro factor importante a tener en cuenta es que se logra potencias más bajas con el G5 y G10, lo cual incrementa el bsfc, ya que como se mencionó anteriormente al tener un avance de inyección fijo, no se logra una combustión centrada que permita obtener mejores prestaciones del motor, puesto que el tiempo de retraso disminuye ocasionando que la presión máxima se alcance antes del punto muerto superior [12]. Adicionalmente, como se ha encontrado en otro estudio, aparte de que el poder calorífico al aumentar puede traer beneficios para el bsfc, una menor viscosidad puede conllevar a una reducción del bsfc, por lo cual no existe un incremento considerable del bsfc al usar G5 y G10 [17].

Para calcular el rendimiento efectivo (η_{the}) del motor, se consideró la ecuación 3.7, la cual tiene en cuenta los valores de potencia (N_e), el gasto másico de combustible ($\dot{m}f$) y el poder calorífico (Q_{HV}). Por ejemplo, para calcular el rendimiento efectivo a las 1500 rpm para el combustible G5 al 80% del grado de carga se tiene:

$$\eta_{the} = \frac{N_e}{\dot{m}f \cdot Q_{HV}} \quad (3.7)$$

$$\eta_{the} = \frac{16,59 \text{ kW} \cdot 3600}{5,16 \text{ g/kWh} \cdot 44122,27 \text{ kJ/kg}_{fuel}} \cdot 100\% = 26,23\%$$

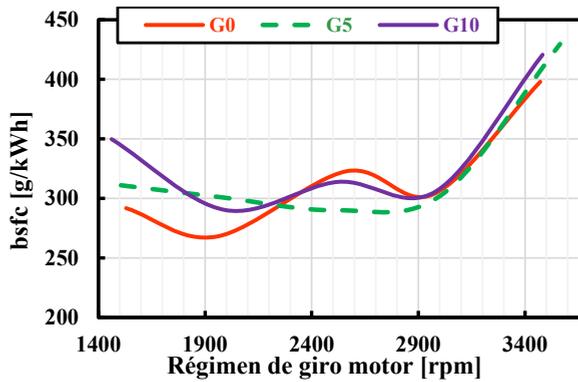


Figura 3.10: Consumo específico de combustible en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.

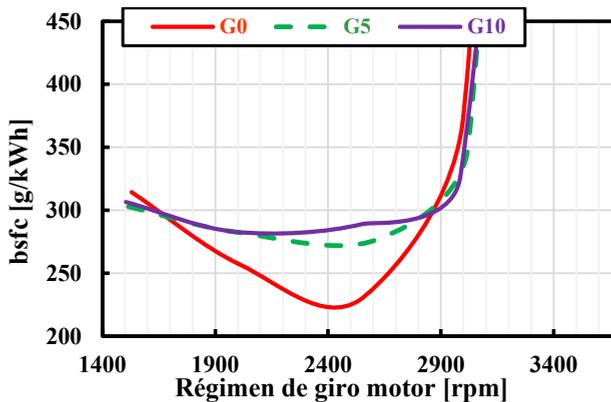


Figura 3.11: Consumo específico de combustible en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.

De igual manera que se calculó el rendimiento efectivo para el G0 a 2000 rpm, se realizó para los demás regímenes de giro y combustibles, tanto al 80% como para el 60% del grado de carga y como se puede ver en las Figuras 3.12 y 3.13, se tiene una misma tendencia para los tres combustibles; es decir, el rendimiento efectivo incrementó hasta las 3000 rpm aproximadamente y luego cayó, donde se puede apreciar que al 60% del grado de carga se tiene una reducción considerable a altas rpm, ya que la potencia disminuye abrupta-

mente con respecto al 80% del grado de carga. Al comparar los rendimientos efectivos de los tres carburantes, se observan leves diferencias, donde los combustibles G5 y G10, tienen una reducción del 10,99% y del 7,75% al 80%, del 9,08% y 9,18% al 60% del grado de carga respectivamente, a las 2000 rpm, punto donde se logró aproximadamente el máximo par. Esto se debe a la disminución de la potencia, gracias a que la presión máxima se alcanza antes del PMS como consecuencia de un tiempo de retraso más corto y un avance de inyección fijo que se tuvo para la realización de las pruebas y no se ve afectado por el poder calorífico, ya que este valor es similar para los tres combustibles.

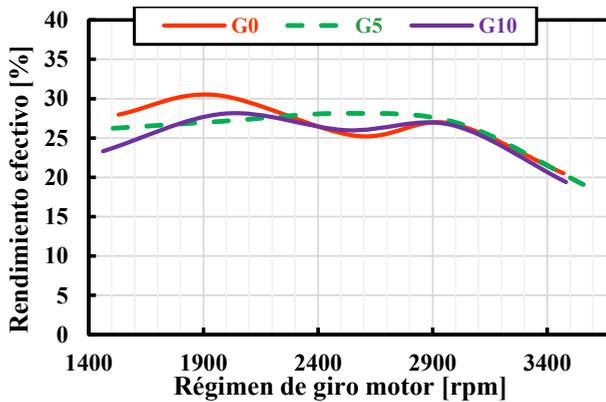


Figura 3.12: Rendimiento efectivo en función del régimen de giro del motor al 80% del grado de carga.

Por otro lado, se calcularon los estados del ciclo Diesel ideal, teniendo en cuenta las presiones del ambiente (P_a) y del turbo (P_T), las relaciones aire combustible, la geometría del motor y el poder calorífico del G0, G5 y G10. A continuación se muestra el planteamiento realizado para el combustible G5 a 1500 rpm al 80% del grado de carga. Para los demás regímenes de giro y combustibles se realizó de forma similar.

$$P_{adm} = P_0 = P_1 = P_a + P_T$$

$$P_{adm} = P_0 = P_1 = 75,1kPa + 24,82kPa = 100,1kPa$$

Se calculó el volumen desplazado (V_D) y el volumen de cámara (V_C), a partir de la geometría del motor, obtenidos de la Tabla 2.1 y se definieron los volúmenes de los estados 0, 1, 2 y 4. Con base en esto y teniendo la masa

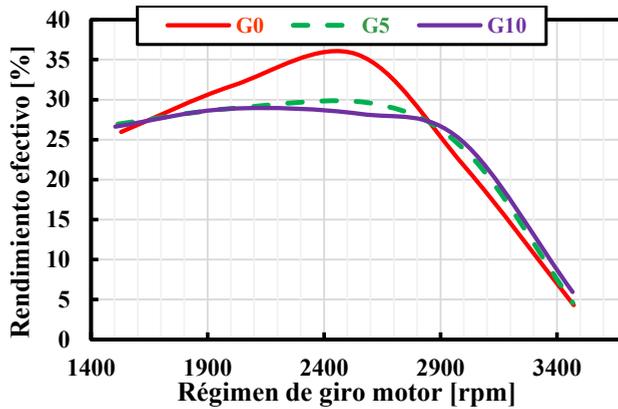


Figura 3.13: Rendimiento efectivo en función del régimen de giro del motor al 60% del grado de carga.

de aire por cilindro (m_a) conseguida a partir de la relación aire combustible y el gasto de combustible, se halló la temperatura de admisión, a partir de la ecuación de gases ideales 3.8, teniendo en cuenta que $R=0,287 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$ (constante de gases ideales)

$$V_D = \frac{\pi}{4} \cdot (0,088\text{m})^2 \cdot 0,092 \text{ m} = 0,00056 \text{ m}^3$$

$$V_C = \frac{V_D}{r_c - 1}$$

$$V_C = \frac{0,00056 \text{ m}^3}{21 - 1} = 0,000028 \text{ m}^3$$

$$V_T = 0,00056 \text{ m}^3 + 0,000028 \text{ m}^3 = 0,000588 \text{ m}^3$$

$$V_0 = V_C$$

$$V_1 = V_T$$

$$V_2 = V_0$$

$$V_4 = V_1$$

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (3.8)$$

$$T_1 = \frac{100,1 \text{ kPa} \cdot 0,000588 \text{ m}^3}{0,00075 \text{ kg} \cdot 0,287 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} = 273 \text{ k}$$

Para conocer la temperatura y la presión en el estado 2, se utilizaron las ecuaciones 3.9 y 3.10, sabiendo que se tiene una compresión isentrópica. De igual manera, se calculó el trabajo de compresión y posteriormente el calor de entrada, a partir de las ecuaciones 1.4 y 1.5 nombradas en el capítulo 1.

$$T_2 = T_1 \cdot (rc)^{\gamma-1} \quad (3.9)$$

$$P_2 = P_1 \cdot (rc)^\gamma \quad (3.10)$$

$$T_2 = 273 \text{ k} \cdot (21)^{1,4-1} = 923 \text{ k}$$

$$P_2 = 100,1 \text{ kPa} \cdot (21)^{1,4} = 7105 \text{ kPa}$$

$$W_{1-2} = \frac{7105 \text{ kPa} \cdot 0,000028 \text{ m}^3 - 100,1 \text{ kPa} \cdot 0,000588 \text{ m}^3}{1-1,4} = -0,35 \text{ kJ}$$

$$Q_{2-3} = 0,000029 \text{ kg} \cdot 44122 \text{ kJ/kg} \cdot 1 = 1,26 \text{ kJ}$$

Con este calor de entrada, se calculó la temperatura en el estado 3, así como también el volumen en 3, teniendo en cuenta la relación de cutoff, para posteriormente, hallar el trabajo que se da en la combustión, con base en las ecuaciones 1.1 y 1.8 del capítulo 1.

$$T_3 = \frac{1,26 \text{ kJ}}{(0,00075 \text{ kg} + 0,000029 \text{ kg}) \cdot 1,1494 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}} + 923 \text{ k} = 2329 \text{ k}$$

$$V_3 = 2,52 \cdot 0,000028 \text{ m}^3 = 0,000071 \text{ m}^3$$

$$W_{2-3} = 7105 \text{ kPa} \cdot (0,000071 \text{ m}^3 - 0,000028 \text{ m}^3) = 0,30 \text{ kJ}$$

Como el proceso de expansión es isentrópico idealmente, se halló la temperatura en el estado 4 y la presión en 4 con las ecuaciones 3.11 y 3.12. Con estos valores y los anteriormente calculados, se obtiene el trabajo de expansión y el neto haciendo uso de las ecuaciones 1.3 y 1.2 del capítulo 1.

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{\gamma-1} \quad (3.11)$$

$$P_4 = P_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^\gamma \quad (3.12)$$

$$T_4 = 2329 \text{ K} \cdot \left(\frac{0,000071 \text{ m}^3}{0,000588 \text{ m}^3}\right)^{1,4-1} = 998 \text{ K}$$

$$P_4 = 7105 \text{ kPa} \cdot \left(\frac{0,000071 \text{ m}^3}{0,000588 \text{ m}^3}\right)^{1,4} = 366 \text{ kPa}$$

$$W_{3-4} = \frac{366 \text{ kPa} \cdot 0,000588 \text{ m}^3 - 7105 \text{ kPa} \cdot 0,000071 \text{ m}^3}{1-1,4} = 0,74 \text{ kJ}$$

$$W_{\text{neto}} = 0,30 \text{ kJ} + 0,74 \text{ kJ} - 0,35 \text{ kJ} = 0,70 \text{ kJ}$$

Al tener el ciclo ideal, se tienen pequeñas diferencias que no son apreciables al usar los tres tipos de combustibles, pues la presión de admisión es similar, no se tiene grandes variaciones en la masa de aire y en cuanto al poder calorífico de los combustibles dopados es ligeramente superior al del G0, por lo que la temperatura en el estado 3 no se ve afectada y por lo tanto la diferencia entre los volúmenes del estado 3 y 2 son parecidos, conllevando a áreas similares bajo la curva. En la Figura 3.14, se puede ver el diagrama P-V del ciclo Diesel ideal.

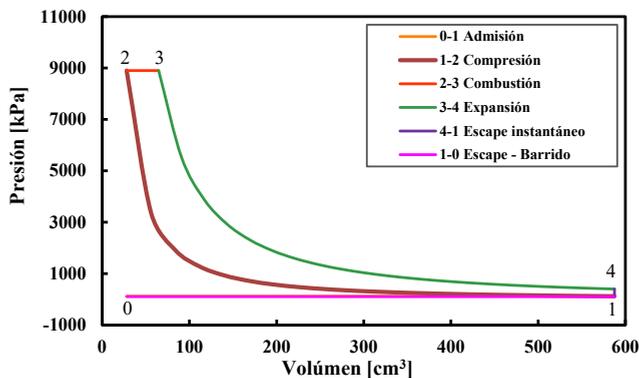


Figura 3.14: Diagrama P-V del ciclo Diesel a 2000 rpm.

Posteriormente, se calcularon los parámetros indicados, teniendo en cuenta las ecuaciones nombradas en el capítulo 1 en la sección de marco conceptual. Con base en estos valores y los parámetros efectivos medidos y calculados con ayuda del banco de pruebas, se determinó el rendimiento mecánico

al relacionar estos dos parámetros, que como se puede ver en las Figuras 3.15 y 3.16, se tuvo una misma tendencia para los tres combustibles; es decir, a medida que el régimen de giro del motor aumentó, el rendimiento mecánico decreció, debido a que a mayores rpm, se logra un aumento en la velocidad media del pistón, que se traduce en mayores fuerzas inerciales y por lo tanto en un incremento en las pérdidas mecánicas por fricción [12].

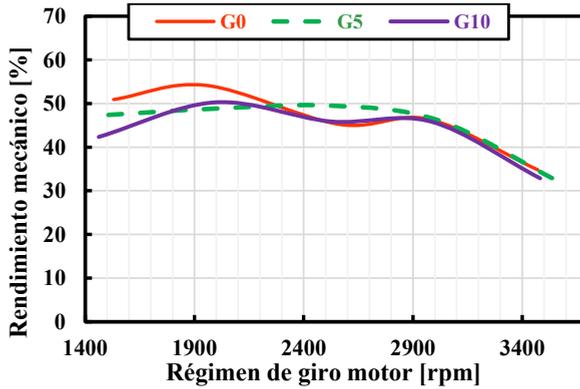


Figura 3.15: Rendimiento mecánico en función del régimen de giro al 80% del grado de carga.

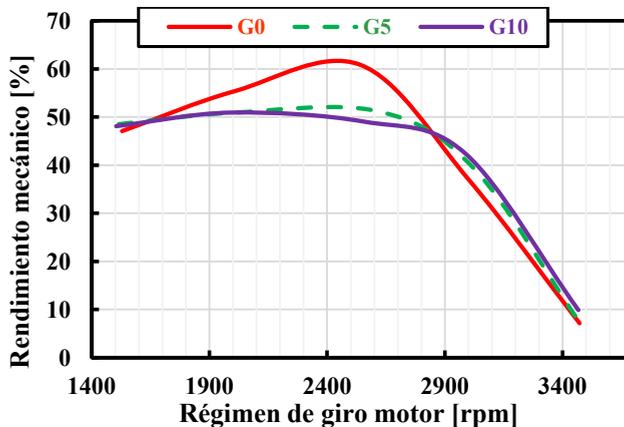


Figura 3.16: Rendimiento mecánico en función del régimen de giro al 60% del grado de carga.

3.3. Emisiones

Con base en las mediciones de densidad de humos obtenidas a partir de los ensayos realizados en el banco de pruebas, haciendo uso de un opacímetro 940 Tecnotest, se puede ver en las Figuras 3.17 y 3.18, que tanto para el 80 % como para el 60 % del grado de carga se tuvo una misma tendencia; es decir, este contaminante a medida que aumentó el régimen de giro disminuyó, debido a que la relación aire-combustible como se puede apreciar en la Figura 3.19, incrementó a altas velocidades de giro del motor, permitiendo que se tuviera una mejor eficiencia en la oxidación del hollín, gracias a la presencia de una mayor concentración de oxígeno. También se puede observar, que al 60 % del grado de carga la densidad de humo es menor con respecto al 80 % del grado de carga para los tres combustibles, teniendo en cuenta que se logró una mayor relación aire -combustible.

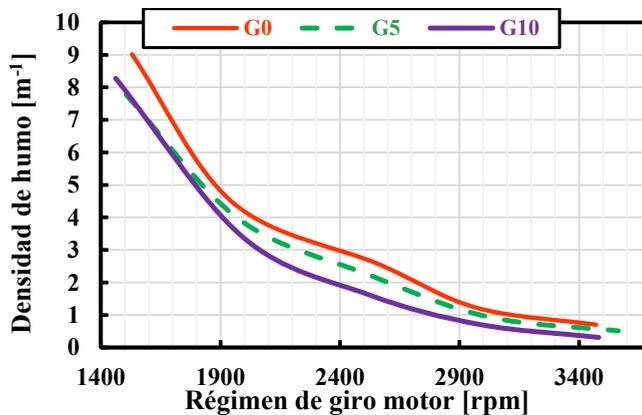


Figura 3.17: Densidad de humo en función del régimen de giro al 80 % del grado de carga.

Por otro lado, se puede apreciar para los dos grados de carga que, al aumentar la concentración de gasolina, se tuvo valores más bajos de densidad de humos con respecto al diésel convencional (G0). A las 2000 rpm, punto donde se tuvo aproximadamente el máximo par para los dos grados de carga y que se podría considerar de bajo régimen de giro, se tuvieron con relación al G0, reducciones del 11,24% y 23,60% al 80% del grado de carga y del 8,37% y 14,64% al 60% del grado de carga para el G5 y G10 respectivamente. Estas reducciones se deben al cambio en las propiedades fisicoquímicas de la mezcla al aumentar la concentración volumétrica de gasolina, pues como lo afirman

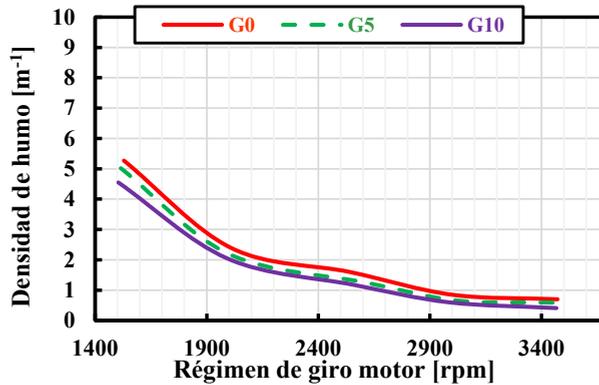


Figura 3.18: Densidad de humo en función del régimen de giro al 60% del grado de carga.

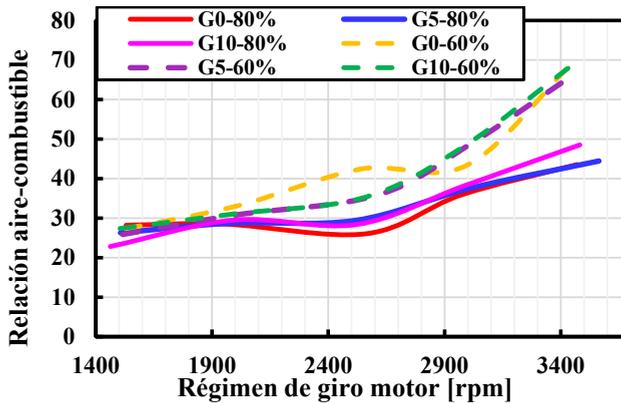


Figura 3.19: Relación aire-combustible en función del régimen de giro.

diferentes estudios realizados, una disminución en la viscosidad cinemática afecta la eficiencia de la combustión mediante el proceso de atomización, evaporación y mezcla con el aire [17, 18].

Al tener menores viscosidades, todo el proceso de combustión desde la inyección se ve favorecido, pues en el momento de la atomización, un combustible con menor viscosidad va de la mano con un mayor número de Reynolds, lo cual permite que este combustible con menores fuerzas intermoleculares se desintegre más fácilmente, formando gotas de menor tamaño y en mayor

cantidad. Esto ayuda a que se tenga una mejor transferencia de calor con el aire y una evaporación eficiente del combustible, garantizando así junto con un menor tiempo de retraso una combustión más rápida y completa. De igual manera al tener una cadena de carbono mas corta, beneficia la ruptura y evaporación de esta durante el proceso de combustión. El conjunto de todas estas características, permiten una reducción en la densidad de humos, lo cual es una alternativa importante ante las normativas ambientales que cada día son más estrictas [17-20].

Referencias

- [1] MANTILLA, J. M. «Modelado de la combustión de mezclas gasolina-etanol en motores de combustión interna.» *Escuela de Procesos y Energía* (2010).
- [2] CUBILLOS, A. A. E., A. E. D. TOBÓN y S. A. C. VARGAS. «Estimación teórica del efecto de la temperatura en la densidad, viscosidad, poder calorífico, capacidad calorífica y gravedad API de biocombustibles». *Scientia et Technica* 24.2 (2019), págs. 190-199.
- [3] AGUDELO, J. R., M. LAPUERTA y J. RODRÍGUEZ. «Comparación del comportamiento en motor operado con biodiesel proveniente de diversas materias primas». *Revista Palmas* 28.especial, (2007), págs. 53-62.
- [4] ALI, Y., M. A. HANNA y L. I. LEVITICUS. «Emissions and power characteristics of diesel engines on methyl soyate and diesel fuel blends». *Biore-source Technology* 52.2 (1995), págs. 185-195.
- [5] KRAUSE, P. y R. LABUDA. «The influence of liquid viscosity on atomized fuel mean droplet size determined by the laser diffraction method». *New Trends in Production Engineering* 1.1 (2018), págs. 435-441.
- [6] SELMA MIRALLES, J. y col. «Estudio de la atomización primaria en chorros de combustible mediante CFD» (2020).
- [7] LEFEBVRE, A. H. y V. G. MCDONELL. *Atomization and sprays*. CRC press, 2017.
- [8] PAYRI GONZÁLEZ, F. y J. M. DESANTES FERNÁNDEZ. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Universitat politécnica de valencia, 2011.
- [9] LINSTROM, P. «NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69». en (1997).

- [10] DEMIRBAS, A., M. BALUBAID, A. BASAHEL, W. AHMAD y M. SHEIKH. «Octane rating of gasoline and octane booster additives». *Petroleum Science and Technology* 33.11 (2015), págs. 1190-1197.
- [11] PARERA, A. M. *Inyección electrónica en motores diesel*. Marcombo, 1996.
- [12] JOSÉ, R. D. A. A. y M. D. MARTA. *Motores de combustión interna*. Editorial UNED, 2015.
- [13] SHAHABUDDIN, M., A. LIAQUAT, H. MASJUKI, M. KALAM y M. MOFIJUR. «Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 21 (2013), págs. 623-632.
- [14] SAHOO, P. y L. DAS. «Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine». *Fuel* 88.6 (2009), págs. 994-999.
- [15] PARK, S. H., I. M. YOUN, Y. LIM y C. S. LEE. «Influence of the mixture of gasoline and diesel fuels on droplet atomization, combustion, and exhaust emission characteristics in a compression ignition engine». *Fuel processing technology* 106 (2013), págs. 392-401.
- [16] PANDEY, R. K., A. REHMAN y R. SARVIYA. «Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16.3 (2012), págs. 1762-1778.
- [17] ALDHAIDHAWI, M., R. CHIRIAC y V. BADESCU. «Ignition delay, combustion and emission characteristics of Diesel engine fueled with rapeseed biodiesel—A literature review». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 73 (2017), págs. 178-186.
- [18] GOORSKI, K. y R. SMIGINS. «Selected physicochemical properties of diethyl ether/rapeseed oil blends and their impact on diesel engine smoke opacity». *Energy & Fuels* 32.2 (2018), págs. 1796-1803.
- [19] HOANG, A. T. «Prediction of the density and viscosity of biodiesel and the influence of biodiesel properties on a diesel engine fuel supply system». *Journal of Marine Engineering & Technology* 20.5 (2021), págs. 299-311.
- [20] BARCO, P. S. «Formación de hollín en la pirólisis de diferentes biocombustibles oxigenados» (2014).

Capítulo 4

Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

La viscosidad disminuye conforme aumenta la concentración de gasolina, lo cual puede afectar de forma positiva el proceso de atomización, que puede conllevar a una mejor combustión y reducción de la densidad de humo. Para los combustibles dopados G5 y G10, la disminución fue del 16,03 % y 22,48 % respectivamente, mientras que la densidad se reduce, pero no de forma considerable.

En términos del poder calorífico, se tienen aumentos de tan solo 0,024 % y 0,049 % al dopar el combustible con concentraciones del 5 % y 10 % de gasolina respectivamente, comparados con el carburante G0; es decir, esta propiedad no afecta la potencia, ni el consumo de combustible y por lo tanto no repercute en el consumo específico de combustible ni en el rendimiento efectivo del motor.

Se determinó en cuanto a prestaciones (par, pme y potencia), que al usar combustible G5 se reducen entre un 3,75 % y 3,98 %, mientras que para el G10 entre un 2,19 % y 4,43 % para los dos grados de carga (60 % y 80 %) a las 2000 rpm, punto donde se logró aproximadamente el máximo par, lo cual se puede atribuir, a que al dopar el combustible se tienen tiempos de retraso más cortos que conllevan a presiones máximas antes del PMS, teniendo en cuenta un iso-vance de la bomba de combustible.

Se pudo apreciar, que el rendimiento efectivo del motor se reduce para los tres combustibles a altos regímenes de giro sin importar el grado de carga, gracias a que la potencia cae más de lo que disminuye el consumo de combustible. De igual manera, se ve afectado ligeramente al dopar el combustible, que se atribuye a las pequeñas diferencias en la potencia comparadas con el G0.

Se determinó que el rendimiento mecánico al utilizar combustibles G5 y G10, solo se reduce entre el 7% y el 10%, de forma general para los dos grados de carga (60% y 80%) con respecto al G0 a las 2000 rpm, donde se tuvo aproximadamente el máximo par.

En términos de la densidad de humo, se pudo apreciar para los tres combustibles una reducción a medida que el régimen de giro aumentó independientemente de los grados de carga, que se le atribuye a un incremento de la relación aire-combustible; de igual manera, se lograron valores mas bajos de este contaminante al 60% del grado de carga.

La densidad de humo se reduce a medida que se tiene una mayor concentración de gasolina en el diésel, debido a que se logra disminuir el tiempo de retraso, se mejora el proceso de atomización, evaporación y mezcla con el aire, lo que conlleva a combustiones más completas. Al usar los combustibles G5 y G10, se tienen reducciones comparadas con el G0 del 11,24% y 23,60% al 80% del grado de carga y del 8,37% y 14,64% al 60% del grado de carga respectivamente a las 2000 rpm, punto de interés, ya que se podría considerar como un bajo régimen de giro y es donde se logra aproximadamente la máxima presión media efectiva.

4.2. Recomendaciones

Estudiar la influencia que tiene el avance de inyección haciendo uso de los combustibles utilizados en este estudio. Se espera que las prestaciones del motor se igualen o incluso sean superiores a las del G0.

Estudiar el proceso de atomización, teniendo en cuenta las propiedades físicas como la densidad y la viscosidad, así como también la presión de inyección adecuada que se debe alcanzar para reducir aún más las emisiones al usar combustibles dopados.

Realizar un análisis tribológico en el que se puede ahondar más en el índice de viscosidad requerido para el correcto funcionamiento de la bomba de combustible. En base a lo anterior, incluir sustancias químicas que puedan igualar la viscosidad del diésel, sin perjudicar los tiempos de retraso alcanzados al dopar el combustible con gasolina.

Referencias Globales

ACEA. *Worldwide Fuel Charter*. Edition, Fifth. 2013.

AGARWAL, A. K. y N. N. MUSTAFI. «Real-world automotive emissions: Monitoring methodologies, and control measures». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 137 (2021), pág. 110624.

AGARWAL, S., V. K. CHHIBBER y A. K. BHATNAGAR. «Tribological behavior of diesel fuels and the effect of anti-wear additives». *Fuel* 106 (2013), págs. 21-29.

AGUDELO, J. R., M. LAPUERTA y J. RODRÍGUEZ. «Comparación del comportamiento en motor operado con biodiesel proveniente de diversas materias primas». *Revista Palmas* 28.especial, (2007), págs. 53-62.

AHMED, A. y col. «Environment-friendly novel fuel additives: Investigation of the effects of graphite nanoparticles on performance and regulated gaseous emissions of CI engine». *Energy Conversion and Management* 211 (2020), pág. 112748.

ALDHAI DHAWI, M., R. CHIRIAC y V. BADESCU. «Ignition delay, combustion and emission characteristics of Diesel engine fueled with rapeseed biodiesel—A literature review». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 73 (2017), págs. 178-186.

ALI, Y., M. A. HANNA y L. I. LEVITICUS. «Emissions and power characteristics of diesel engines on methyl soyate and diesel fuel blends». *Bioresource Technology* 52.2 (1995), págs. 185-195.

BADIA, J., E. RAMÍREZ, R. BRINGUÉ, F. CUNILL y J. DELGADO. «New Octane Booster Molecules for Modern Gasoline Composition». *Energy & Fuels* 35.14 (2021), págs. 10949-10997.

- BARCO, P. S. «Formación de hollín en la pirólisis de diferentes biocombustibles oxigenados» (2014).
- BASSETT, M., I. REYNOLDS, A. COOPER y S. READER. «Modular Hybrid Powertrain with Jet Ignition». *MTZ worldwide* 81.11 (2020).
- BENNETT, J. «Advanced fuel additives for modern internal combustion engines». *Alternative Fuels and Advanced Vehicle Technologies for Improved Environmental Performance*. Elsevier, 2014, págs. 165-194.
- BOCOS VALERO, J. M. «Desarrollo de un método para determinar la relación de compresión de un motor de combustión interna alternativo en tiempo real a partir de la medida de la presión cilindro». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2017.
- BRICEÑO SÁNCHEZ, F. J. «Aportaciones al estudio de la evolución transitoria de llamas de difusión diesel». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2016.
- CARCELLER, X. Q. «Calidad del aire urbano en Europa: retos científicos y de política ambiental». *Revista de Salud Ambiental* 19 (2019), págs. 75-77.
- CARNEY, D. «Not so fast: electric car: mazda has improved the gasoline engine to a level that even tesla should respect». *IEEE Spectrum* 55.8 (2018), págs. 20-25.
- COMISIÓN-EUROPEA. *Reglamento (UE) 2019/1242 del Parlamento Europeo y del Consejo*. Jun. de 2019.
- CUBILLOS, A. A. E., A. E. D. TOBÓN y S. A. C. VARGAS. «Estimación teórica del efecto de la temperatura en la densidad, viscosidad, poder calorífico, capacidad calorífica y gravedad API de biocombustibles». *Scientia et Technica* 24.2 (2019), págs. 190-199.
- DANILOV, A. «Fuel additives as a solution to chemmotological problems». *Chemistry and Technology of Fuels and Oils* 50.5 (2014).
- DANILOV, A. «Progress in research on fuel additives». *Petroleum Chemistry* 55.3 (2015).
- DANILOV, A. «A new look at fuel additives». *Petroleum Chemistry* 60.2 (2020).
- DEMIRBAS, A., M. BALUBAID, A. BASAHEL, W. AHMAD y M. SHEIKH. «Octane rating of gasoline and octane booster additives». *Petroleum Science and Technology* 33.11 (2015), págs. 1190-1197.
- EFFENDY, M., A. SURONO, E. SAPUTRA y N. A. NUGRAHA. «Performance and smoke opacity of compression-ignition engine using used-waste oil». *Case Studies in Thermal Engineering* 26 (2021), pág. 101063.

- EPA. «Combining Data into Complete Engine ALPHA Maps» (2021).
- GARCÍA OLIVER, J. M. «Aportaciones al estudio del proceso de combustión turbulenta de chorros en motores diesel de inyección directa». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2015.
- GONZÁLEZ HERVÁS, I. y col. «Estudio de un nuevo sistema de encendido para motores de gasolina homogéneos y mezclas pobres, en una máquina de compresión-expansión rápida.» (2021).
- GOORSKI, K. y R. SMIGINS. «Selected physicochemical properties of diethyl ether/rapeseed oil blends and their impact on diesel engine smoke opacity». *Energy & Fuels* 32.2 (2018), págs. 1796-1803.
- HAN, D. y col. «A review of studies using hydrocarbon adsorption material for reducing hydrocarbon emissions from cold start of gasoline engine». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 135 (2021), pág. 110079.
- HEYWOOD, J. B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Ed. por A. DUFFY y J. M. MORRIS. McGraw-Hill, 1988.
- HOANG, A. T. «Prediction of the density and viscosity of biodiesel and the influence of biodiesel properties on a diesel engine fuel supply system». *Journal of Marine Engineering & Technology* 20.5 (2021), págs. 299-311.
- ICINGÜR, Y. y D. ALTIPARMAK. «Effect of fuel cetane number and injection pressure on a DI Diesel engine performance and emissions». *Energy conversion and management* 44.3 (2003).
- JOSÉ, R. D. A. A. y M. D. MARTA. *Motores de combustión interna*. Editorial UNED, 2015.
- KOZINA, A., G. RADICA y S. NIŽETIĆ. «Analysis of methods towards reduction of harmful pollutants from diesel engines». *Journal of Cleaner Production* 262 (2020), pág. 121105.
- KRAUSE, P. y R. LABUDA. «The influence of liquid viscosity on atomized fuel mean droplet size determined by the laser diffraction method». *New Trends in Production Engineering* 1.1 (2018), págs. 435-441.
- LEACH, F., G. KALGHATGI, R. STONE y P. MILES. «The scope for improving the efficiency and environmental impact of internal combustion engines». *Transportation Engineering* 1 (2020), pág. 100005.
- LEFEBVRE, A. H. y V. G. McDONELL. *Atomization and sprays*. CRC press, 2017.
- LINSTROM, P. «NIST Chemistry WebBook, NIST Standard Reference Database 69». en (1997).

- MÄGI, M. «Effect of Gasoline Fuel Additives on Combustion and Engine Performance». Tesis doct. UCL (University College London), 2015.
- MANTILLA, J. M. «Modelado de la combustión de mezclas gasolina-etanol en motores de combustión interna.» *Escuela de Procesos y Energía* (2010).
- MARTÍN SANZ, C. y col. «Optimización del cierre de la válvula de admisión de un motor de combustión interna alternativa» (2017).
- MAZDA. «MAZDA Next-generation Technology» (2017).
- MINAMBIENTE. *Norma Nacional de Emisiones Generadas por Fuentes Móviles Terrestres*. Gobierno de Colombia. 2020.
- MINAMBIENTE-MINENERGÍA. *Análisis del impacto normativo: problemática y análisis de alternativas*. Gobierno de Colombia. 2020.
- MÓNICO MUÑOZ, L. F. «Contribución al estudio del ruido de combustión en conceptos avanzados de combustión diesel». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2013.
- MORALES, M. Y. R., A. H. GUZMÁN y P. T. NO. «Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible». *Instituto Mexicano del Transporte* (2014), pág. 13.
- OLTRA GIMENO, A. «Optimización de la combustión de un motor Diesel para el cumplimiento de normativa de emisiones contaminantes» (2018).
- ORTIZ VALENZUELA, F. «Modelado del efecto de la viscosidad en la combustión de la mezcla B20 de biodiésel de palma africana tenera en motores de combustión interna encendidos por compresión». *Ingeniería Mecánica* (2010).
- PALENCIA ZAPICO, F. D. y col. «Influencia de los aditivos oxigenados sobre las propiedades de las gasolinas» (2014).
- PANDEY, R. K., A. REHMAN y R. SARVIYA. «Impact of alternative fuel properties on fuel spray behavior and atomization». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16.3 (2012), págs. 1762-1778.
- PARERA, A. M. *Inyección electrónica en motores diesel*. Marcombo, 1996.
- PARK, S. H., I. M. YOUN, Y. LIM y C. S. LEE. «Influence of the mixture of gasoline and diesel fuels on droplet atomization, combustion, and exhaust emission characteristics in a compression ignition engine». *Fuel processing technology* 106 (2013), págs. 392-401.
- PATIL, A. y S. TAJI. «Effect of oxygenated fuel additive on diesel engine performance and emission: A review». *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)* (2013), págs. 30-35.

- PAYRI GONZÁLEZ, F. y J. M. DESANTES FERNÁNDEZ. *Motores de combustión interna alternativos*. Editorial Universitat politècnica de valencia, 2011.
- PEIRÓ LLUECA, P. «Modelado CFD del proceso de combustión en un motor diésel de pequeña cilindrada». Tesis doct. Universitat Politècnica de València, 2015.
- PEREZ, O. F. A., C. D. G. MARTINEZ, E. D. S. LÓPEZ y J. A. G. SANCHEZ. «Producción de acetinas (aditivos para combustibles) a partir de glicerol». *Lámpas-kos* 25 (2021), págs. 38-58.
- POSADA, F., O. DELGADO, J. MILLER y R. MINJARES. «Cumbre sudamericana sobre el control de emisiones vehiculares 2018» (2018).
- RANGABASHIAM, D., D. B. MUNUSWAMY, S. DURAISWAMY BALASUBRAMANIAN y D. CHRISTOPHER. «Performance, emission, and combustion analysis on diesel engine fueled with blends of neem biodiesel/diesel/additives». *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* (2020), págs. 1-11.
- REITZ, R. D. y col. «IJER editorial: The future of the internal combustion engine». *International Journal of Engine Research* 21.1 (2020), págs. 3-10.
- SAHOO, P. y L. DAS. «Combustion analysis of Jatropha, Karanja and Polanga based biodiesel as fuel in a diesel engine». *Fuel* 88.6 (2009), págs. 994-999.
- SANDOVAL, E. «Diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna». *Universidad de San Carlos de Guatemala* (2013).
- EL-SEESY, A. I., H. KOSAKA, H. HASSAN y S. SATO. «Combustion and emission characteristics of a common rail diesel engine and RCEM fueled by n-heptanol-diesel blends and carbon nanomaterial additives». *Energy conversion and management* 196 (2019), págs. 370-394.
- SELMA MIRALLES, J. y col. «Estudio de la atomización primaria en chorros de combustible mediante CFD» (2020).
- SERRANO, J. R., R. NOVELLA y P. PIQUERAS. *Why the development of internal combustion engines is still necessary to fight against global climate change from the perspective of transportation*. 2019.
- SHAHABUDDIN, M., A. LIAQUAT, H. MASJUKI, M. KALAM y M. MOFIJUR. «Ignition delay, combustion and emission characteristics of diesel engine fueled with biodiesel». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 21 (2013), págs. 623-632.

- SIMSEK, S., S. USLU, M. SAHIN, F. ARLI y G. BILGIC. «Impact of a novel fuel additive containing boron and hydrogen on diesel engine performance and emissions». *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects* (2021), págs. 1-15.
- SIN, M. «Instalación y análisis de un sistema de limpieza de gases de escape para un buque RO-RO» (2014).
- TORREGROSA, A., A. BROATCH, B. PLÁ y L. MÓNICO. «Impact of Fischer-Tropsch and biodiesel fuels on trade-offs between pollutant emissions and combustion noise in diesel engines». *Biomass and Bioenergy* 52 (2013), págs. 22-33.
- UNEP. «Clean Fuels and Vehicles Toolkit» (2016).
- UNEP. «Informe sobre la brecha en las emisiones del 2020» (2020).
- UNEP. «Informe sobre la Brecha de Emisiones 2021. La calefacción está encendida: un mundo de compromisos climáticos aún por cumplirse.» (2021).
- VENEGAS, O. y L. MÓNICO. «Influence of biodiesel blends produced in Colombia on a Diesel engine». *Journal of Mechanical Engineering and Sciences* 15.3 (2021), págs. 8428-8439.
- VENKATESAN, K. «Investigation on the performance and emissions profile of CI engine using cashew nut shell pyro oil–toluene–diesel blends». *SN Applied Sciences* 3.5 (2021), págs. 1-15.
- venu, H. y P. APPAVU. «Al₂O₃ nano additives blended Polanga biodiesel as a potential alternative fuel for existing unmodified DI diesel engine». *Fuel* 279 (2020), pág. 118518.
- VERA SOTILLO, A. «Estudio del chorro Diesel producido por un inyector de actuación directa en condiciones no reactivas» (2013).
- WINKLER, S. y col. «Vehicle criteria pollutant (PM, NO_x, CO, HCs) emissions: how low should we go?» *Npj Climate and atmospheric science* 1.1 (2018), págs. 1-5.
- ZAK, G., L. ZIEMIANSKI, Z. STEPIEN y M. WOJTASIK. «Engine testing of novel diesel fuel detergent–dispersant additives». *Fuel* 122 (2014), págs. 12-20.

