

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE POSGRADO



**Uso de las mezclas diésel-biodiésel-etanol y sus efectos sobre el
proceso de combustión, desempeño energético y emisiones
contaminantes de un motor de encendido por compresión de 240
kW**

TESIS PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAGÍSTER EN ENERGÍA

AUTOR

Ing. Solin Epifanio Puma Corbacho

ASESOR

Dr. Julio César Cuisano Egúsquiza

Junio, 2021

RESUMEN

Los efectos del etanol anhidro mezclado hasta 13.5 % v/v (E13.5) al combustible diésel comercial (95% v/v del diésel 2 más 5% v/v de biodiesel, D95B5) fueron investigados en un motor de encendido por compresión, sobrealimentado, seis cilindros. Para evitar la separación de fase del etanol y diésel 2 y mantener la lubricidad del combustible, se agregó aceite de ricino hasta 1.5 % v/v, aumentando el contenido del biodiésel a 6.5 % (B6.5). En total, se utilizaron tres mezclas, variando el contenido del diésel 2 a partir del 95% (D95) hasta el 80% v/v (D80), obteniéndose las siguientes composiciones: D95B5E0 (diésel 2), D85B6E9 y D80B6.5E13.5. Las pruebas experimentales fueron realizadas a condiciones estacionarias en dos regímenes de giro (1000 y 1800 rpm), dos valores de torque efectivo (80 y 160 N.m) y dos condiciones de presión del aire de admisión al ingreso del compresor (APCI de 100 y 80 kPa). Se implementó un modelo termodinámico para estudiar los parámetros asociados a la combustión. Los resultados obtenidos muestran que las mezclas conteniendo etanol y biodiésel conllevan a un adelanto del inicio de la combustión a 1000 rpm y un retraso al inicio de la combustión a 1800 rpm. El incremento de etanol y biodiésel sobre el combustible comercial no presentan influencia alguna sobre el consumo específico de combustible (sfc); sin embargo, el efecto de altitud genera un incremento del sfc hasta un 11% y 7 % a 1000 rpm y 1800 rpm respectivamente. Las emisiones específicas (EE) de NO_x, CO y CO₂ incrementan con el mayor consumo específico de combustible; asimismo, el efecto de altitud simulada permitió verificar que a mayor altitud ocurre un ligero incremento del sfc y de las EE de CO y CO₂, junto a una reducción de las EE de NO_x. A 2000 m de altitud simulada (APCI = 80 kPa), los máximos incrementos del sfc, CO y CO₂, con la mezcla D80B6.5E13.5, fueron 5%, 122% y 18%, respectivamente. Y las máximas reducciones de las EE de NO_x también se obtuvieron con la mezcla D80B6.5E13.5, alcanzando una disminución de hasta 6%.



DEDICATORIA

A mis padres, Epifanio y Isabel, como retribución a todo su esfuerzo y apoyo incondicional en todo momento.

A mi hermana Melissa por el cariño que me tiene.

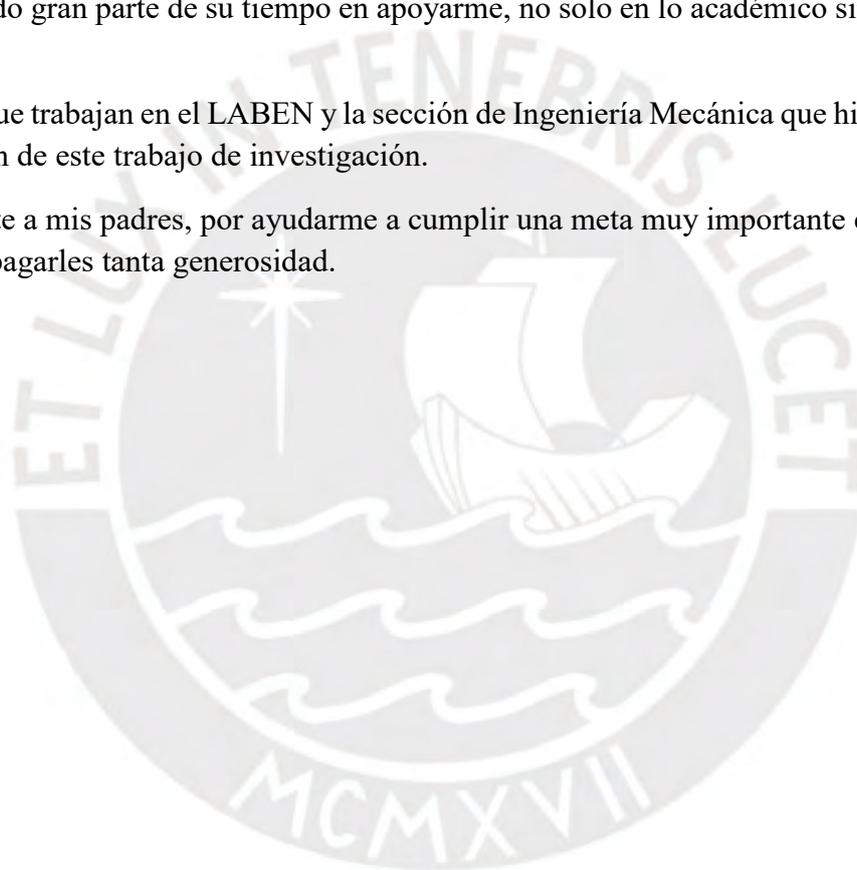
AGRADECIMIENTOS

Primeramente, a Dios, porque a pesar del momento difícil, donde crees que no existe solución, él te muestra una luz, te da su mano para que camines con él; no te abandona en ningún momento.

A mi asesor de tesis, el Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza, más que un asesor, un amigo, por haber dedicado gran parte de su tiempo en apoyarme, no solo en lo académico sino también en lo personal.

A todos los que trabajan en el LABEN y la sección de Ingeniería Mecánica que hicieron posible la elaboración de este trabajo de investigación.

Especialmente a mis padres, por ayudarme a cumplir una meta muy importante en mi vida, no tengo como pagarles tanta generosidad.



ÍNDICE DE CONTENIDO

RESUMEN	i
DEDICATORIA	ii
LISTA DE SÍMBOLOS	vii
Lista de Símbolos	vii
INTRODUCCIÓN.....	1
I.2. Definición del problema.....	5
I.2.1. Problema.....	5
I.2.2. Propuesta solución.....	5
I.2.3. Justificación.....	6
I.2.4. Hipótesis.....	7
II. Objetivos	7
II.1. Objetivos generales.....	7
II.2. Objetivos específicos	7
CAPÍTULO 1	8
FUNDAMENTOS TEÓRICOS	8
1.1. Motor de encendido por compresión.....	8
1.2. Combustión en motores de encendido por compresión.....	9
1.2.1. Fases de la combustión	9
1.3. Combustibles.....	11
1.3.1. Definición	11
1.3.2. Combustible diésel.....	12
1.3.3. Biodiésel	12
1.3.4. Etanol	13
1.3.5. Aceite de ricino	14
1.3.6. Propiedades físico – químicas de los combustibles	15
1.3.7. Parámetros termoquímicos de los combustibles	18
1.3.8. Separación de fase de los combustibles	20
CAPÍTULO 2	21
ESTADO DEL ARTE	21
CAPÍTULO 3	32
EXPERIMENTACIÓN.....	32
3.1. Configuración Experimental.....	32
3.2. Equipo e instrumentos utilizados.....	37

3.2.1.	Motor de combustión interna MEC	37
3.2.3.	Almacén de combustible.....	39
3.2.4.	Módulo de control del MEC y Dinamómetro	40
3.2.5.	Válvula de restricción del aire de admisión	40
3.2.6.	Sistema de refrigeración del motor	41
3.2.7.	Sistema de refrigeración del aire de admisión <i>Intercooler</i>	42
3.2.8.	Medidor de humedad relativa y temperatura ambiental.....	43
3.2.9.	Medidor de flujo de combustible.....	44
3.2.10.	Medidor de presión barométrico.....	45
3.2.11.	Medidor de presión diferencial.....	46
3.2.12.	Sensor para bajas presiones del aire de admisión.....	47
3.2.13.	Sensor de presión para medir altas presiones.....	48
3.2.14.	Sensor de presión dentro de la cámara de combustión.....	49
3.2.14.	Sensor de posicionamiento angular.....	50
3.2.15.	Amplificador de señal.....	51
3.2.16.	Medidores de temperatura.....	52
3.2.18.	Analizador de gases Testo.....	55
3.3.	Protocolo de Pruebas.....	56
3.4.	Definición y Cálculo de Parámetros	60
3.4.1.	Selección de la curva representativa de la presión dentro del cilindro.....	60
3.4.2.	Señal de inicio de la combustión.....	61
3.4.3.	Análisis del criterio de la segunda derivada.....	61
3.4.4.	Máxima tasa de aumento de la presión durante la combustión.....	62
3.4.5.	Tasa de liberación de calor	63
3.4.6.	Potencia efectiva corregida.	65
3.4.7.	Emisiones específicas.....	69
3.4.8.	Incertidumbres experimentales.....	70
CAPÍTULO 4		77
PRESENTACIÓN DE RESULTADOS.....		77
4.1.	Tasa de liberación de calor	77
4.2.	Tasa de cambio de presión dentro de la cámara de combustión.....	80
4.3.	Presión máxima dentro de la cámara de combustión	81
4.4.	Consumo específico de combustible	81
4.5.	Emisiones específicas.....	82
4.5.1.	Emisiones de CO ₂	83
4.5.2.	Emisiones de CO.....	84

4.5.3. Emisiones de óxidos de nitrógeno NO _x	85
CONCLUSIONES.....	88
RECOMENDACIONES.....	90
Bibliografía.....	91
Anexo A.....	95
Anexo B.....	98
Anexo C.....	99



LISTA DE SÍMBOLOS

Lista de Símbolos

a	Resolución del instrumento.
C	Carbono.
sfc	Consumo específico de combustible [g/kWh].
APCI	Presión del aire al ingreso del compresor.
CH ₄	Metano.
CO	Monóxido de carbono.
CO _%	Porcentaje promedio de las emisiones de CO [%].
CO ₂	Dióxido de carbono.
CO _{2%}	Porcentaje promedio de CO ₂ [%].
C ₂ H ₂	Acetileno.
C ₂ H ₅ OH	Etanol.
C _n H _{2n}	Hidrocarburos saturados de cadena cerrada.
C _n H _{2n+2}	Hidrocarburos saturados de cadena abierta.
D	Desplazamiento del motor [l].
d	Distancia recorrida durante la prueba [km].
EE	Emisiones específicas [g/kWh].

E	Flujo másico demisiones del gas [g/s].
Fe	Dosado estequiométrico.
f_a	Factor atmosférico.
f_m	Factor del motor.
H	Hidrógeno
I_i	Señal de inyección de combustible.
$k(n)$	coeficiente del criterio de Chauvenet.
k_p	Factor de cobertura.
M_{CO}	Masa molecular de CO [g/mol].
M_{NOx}	Masa molecular de NOx [g/mol]
M_{CO_2}	Masa molecular de CO ₂ [g/mol].
M_{O_2}	Masa molecular de O ₂ [g/mol].
m_{comb}	Masa de combustible [kg].
m_{aire}	Masa de aire [kg].
\dot{m}_{aire}	Flujo de masa de aire [g/s].
\dot{m}_c	Flujo de masa de combustible [g/s].
NO _x	Óxidos de nitrógeno [ppm].
NO _{x%}	Porcentaje promedio de NO _x [%].

N	Velocidad del motor (revoluciones por minuto, rpm)
n	Número de mediciones de una muestra.
O_2	Oxígeno.
P	Presión dentro de la cámara de combustión [bar].
p_{atm}	Presión atmosférica [atm].
PCI_{etanol}	Poder calorífico del etanol [kJ/kg].
p_{adm}	Presión absoluta de admisión después del turbocompresor [bar].
P_e	Potencia efectiva ISO del motor [kW].
P_i	Presión absoluta en el punto i dentro de la cámara de combustión [bar].
PMC	Presión absoluta máxima dentro de la cámara de combustión [bar].
P_{m_i}	Presión absoluta media dentro de la cámara de combustión [bar].
p_r	Presión atmosférica referencia [kPa].
p_{sy}	Presión absoluta de vapor saturado del ambiente [kPa].
p_γ	Presión atmosférica durante el ensayo [kPa].
\dot{p}	Variación de la presión respecto al ángulo de giro cigüeñal [bar].
\dot{Q}_{aire}	Flujo volumétrico de aire [m ³ /s].
q	Número de subdivisiones realizadas a la resolución a .

q_c	Flujo másico de combustible por ciclo entre la relación de presiones de la admisión y el ambiente [kg/s].
s	Desviación estándar muestral.
R	Constante universal de los gases [0.08206 atm-l/ mol-K]
r_r	Relación de compresión entre la admisión de aire al motor y las condiciones ambientales.
T	Temperatura de los gases de combustión en el escape del vehículo [K].
T_e	Torque efectivo en condiciones ISO [N.m].
T_m	Torque medido por el dinamómetro a la salida del eje cigüeñal [N.m].
$T_{\text{ambiental}}$	Temperatura en el tubo de escape [K].
T_0	Tiempo inicial [s].
T_f	Tiempo final [s].
TRC	Tiempo de retraso de la combustión [s].
T_r	Temperatura referencial [°C].
T_y	Temperatura ambiental [°C].
u	Incertidumbre típica de tipo A
VIP	Tasa de cambio o velocidad del incremento de presión dentro de la cámara de combustión [bar/deg]
V_T	Volumen total desplazado [l].

\bar{x}	Media aritmética de una muestra.
x_i	Medición i con fluctuación alrededor de la media.
x_j	Medición tomada j asociada a i .
y	Función que asocia las mediciones tomadas con sus respectivas incertidumbres.
Y_i	Fracción molar del compuesto i en los gases de combustión.

Suscritos a letras griegas

α_c	Factor de corrección ISO.
λ	Factor lambda
i	Número de ciclos por vuelta [motor de 4 tiempos, $i=0.5$]
φ	Ángulo de giro cigüeñal [deg].
$\Delta\varphi$	Diferencia entre dos ángulos consecutivos [deg].
Δt	Tiempo de retraso de la combustión [s].
ϕ_y	Humedad relativa ambiental.
σ	Desviación estándar de una medición.
$\sigma_{\bar{x}}$	Desviación estándar de la media o incertidumbre estándar.
$\sigma(y)$	Incertidumbre combinada de la función $y = f(x_i)$.
σ_a	Incertidumbre de instrumento analógico.

- σ_d Incertidumbre de instrumento digital.
- σ_i Incertidumbre i asociada a la medición x_i .
- σ_p incertidumbre expandida.



INTRODUCCIÓN

Los motores de combustión interna alternativo han desarrollado un papel muy importante en el desarrollo industrial de la sociedad. Es así que se desarrollaron los motores de encendido por chispa (MECH) y los motores de encendido por compresión (MEC). Los MEC, por lo general, funcionan con combustible diésel; además, presentan una mejor eficiencia térmica a comparación de los MECH (Heywood, 2018). Sin embargo, debido a su gran relación de compresión y mezcla aire-combustible pobre, son causantes de altas emisiones de óxidos de nitrógeno (NO_x) y material particulado (MP) (Heywood, 2018). Además, conforme aumenta la altitud donde operan los motores Diésel, la emisión de MP se ve fuertemente incrementada, debido a la menor densidad del aire, provocando una caída del rendimiento térmico.

Con relación al combustible diesel, la Organización de Países Exportadores de Petróleo (OPEP) afirma que su demanda mundial crecerá más rápida que cualquier otro producto destilado, hacia el año 2030 (OPEP, 2019). Asimismo, se indica que los biocombustibles tendrán una mayor demanda por formar parte volumétrica en sustitución al diésel; una mezcla común de diésel con biodiésel y gasolina con etanol es el B22 y E10, 20 % de biodiésel en sustitución al diésel y 10 % de etanol en sustitución a la gasolina respectivamente en USA (EIA, 2018).

En el Perú, la demanda de este derivado, en miles de barriles por día (MBPD), se ha incrementado en los últimos años. Desde el 2013 hasta el 2018, su demanda creció en 18.9% y la tendencia sigue en alza (ver Figura 1). La producción nacional de diésel hasta el 2017 no llegó a superar los 70.9 BPD (ver Figura 2) en comparación a los 116.1 BPD de su demanda, conllevando a que se aumente la importación de este derivado (OSINERGMIN, 2018).

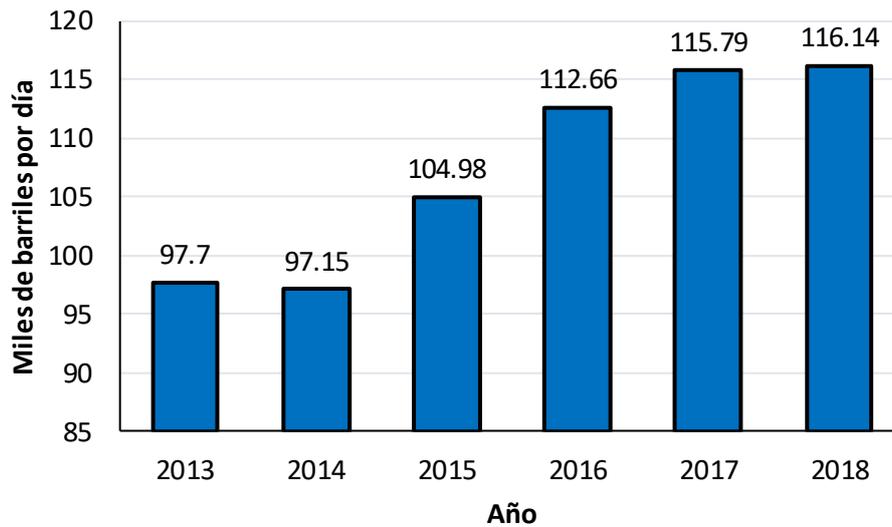


Figura 1 – Demanda nacional del consumo de Diésel (INEI, 2018).

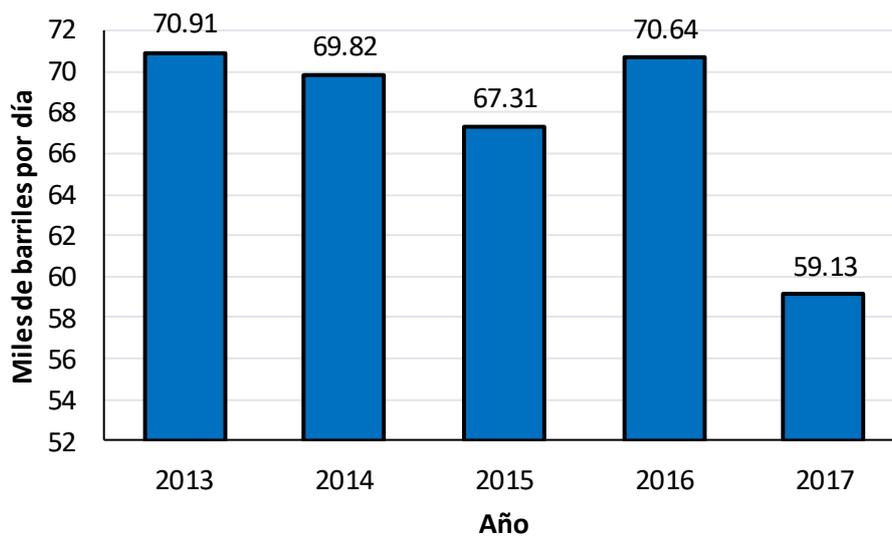
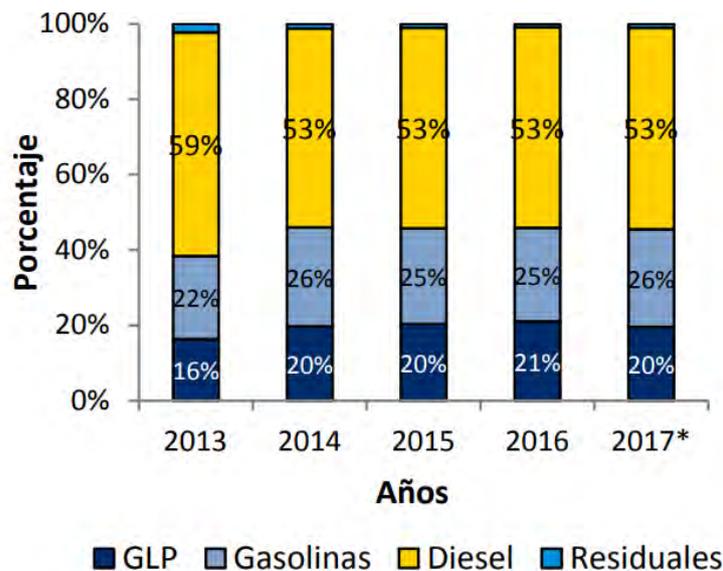


Figura 2 – Producción nacional de Diésel (OSINERGMIN, 2018).

En el Perú, al igual que en otros países latinoamericanos, el combustible de mayor demanda es el diésel, representando, en promedio, el 53% del mercado de combustibles desde el 2013 (ver Figura 3), debido a su gran uso en los sectores de transporte, residencial, comercio, industrias, minero, público, agropecuario y pesquero (GPAE, 2017). Y debido a la baja calidad de los combustibles, en Perú, desde el 2018, rige las normas de emisiones vehiculares Euro IV, Tier 2 y EPA 2007 (MINAM, 2018).



*Información de enero a abril

Figura 3 – Venta de combustibles a nivel nacional 2013 - 2017 (OSINERGMIN, 2018).

También, por ley nacional, el diésel y las gasolinas comercializadas no deberían contener azufre en una concentración superior a 50 ppm. Además, el diesel contiene 5% de biodiésel y las gasolinas 7.8%, en volumen. Mas no existe, la proyección de incrementar el porcentaje de estos biocombustibles mezclados al diesel y gasolina por iniciativa política (USDA, 2018). Para cumplir con este porcentaje de biodiésel, desde el 2012, el país viene importando el 95% de su consumo interno; y en el caso del etanol, desde el 2017, se pasó de exportador a importador, debido a diversos factores comerciales que conllevaron a la producción de azúcar en lugar del biocombustible. En los dos últimos años, la producción nacional de etanol representó, en promedio, el 87% de su consumo interno (USDA, 2018).

El Perú posee áreas agrícolas potenciales para la producción de biodiésel y bioetanol (USDA, 2018). La aplicación de incentivos fiscales para la producción de biocombustibles, y un mayor número de estudios sobre el uso de etanol en motores funcionando a distintas condiciones de altitud, típica en países influenciados por la Cordillera de los Andes, contribuirían a reducir el impacto de la balanza comercial deficitaria del sector combustible en el país y en otras regiones

altoandinas. El Perú, siendo un país de antigua tradición minera, desarrolla megaproyectos sobre los 2000 a 5000 m de altitud y uno de los grandes consumidores de energía en este sector recae sobre el transporte del mineral, que hoy por hoy se hace utilizando camiones que consumen grandes volúmenes de diesel (aproximadamente 1500 galones / día).

En China, investigadores como Lei *et al.* (2010) y Lei *et al.* (2011) evaluaron el uso de etanol en sustitución al diesel en porcentajes de 10, 15, 20 y 30 % v/v en motores Diesel funcionando en altitudes simuladas de hasta 2000 m, en un laboratorio ubicado a 100 m de altura. Sus resultados muestran ligeros incrementos en las emisiones de HC y CO, sin mostrar cambios en las emisiones de NOx. Asimismo, Liu *et al.* (2014) realizó investigaciones con mezclas diésel y etanol con un nivel de oxigenación de 2, 2.5 y 3.2 %, las cuales demuestran que las emisiones de material particulado y consumo específico de combustible se reducen con el uso de etanol en el diésel, siendo más notable esta reducción en condiciones de altitud.

Estos resultados motivan un mayor desarrollo de pruebas bajo otras condiciones experimentales circunscritas a la región altoandina. En el presente trabajo, se investigan los efectos de las mezclas diesel-biodiésel-etanol en un motor Diesel funcionando a distintas presiones del aire de admisión al ingreso del compresor, de modo a simular parcialmente la operación en altitud, durante pruebas simuladas a 100 m sobre el nivel del mar.

Para el estudio, se desarrollan las mezclas de etanol anhidro (E, de 0 hasta 13.5% v/v) mezclados al combustible diésel 2 (D, de 95 a 80% v/v), utilizando el aceite de ricino en 1 % del porcentaje volumétrico de la mezcla como solvente que, mezclado al diésel comercial en el Perú (B5 S-50), genera una composición de biodiésel (B, de 5 a 6.5% v/v), lo cual forma las mezclas D95B5E0, D85B6E9 y D80B6.5E13.5 sin el peligro de existir la separación de fase (Kwancharcon *et al.*, 2007). Cabe mencionar que, en el Perú, el combustible diésel comercial es el DB5 (95 % v/v de diésel 2 y 5% v/v de biodiesel); este combustible es tomado como

combustible de referencia. Las propiedades del etanol, diésel comercial y biodiesel se encuentran los Anexos A.1, A.2 y A.3.

Bajo las mezclas mencionadas, se analizan los efectos sobre el proceso de combustión (tasa de liberación de calor, tasa de incremento de presión y presión máxima), desempeño energético a través del cec (consumo específico de combustible) y las emisiones contaminantes de un motor Diésel sobrealimentado, operando en condiciones estacionarias.

I.2. Definición del problema

I.2.1. Problema

Los motores Diésel emiten elevadas concentraciones de óxidos de nitrógeno, monóxido de carbono y dióxidos de carbono, siendo esta característica más notoria en condiciones de aire enrarecido a grandes altitudes sobre el nivel del mar, donde se suma la caída del rendimiento efectivo del motor; además, se genera una combustión anormal que disminuye el tiempo de vida de los componentes internos del motor, incrementa el consumo específico de combustible y las emisiones contaminantes de NO_x , CO y CO_2 .

Las tecnologías actuales de motores Diésel que operan en condiciones de altitud consiguen recuperar parte de sus prestaciones reducidas con ayuda de sistemas de sobrealimentación del aire de admisión (turbocompresores); sin embargo, estos componentes aumentan el costo y dimensionamiento del motor. Por lo tanto, es necesario evaluar otras opciones que permitan mejorar las prestaciones del motor sin modificaciones significativas de su configuración original.

I.2.2. Propuesta solución

Desarrollo de un modelo termodinámico y técnicas numéricas para evaluar los efectos de nuevas composiciones de combustibles sobre la tasa de liberación de calor, inicio de la

combustión, tasa de incremento de presión al interior del cilindro y presión máxima durante el proceso de combustión. Asimismo, cuantificar y evaluar el consumo específico de combustible y emisiones específicas contaminantes de NO_x, CO y CO₂. Todos estos parámetros serán estudiados para evaluar una mezcla de diésel conteniendo hasta 13.5 % v/v de etanol y, con la finalidad de evitar la separación de fases y asegurar la lubricidad de la mezcla, se usará 1.5% v/v de aceite de ricino (Tongroon et al., 2019, Muralee et al., 2016, Wei et al., 2016, Liu et al., 2014, Shahirn et al., 2015, Lei et al., 2011 y Liu et al., 2014). Se espera que esta mezcla pueda mejorar la eficiencia del motor con menores emisiones, incluso en pruebas simulando condiciones de altitud como las que se realizan en este estudio.

I.2.3. Justificación

Los motores de combustión interna de encendido por compresión utilizan el combustible diésel como fuente principal de energía, el cual es un recurso no renovable y dañino al medio ambiente; además, su precio depende mucho de la estabilidad de los países exportadores del mismo. En dicho escenario, los biocombustibles representan una alternativa muy favorable como sustitución parcial o total del diésel. El Perú, al poseer zonas favorables para la producción de biocombustibles, como el biodiésel y etanol, tiene una potencial fuente de energía que ayudaría a un mejor sustento económico en el sector energético; además, generaría puestos de trabajo y dinamizaría la economía nacional. Por otro lado, el etanol con biodiésel mezclado al diésel mejoraría el proceso de combustión en diferentes condiciones de altitud, generando buenos resultados en temas de las emisiones de NO_x, CO y CO₂ sin afectar el consumo específico de combustible; y, alargando más la vida de los componentes mecánicos del motor, sin realizar modificaciones sobre la configuración original del motor.

I.2.4. Hipótesis

El efecto del uso de etanol junto al aceite de ricino como biodiésel y solvente, en sustitución volumétrica al diésel, permitirá reducir algunas especies contaminantes (CO y NO_x) y de efecto invernadero (CO₂) sin alterar el consumo de combustible y los parámetros vinculados al proceso de combustión (mayor tasa de liberación de calor, tasa de incremento de presión y presión máxima dentro de la cámara de combustión), reduciendo las emisiones contaminantes de NO_x, CO y CO₂ sin afectar significativamente el consumo específico de combustible del motor con o sin altitud simulada.

II. Objetivos

II.1. Objetivos generales

Investigar los efectos de la mezcla diésel comercial-biodiésel-etanol, evitando la separación de fase entre componentes, sobre el proceso de combustión, desempeño y emisiones contaminantes en un motor encendido por compresión de 240 kW.

II.2. Objetivos específicos

- Definir tres mezclas estables de diésel-biodiésel-etanol y estimar sus principales propiedades físico-químicas.
- Implementar un protocolo de instrumentación y pruebas para un motor Diésel usando mezclas diésel-biodiésel-etanol.
- Evaluar los efectos de la combustión, el consumo específico de combustible y las emisiones de los gases de escape del motor bajo estudio.
- Simular parcialmente la operación del motor en altitud y evaluar sus efectos sobre las prestaciones del motor.

CAPÍTULO 1

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1. Motor de encendido por compresión

Los motores de encendido por compresión (MEC) nacieron gracias a la idea de Rudolf Diésel, la cual establecía que el ciclo de los MEC sea bien análogo a los del ciclo Carnot. En tal sentido, la inyección de combustible se debía realizar en el punto muerto superior (PMS) de la cámara de combustión y la expansión sea lo más isotérmica posible (Heywood, 2018).

Los motores de encendido por compresión son utilizados principalmente en aplicaciones donde se requiera una gran carga de trabajo, ya que los MEC pueden realizar una gran relación compresión a comparación de sus similares que son los motores de encendido por chispa (MECH).

Los motores de encendido por compresión se pueden clasificar por el número de ciclos que realizan; estos pueden ser de dos tiempos o de cuatro tiempos, los cuales van a depender de las aplicaciones requeridas. Por otro lado, los MEC pueden poseer sistema de inyección directa o indirecta; cabe mencionar que los sistemas de inyección indirecta son una tecnología antigua que ya no es utilizada en los motores modernos (Payri *et al.*, 2011).

1.2. Combustión en motores de encendido por compresión

El proceso de combustión en los MEC se produce cuando la mezcla aire- combustible se forma a alta temperatura y químicamente inestable.

Este suceso ocurre cuando el pistón se encuentra en el punto muerto superior (PMS); en dicho instante, se inyecta un flujo de combustible a una muy elevada presión (500 -2000 bar), el cual se debe mezclar con el aire comprimido (densidad entre 10 y 50 kg/m³) y a una elevada temperatura dentro de la cámara de combustión (900 - 1000 K). Estas condiciones hacen que la mezcla aire – combustible sean químicamente inestables, lo cual origina en inicio de la combustión (Heywood, 2018).

1.2.1. Fases de la combustión

Las fases de la combustión están determinadas en tres etapas, desde la inyección de combustible hasta el final del proceso de combustión. La Figura 4 presenta la evolución de la tasa de inyección, tasa de calor liberado (DFQL) y presión dentro del cilindro durante las fases de la combustión en los MEC (Payri *et al.*, 2011).

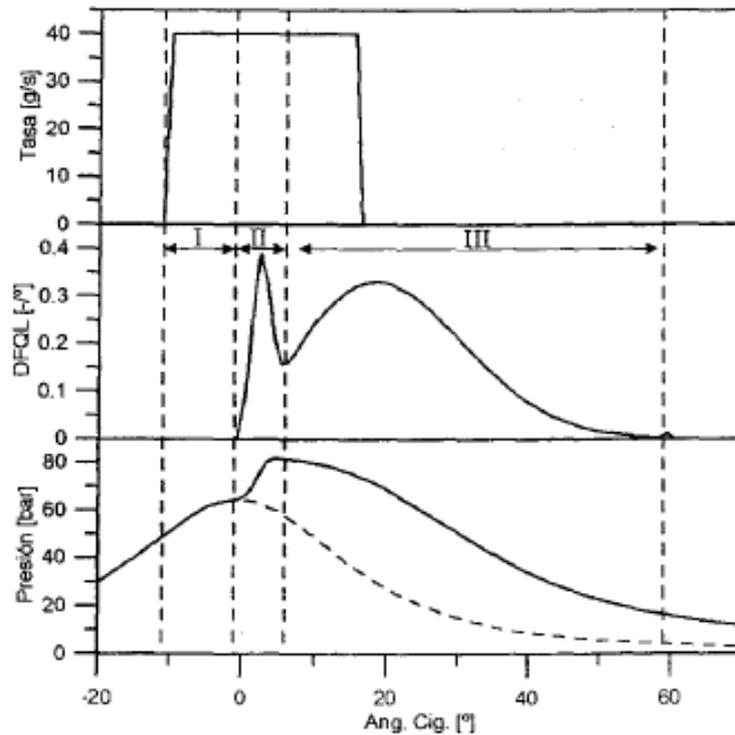


Figura 4 - Fases de la combustión en un MEC (Payri *et al.*, 2011)

1.2.1.1. Fase I

Retraso del autoencendido: sin liberación de calor. Inicia con la inyección de combustible y termina con el inicio de la combustión (Heywood, 2018).

1.2.1.2. Fase II

Combustión premezclada: comienza con el inicio del primer encendido de llama y finaliza con la culminación de esta, terminando el primer pico de la liberación de calor. Se caracteriza por ser una fase corta, pero con una gran liberación de calor. Además, crea una gradiente de presión dentro de la cámara de combustión que es responsable de un sonido típico en los motores MEC (Heywood, 2018).

1.2.1.3. Fase III

Combustión por difusión: Empieza desde el final de la combustión premezclada hasta el final del proceso de la combustión. Suele ser dividida en dos partes, la cual toma como referencia el

final de la inyección de combustible. En consecuencia, se habla de una combustión por difusión principal hasta el final de la inyección; y combustión por difusión tardía, a partir de ese punto.

1.3. Combustibles

1.3.1. Definición

Los combustibles fósiles son sustancias capaces de reaccionar exotérmicamente con el oxígeno. Dicha reacción transforma la estructura molecular asociada a la mezcla en energía térmica.

Los combustibles se dividen en sólidos, líquidos y gaseosos. Sin embargo, los MCIAs requieren elevadas velocidades de mezcla y reacción, por tanto, los combustibles líquidos y gaseosos se adecuan perfectamente; en consecuencia, se descarta el uso de combustibles sólidos como el carbón o la biomasa sin procesar químicamente. La clasificación de los combustibles utilizados en MCIAs se presenta en la figura 5 (Payri *et al.*, 2011).

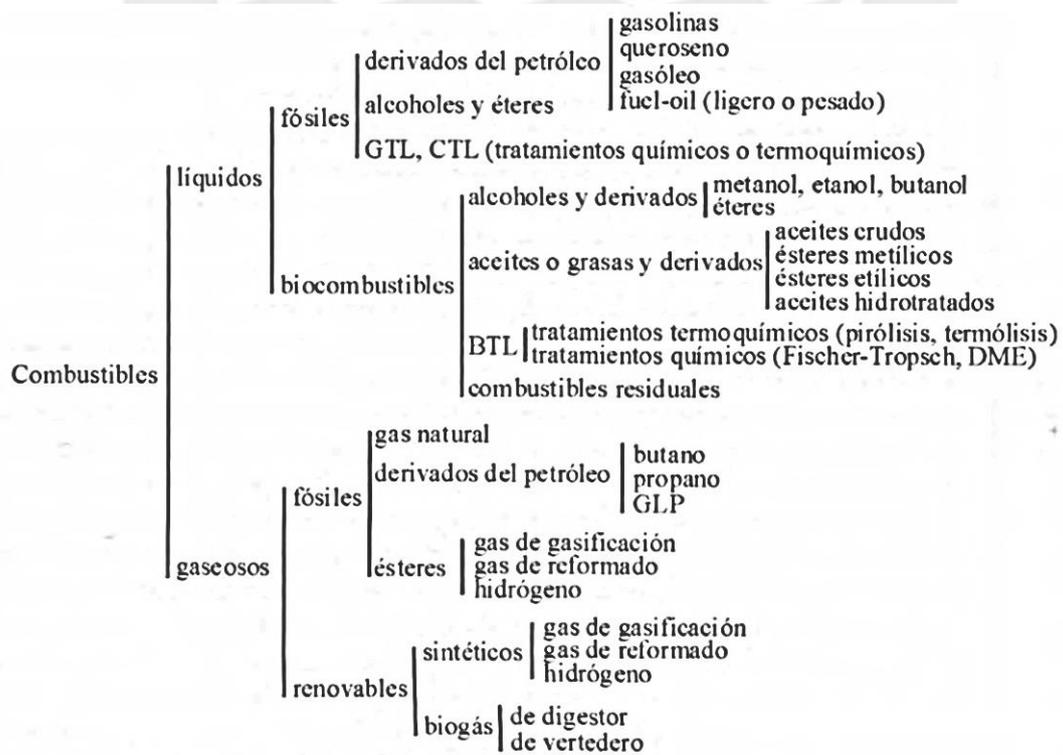


Figura 5 - Clasificación de los combustibles utilizados en MCIA (Payri *et al.*, 2011)

1.3.2. Combustible diésel

El diésel es un combustible derivado del petróleo predominantemente constituido por hidrocarburos alifáticos que contienen de 9 a 28 átomos de carbono en la cadena. Durante el proceso de producción, el diésel es destilado a temperaturas en el rango de 433 a 683 K, mientras que la gasolina destila en el rango de 353 a 393 K. El diésel contiene todavía otros compuestos que destilan en el mismo rango de temperatura, tales como los hidrocarburos policíclicos aromáticos y sus derivados alquílicos. Otra característica importante es su contenido de azufre, que varía de 0.1 a 0.5%. Para referirse a la calidad del Diésel como combustible, se utiliza como parámetro el número de cetano, que es similar al número de octano para la gasolina 33.34. Comercialmente, la composición del diésel varía mucho debido a diferentes orígenes del petróleo utilizado como materia prima y diferentes procesos de refinado (Payri *et al.*, 2011).

Por otro lado, el diésel tiene una gran densidad energética (poder calorífico alrededor de 45 MJ/kg) que junto a su facilidad de almacenamiento en condiciones ambientales confieren al motor una gran autonomía y un sistema de alimentación relativamente sencillo que hacen que este combustible sea ventajoso para su consumo en MCIA en general, y en particular para su consumo en el sector de la automoción (Payri *et al.*, 2011).

1.3.3. Biodiésel

El biodiésel es un biocombustible líquido generado por elementos renovables, como la grasa animal o aceites vegetales, que actualmente sustituye parcial o totalmente al Diésel de petróleo en los MEC (Medina *et al.*, 2012).

Este biocombustible se produce a partir de lípidos de origen natural (grasas animales y aceites vegetales), los cuales tienen que ser sometidos a un proceso de transesterificación (ver Figura 6). Es importante mencionar que las propiedades de los aceites vegetales han sido estudiadas desde finales del siglo XIX. Rudolf Diésel realizó estos estudios durante la invención del motor Diésel, pero no fueron vistas tan importantes como el diésel, ya que el derivado de petróleo parecía ser un combustible inagotable (Medina *et al.*, 2012).

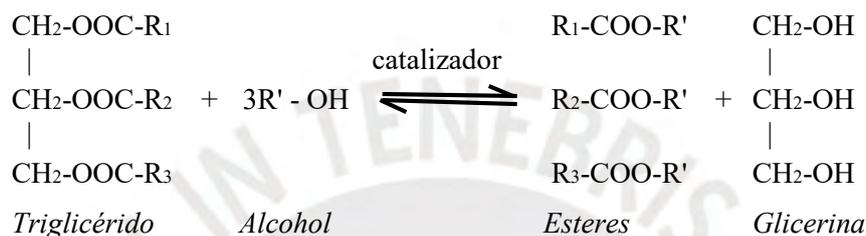


Figura 6 - Reacción de transesterificación para la producción de biodiésel (Medina *et al.*, 2012)

Los estudios sobre la producción de biodiésel tienen mucha documentación sobre su producción a partir de los aceites vegetales refinados; sin embargo, es incierto los efectos sobre el sector agropecuario. La Tabla 1 presenta las materias primas utilizadas.

Tabla 1 - Materias primas utilizadas en la producción de biodiésel (Medina *et al.*, 2011).

Aceites vegetales convencionales	Aceites vegetales alternativos	Otras fuentes
Aceite de girasol Aceite de colza Aceite de soya Aceite de coco Aceite de palma	Aceite de <i>Brassica carinata</i> Aceite de <i>Cynara cardunculus</i> Aceite de <i>Camelina sativa</i> Aceite de <i>Crambe abyssinica</i> Aceite de <i>Pogonius</i> Aceite de <i>Jatropha curcas</i>	Aceite de semillas modificadas genéticamente Grasas animales Aceites de fritura usados Aceites producidos por microorganismos y microalgas

1.3.4. Etanol

El etanol (alcohol etílico CH₃CH₂OH) es un líquido incoloro de olor característico. La composición química del etanol está formada por una cadena de dos carbonos y un radical OH, lo cual es característico de los alcoholes. El etanol es el producto a partir del almidón de granos; el bioetanol es a partir de la biomasa celulósica y el alcohol de caña es producto de la caña de

azúcar. Por otro lado, mediante la destilación, se puede obtener etanol con un porcentaje de 96% y agua de 4% (combustible con posibilidad de ser utilizado en los motores MECH). Sin embargo, con fines de mejorar el índice de octanaje y PCI del combustible, mediante métodos alternativos, se puede obtener el etanol anhidro con una pureza superior al 99 %; el etanol anhidro es utilizado para la producción de gasohol que es la mezcla gasolina con etanol (Rojas *et al.*, 2006).

1.3.5. Aceite de ricino

En este proyecto, se incrementó el porcentaje total del biodiesel utilizando el aceite de ricino para evitar la separación de fase entre el etanol y el diésel comercial. Además, esto permitiría mantener la lubricidad de la mezcla (Kwancharcon *et al.*, 2007).

El aceite de higuera (aceite de ricino o de castor) se obtiene a partir de las semillas de higuera (*Ricinus Communis*). Se tiene como principal componente el ácido ricinoleico, el cual se encuentra formando el triglicérido simple denominado triricinoleína; dicha concentración en porcentaje por peso es cercana al 90%. Por otra parte, el aceite de higuera puede presentar pequeñas dosis de triestearina, tripalmitina y otros triglicéridos mixtos. El aceite de higuera es líquido muy viscoso, bajo punto de solidificación y miscible en ácido acético y alcohol (Medina *et al.*, 2007).

La materia prima es extraída de la semilla de higuera que crece de manera silvestre en climas tropicales; ésta planta tiene la característica de no necesitar una temperatura o humedad relativa específica por lo que es confundido con la maleza. Por otro lado, esta semilla no es comestible por lo que no es competencia con la industria alimentaria. Asimismo, se puede cultivar la higuera en pequeñas escalas, lo cual daría mayores oportunidades de trabajo a los agricultores (Reyes *et al.*, 2009).

Además, por su gran diversificación, fácil adquisición y bajo costo, lo hace idóneo para las pruebas experimentales como aditivo al etanol en mezcla con el diésel comercial.

1.3.6. Propiedades físico – químicas de los combustibles

1.3.6.1. Densidad

La densidad se define como la masa sobre unidad de volumen de un fluido. En los combustibles, la densidad es dependiente de la temperatura y presión, siendo la temperatura la más influyente. Por otra parte, en los sistemas de inyección, varía la densidad del combustible, ya que la temperatura puede llegar a los 100 °C en un extremo del inyector, a causa de la alta presión de inyección que supera los 1000 bar en MEC y 100 bar en MECH de inyección directa y, además, debido al calentamiento por estar cerca de la cámara de combustión (Payri *et al.*, 2011).

1.3.6.2. Viscosidad y lubricidad

No tanto como en el caso de la lubricidad, la viscosidad cinemática es un parámetro importante en los combustibles, ya que su valor debe ser relativamente bajo para que pueda circular por los circuitos de alimentación sin originar pérdidas de carga. En otros casos como el gasoil diésel, debe ser alta para cumplir ciertos requerimientos de los lubricantes.

Por otro lado, la lubricidad indica la capacidad lubricante de los combustibles que cuantifica el desgaste que se puede generar en los componentes del motor. En el diésel, la pérdida de lubricidad a causa de los procesos de desulfuración es compensada con aditivos o añadiendo biodiésel. Estudios han demostrado que, añadiendo biodiésel al diésel, se mejora la lubricidad del combustible. Finalmente, a pesar que la viscosidad y lubricidad están relacionadas, son propiedades diferentes; la primera es una propiedad reológica y la segunda es tribológica. Existen casos donde la viscosidad y lubricidad presentan efectos opuestos; por ejemplo, el

grado de insaturación disminuye la viscosidad, pero incrementa la lubricidad (Payri *et al.*, 2011).

1.3.6.3. Inflamabilidad

- Límite de inflamabilidad: existen dos límites de inflamabilidad, ya sea límite superior o límite inferior. Si bien, son dependientes de la presión y la temperatura; para que exista la combustión la mezcla aire y combustible evaporado debe estar entre los límites inferior y superior de inflamabilidad. La Tabla 2 presenta los límites de inflamabilidad de algunos combustibles para una presión de 1 atm y a 20 °C (Payri *et al.*, 2011).

Tabla 2 – Límites de inflamabilidad de diferentes combustibles con el aire (Payri *et al.*, 2011)

Combustible	Relación másica aire – combustible		
	Límite inferior	Estequiométrico	Límite superior
Metanol	12.6	6.5	1.6
Etanol	18.5	9.0	2.7
n – Octano	26.5	15.1	7.7
Isoctano	31.9	15.1	4.0
Gasolina	18.2	14.6	3.1

- Temperatura de auto inflamación: es la mínima temperatura que requiere el combustible para auto inflamarse. Esta característica depende mucho de la presión y la relación de la mezcla aire-combustible (Payri *et al.*, 2011).
- Número de Centano (CN): El número de cetano indica el tiempo de retraso de la combustión una vez inyectado el combustible y culminando con el inicio de la llama. Un alto número de cetano reduce el tiempo de retraso de la combustión. Su valor numérico indica la concentración de n-hexadecano (cetano) en heptametilnonano (isocetano), las

cuales tienen una referencia que se asigna entre 100 y 15, respectivamente (Payri *et al.*, 2011).

1.3.6.4. Volatilidad y entalpía de vaporización

La volatilidad es la predisposición de los combustibles a evaporarse; mientras más baja sea la temperatura de evaporación del combustible, este será más volátil; la mayoría de combustibles son multicomponentes, por lo que no poseen una temperatura de ebullición fija. La Figura 7 presenta las curvas de destilación obtenida mediante la norma EN – 3405 o ASTM D86, a presión atmosférica; la gráfica presenta al porcentaje de combustible evaporado conforme se incremente la temperatura (Payri *et al.*, 2011).

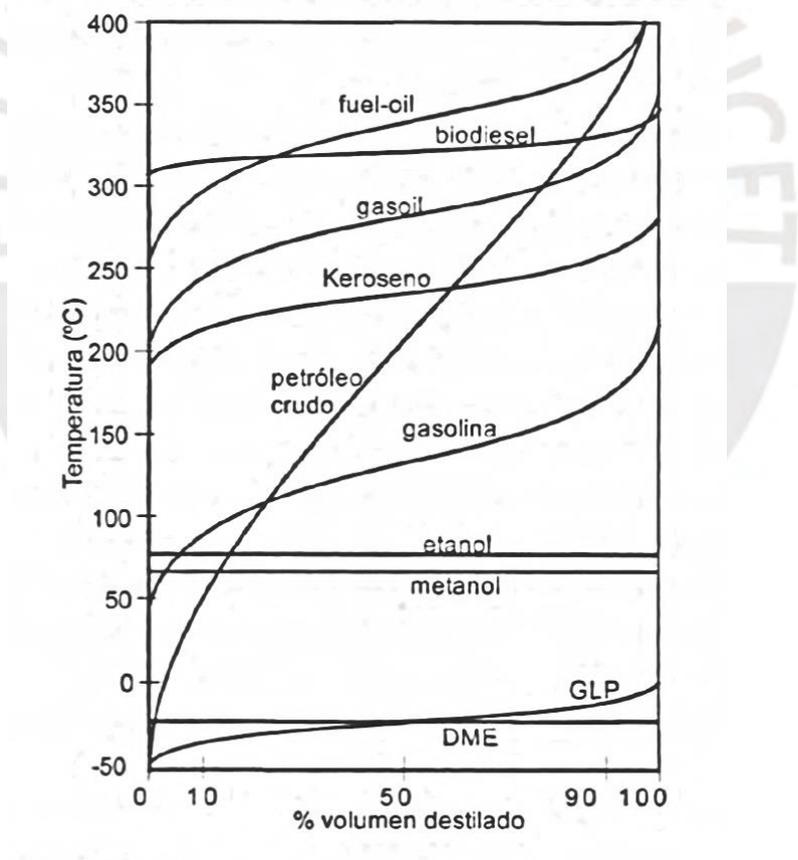


Figura 7 - Volatilidad de diferentes combustibles bajo diferente porcentaje de volumen de destilado y temperatura (Payri *et al.*, 2011).

Por otro lado, un líquido es más volátil cuando presenta una mayor presión de vapor. Una alta presión de vapor o temperaturas bajas para un porcentaje de evaporación menores al 10 % puede generar taponés de vapor en los conductos de combustible; en cambio temperaturas altas para un porcentaje de vaporización menor al 10 % puede generar dificultad en el arranque de los MECH. Por otro lado, porcentajes de vapor superiores al 90 % puede ocasionar depósitos en la cámara de combustión, ensuciamiento de bujías y emisiones de material particulado (Payri *et al.*, 2011).

Es importante conocer entalpía de vaporización, la cual indica la energía que absorbe el combustible del ambiente para evaporarse. Esto puede enfriar las líneas de alimentación del combustible o el mismo proceso de la combustión, lo cual puede apagar la llama (complicaciones del arranque en frío), produciendo mayores emisiones contaminantes (Payri *et al.*, 2011).

1.3.7. Parámetros termoquímicos de los combustibles

El poder calorífico de los combustibles es la energía liberada durante el proceso de la combustión, la cual finaliza cuando los productos terminan a las mismas condiciones de presión y temperatura que los reactivos. Por lo general, la temperatura en condiciones ambientales es 25 °C. Por otro lado, la mayoría de combustibles requeridos en los motores de combustión interna presentan hidrógeno como parte de su composición. Esto hace que los productos presenten agua, la cual puede estar en estado vapor o líquido; por esta razón, se define el poder calorífico superior e inferior (Payri *et al.*, 2011).

- Poder calorífico superior se le considera cuando en los productos el agua está en estado líquido, ya que cedió parte de su energía de vaporización y llegó a condiciones estándar.
- Poder calorífico inferior. Se le considera cuando el agua se encuentra en estado de vapor en los productos.

La Tabla 3 presenta el poder calorífico de algunos combustibles.

Tabla 3 - Poder calorífico superior e inferior de algunos combustibles, en base másica y volumétrica (condiciones normales para gases) (Payri *et al.*, 2011).

Combustible	PCS, (kJ/kg)	PCI _p (kJ/kg)	PCI _p (kJ/Nm ³)	
			(gases)	(líquidos)
Metano	55522	50032	35723	
Propano	50325	46334	90958	
Butano	49210	45277	117163	
Metanol	22884	20094		15900
Etanol	29847	26952		21276
Butanol	36020	33090		26793
MTBE	37957	35108		26155
ETBE	39247	36315		27127
DME	31681	28882	59274	
GLP	50152	46607	104060	
Gasolina	46500	43400		32442
Gasoil	45000	42400		35298
Fuel-oil	42200	40500		37867
BioDiesel (FAME)	40170	37530		33026
Fischer-Tropsch Diesel	45471	43247		33862
n-Dodecano	47764	44422		33316
Hidrógeno	142180	120210	10727	
Monóxido de carbono	10110	10110	12630	

La temperatura adiabática de llama es la máxima temperatura que logra la combustión en condiciones adiabáticas. Cabe mencionar que, en los motores de combustión interna, la temperatura que alcanzan los productos es muy cercana a la temperatura adiabática de llama, ya que se realiza en un tiempo bien corto donde la transferencia de calor es casi nula; además que, al realizarse en el punto muerto superior, la velocidad del pistón es reducida favoreciendo la temperatura de los productos. Por otro lado, la temperatura adiabática de llama debería ocurrir cuando la relación aire - combustible es estequiométrica; sin embargo, esto ocurre en relaciones aire - combustible ligeramente ricos, ya que existe disociaciones al momento de producirse la combustión (Payri *et al.*, 2011).

1.3.8. Separación de fase de los combustibles

La necesidad de evitar la dependencia del combustible diésel conllevó a utilizar combustibles alternativos como el etanol en sustitución al diésel; sin embargo, dicha mezcla puede ocasionar separación de fase. El biodiésel es un aditivo muy utilizado para evitar la separación de fase en las mezclas diésel – etanol; el comportamiento de sus moléculas polares y no polares del biodiésel se asocian muy correctamente para completar el enlace polar con el combustible diésel y enlace no polar con el etanol (Hanna *et al.*, 2004). La separación de fase ha sido ampliamente estudiada para diferentes concentraciones y temperaturas de almacenamiento. La Figura 8 presenta un diagrama de separación de fase para las mezclas diésel-biodiésel-etanol (etanol anhidro con 99,5% de pureza y a 20 °C); según se observa, la separación de fase se genera a partir de una sustitución del diésel por el etanol a partir de 30 % v/v (Kwancharcon *et al.*, 2007).

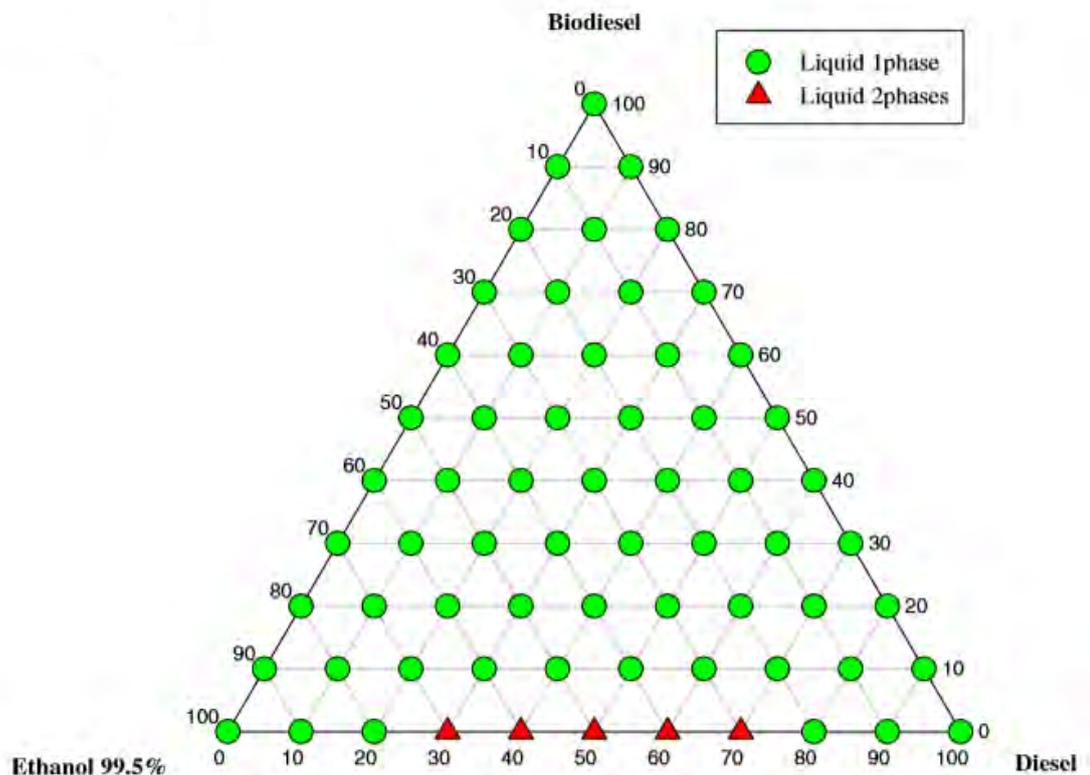


Figura 8 – Separación de fase de las mezclas diésel-biodiésel-etanol a 20 °C y etanol anhidro a 99,5% de pureza (Kwancharcon *et al.*, 2007).

CAPÍTULO 2

A continuación, en el presente capítulo, se expone un conjunto de artículos vinculados al tema de estudio y desarrollado en los últimos 20 años.

ESTADO DEL ARTE

Hansen, Zhang y Lyne (2005) estudiaron el comportamiento de la mezcla etanol-Diésel tanto sus propiedades físico químicas como sus efectos sobre el desempeño del motor, durabilidad y emisiones contaminantes. Dichos investigadores desarrollaron mezclas de Diésel etanol en porcentajes de 10 y 15 % de etanol en la mezcla con el diésel y 2.35 % con el aditivo PEC (aditivo especial desarrollado por *Pure Aditive Corporation*). Los investigadores concluyeron que, al añadir etanol al diésel, el poder calorífico inferior (PCI) de la mezcla asumiría una penalidad, ya que el PCI del etanol es menor al diésel. Sin embargo, en la práctica, el desempeño del motor no sufrió una gran variación. Por otro lado, la durabilidad de los componentes del motor se vio afectados con el uso de estas mezclas en comparación con el uso de solamente diésel, ya que la viscosidad del combustible disminuye con incremento del etanol. En consecuencia, los autores afirman que el asunto debería ir en colaboración con las empresas manufactureras de motores. En temas de emisiones se concluye que el material particulado disminuye 14, 2 y 10 %; así como las emisiones de CO disminuyeron entre 7 y 20 % debido al incremento de etanol en la mezcla.

Rodriguez (1990) realizó ensayos utilizando mezclas de diésel, etanol y agua en un tractor Allis Chalmers 5020 de dos cilindros y 1263 cm³ de cilindrada. El motor poseía un sistema dual para la mezcla. El sistema dual alimentaba el combustible diésel (ACPM) por medio de inyectores y la mezcla de etanol con agua a través de un carburador instalado en la admisión del motor. La Tabla 4 presenta las propiedades y la concentración del combustible utilizado. El experimento se realizó en dos etapas: la primera para determinar el ángulo de avance óptimo

de la inyección de combustible diésel, de 2° en 2°, desde 18 a 26° antes del punto muerto superior (APMS); y la segunda para determinar la respuesta del motor a carga y velocidad variable, el cual modificaba la velocidad de (800 a 2500 rpm) y a una máxima potencia por cada régimen.

Tabla 4 - Propiedades de las mezclas diésel (ACPM) - etanol – agua utilizado por Rodríguez (1990).

Combustible	% en volumen			ρ_R	PCI
	ACPM	Etanol	Agua		
ACPM	100			0.859	41 740
Etanol		100		0.811	25 640
Etanol – agua		80	20	0.868	20 240
Etanol - agua		60	40	0.912	14 575

A partir de los ensayos (ver Figura 8 y 9), se encontró que la potencia máxima en el motor con alimentación únicamente de diésel fue 15.4 kW @ 2200 rpm, con inyección de combustible a 20° APMS. Por otro lado, los ensayos con diésel-etanol-agua lograron una potencia de 16.4 kW @ 2350 rpm, con inyección a 22° APMS. Esto representó un 6.5 % del aumento en la potencia máxima. Además, la caída del torque a altas velocidades fue leve al utilizar la mezcla etanol-agua; indicando que el motor conserva su capacidad para realizar trabajos sobre este rango de regímenes.

La máxima contribución de etanol sobre el diésel fue de 32 %. Además, la eficiencia térmica incrementa con la sobrealimentación de la mezcla diésel-etanol-agua. Finalmente, el investigador afirma que no se requieren alcoholes de alta pureza para alimentar el motor. Mezclas de etanol con 40% de agua mantienen la capacidad de trabajo del motor.

Solis *et al.* (2016) realizaron ensayos para determinar la potencia efectiva, torque, consumo específico de combustible e índice de elasticidad en un motor de agricultura usando combustibles diésel B5 y sus mezclas con etanol anhidro (E) bajo los siguientes porcentajes:

3% (ED3), 6% (ED6), 9% (ED9), 12% (ED12) y 15% (ED15). A partir de ello, observaron que la máxima potencia se obtuvo para los combustibles ED3, B5 y ED6 con valores máximos de 76.07, 75.92 y 75.46 kW respectivamente. En cambio, las mezclas ED9, ED12 y ED15 presentaron reducciones en la potencia efectiva máxima de 3.32, 3.74 y 7.53 % respectivamente. Sin embargo, los autores no fundamentan la caída de potencia del motor. Por otro lado, con respecto al torque, los valores medidos para B5 y ED3 no difieren mucho; en contraste, la mezcla ED12 y ED15 presentaron reducciones de 2.91% (10.8 N.m) y 6.29% (23.36 Nm) en comparación al diésel B5. Dichas reducciones fueron explicadas por el incremento del número de cetano y bajo poder calorífico del etanol. Para el consumo específico de combustible, se observó que este disminuyó a medida que se incrementó la concentración de etanol en la mezcla con excepción del ED3, el cual no presentó un cambio sustancial. Finalmente, el índice de elasticidad de los combustibles B5, ED3, ED6, ED9, ED13 y ED15 disminuyó conforme se incrementó el porcentaje de etanol en la mezcla, con valores de 1.64, 1.68, 1.58, 1.58, 1.51, 1.52 respectivamente. Los autores concluyeron que el etanol en el diésel se puede utilizar sin presentar cambios en el desempeño del motor para valores de etanol menores al 12%.

Sahin y Durgun (2016) realizaron estudios para determinar los efectos del etanol (EF) sobre el diésel en parámetros de desempeño y emisiones de NO_x de un motor Diésel de aspiración natural. El etanol fue suministrado por medio de un carburador en la admisión de aire del motor, el cual ajustaba la inyección de etanol por un tornillo, en porcentajes de 2, 4, 6, 8, 10 y 12% del volumen aproximadamente (EFO). Además, el ensayo fue realizado a tasas de entrega de combustible (FDR) de 1/1FDR y 3/4FDR y seis velocidades diferentes: 1500, 2000, 3000, 3500 y 4000 rpm (Sahin *et al.*, 2016).

Los resultados presentaron reducción de las emisiones de NO_x con valores superiores a 6.68 % y máxima reducción de 8.12 % a 2000 RPM y ~ 8% EF. Similar reducción de emisiones de NO_x se presentaron para 3/4 de FDR con disminución superior al 4.0 % y máxima caída de 18.06 % a 4000 RPM para ~7.3 % de EFR.

Para 1/1 FDR, la potencia efectiva sufrió un incremento concorde subió la velocidad del motor; además, el etanol en porcentajes de 1.5 a 6 %, generó un aumento de la potencia efectiva en 2.71 % en promedio. Por otro lado, el consumo específico de combustible decreció 5.3 % en promedio, con el aumento de etanol en el diésel. La potencia eficiencia efectiva incrementó a mayor EF, con un promedio de 9.48 % para 9.97 y 11.16 % de EFRs.

El EF incrementó la presión dentro de la cámara de combustión para 1/1 y 3/4 FDRs. Esto fue atribuido al retraso del autoencendido a causa del enfriamiento por la vaporización del etanol, ya que permitió obtener más tiempo para que se homogenice el combustible con el aire.

Dugru y Bulut (2016) realizaron experimentos con mezclas etanol - diésel y canola – diésel en un motor Diésel. Las mezclas analizadas fueron en porcentajes volumétricos de 5 % (B5 y E5), 10 % (B10 y E10) y 15 % (B15 y E15) tanto para las mezclas canola – diésel y etanol – diésel. Las pruebas fueron realizadas para determinar los parámetros de torque, potencia efectiva, consumo específico de combustible y eficiencia efectiva para velocidades del motor entre 1200 y 2400 rpm con intervalos de 400 rpm.

Los resultados presentaron que las mezclas de canola y diésel disminuyeron el torque y la potencia efectiva, el cual fue más relevante a 2400 rpm. Por otro lado, la mezcla B5 y B15 disminuyeron el torque y la potencia efectiva, los cuales fueron más resaltante a 2400 rpm. Por otro lado, la mezcla B5 y B10 proporcionaron una economía en el consumo de combustible de 1.3 % en los rangos de 1500 a 1800 rpm; y B5 ganó 2,2 % de eficiencia efectiva en comparación al combustible diésel. El etanol (96 % de pureza) causó una disminución de la potencia y torque

del motor; por ejemplo, la mezcla E15 decreció el torque en 6.7 % y la potencia efectiva en 7.3%, en promedio. Además, la mezcla E5 incrementó el consumo específico de combustible en 3.7 % para rangos de 1600 a 2400 rpm y la mezcla E15 incrementó en un 3 % en la eficiencia efectiva en comparación al diésel.

Costa *et al.* (2007) desarrollaron pruebas experimentales para determinar la influencia del número de cetano (CN) de 42 a 48 sobre las emisiones en dos motores Euro III (motor con sistema de inyección *common rail* y sistema *Unit Pump System*). Para ello utilizaron tres tipos de combustibles aditivado con cetano; manteniendo, en lo posible, la densidad y el contenido de sulfuro.

Por medio de un análisis de varianza y técnicas de correlación, los resultados no presentaron tendencias significantes del CN sobre las emisiones contaminantes y consumo de combustible. Los investigadores concluyen que el incremento de cetano de 42 a 48 CN en motores EURO III no influye en las emisiones de CO, HC, NO_x y CO₂, ni en el consumo específico de combustible.

Tutak *et al.* (2017) desarrollaron pruebas experimentales variando las mezclas de diésel-etanol y biodiésel -etanol de 0 a 45 %, con incremento de etanol de 5% sobre el diésel o biodiésel. Los ensayos fueron realizados sobre un MEC de aspiración natural, un cilindro, inyección directa y velocidad de rotación constante de 1500 rpm. Los investigadores encontraron que la mezcla diésel-etanol presentó su mayor eficiencia térmica para una mezcla de 35 % de etanol sobre el diésel. Los gases de escape tuvieron mayor temperatura para las mezclas de diésel-etanol que para biodiésel etanol. Las máximas emisiones de NO_x fueron para las mezclas de 35 y 45% de etanol sobre el diésel y biodiésel con valores de 5.5 y 3.5 g/kWh respectivamente. Las emisiones de CO disminuyen con la presencia de etanol; las emisiones llegan a valores de 2 y 1.5 % para los usos de solamente diésel y biodiésel respectivamente; para una sustitución de

45 % de etanol en la mezcla, se llegó reducir hasta 0.4 % las emisiones de CO tanto para el diésel como para el biodiésel. Finalmente, las emisiones de CO₂ tuvieron a incrementarse con el contenido de etanol; para una sustitución de 45% de etanol sobre el diésel y biodiésel, las emisiones de CO₂ se incrementaron 8 y 7% respectivamente.

Abhishek *et al.* (2017) desarrollaron un completo análisis de la combustión en un MEC de 4 tiempos, 1 cilindro, aspiración natural e inyección directa. Se utilizaron las mezclas de diésel y etanol con un tipo de biodiésel (pongamia piñate methyl ester, PPME) como co-solvente para evitar la separación de fase; la concentración de PPME fue de 50 %. La concentración de etanol se varió de 0 a 20%, en intervalos de 5 %. El análisis de desempeño, exergía, combustión y análisis de las emisiones (comparadas con la mezcla de 100 % diésel) llevaron a la conclusión que la mezcla D35E15B50 con 15 % de etanol presentó la mejor eficiencia térmica con un incremento de hasta 21.17% y una disminución en consumo específico de combustible de hasta 4.61 % a plena carga; la misma mezcla presentó una disminución de los hidrocarburos no quemados, pero un incremento de las emisiones de NO_x. Asimismo, el combustible D35E15B50 presentó un incremento de la eficiencia exergética de 22.02 % y una disminución de la destrucción exergética de 21.06 %.

Tongroon *et al.* (2019) evaluaron mezclas diésel-etanol (llamado también diesol) junto a un co-solvente (biodiésel) para evitar la separación de fase, obteniéndose las siguientes mezclas: B3E5, B7E5 y B10E10. En dicha investigación se utilizó un MEC 4 tiempos, 4 cilindros e inyección directa. La inyección de combustible piloto fue retardada debido al mayor tiempo de evaporización del etanol. Las emisiones de HC fueron incrementadas por el mayor tiempo de retraso de la combustión; y las emisiones de NO_x aumentaron por la mayor liberación de calor durante la fase de combustión premezclada.

Wei *et al.* (2018) investigaron los efectos de las mezclas biodiésel-etanol y biodiésel-butanol sobre un motor Diésel de aspiración natural, cuatro cilindros e inyección directa. Los experimentos fueron conducidos con mezclas BE5 (5% etanol y 95 % biodiésel), BE10, BE15 ,BBu10, BBu15 y 6 factores de carga a 1800 rpm. Analizaron las características de la combustión, los efectos sobre la tasa de liberación de calor, el máximo incremento de presión de la combustión, el consumo específico de combustible, eficiencia térmica y emisiones contaminantes. Los resultados presentan que las mezclas de BE y BBu presentan un incremento en el retraso de la combustión y una mayor liberación de calor durante la fase premezclada; asimismo, presentaron un incremento en el consumo específico de combustible y una ligera influencia sobre la eficiencia térmica. En el tema de emisiones, las mezcla de BBu presentó un incremento en las emisiones de CO de 13.7% y HC de 5.6%; y la mezcla BE presentó un incremento en las emisiones de CO de 22.8% y HC de 29.2%. Sin embargo, las emisiones de NO_x presentaron una disminución de 6.5% para el BBu y 28% para el BE. A partir de estos resultados, los investigadores concluyen que las mezclas BE son más efectivas reduciendo material particulado y NO_x y las mezclas de BBu tienen un menor incremento en las emisiones de CO y HC.

San Shamun y co- investigadores desarrollaron investigaciones sobre las mezclas de Diésel, biodiésel y etanol en relaciones volumétrica de 68:17:15 y 58:14:30 respectivamente sobre un MEC mono cilíndrico sobrealimentado, con *intercooler* e inyección directa. Los parámetros estudiados fueron vinculados con el desempeño del motor y las emisiones contaminantes. Los resultados encontraron que los combustibles con etanol incorporado presentan una eficiencia de 52 %; en cambio, los combustibles con solamente diésel presentan una eficiencia de aproximadamente 48 %. Las emisiones de NO_x y material particulado fueron reducidas con la presencia de etanol; sin embargo, a bajas cargas, las emisiones de HC y CO fueron muy elevadas para las mezclas con etanol asociado.

Shahir *et al.* (2018) realizaron una revisión bibliográfica de diversos autores sobre los efectos de la mezcla diésel, biodiésel y etanol sobre los motores MEC. Los resultados de diversos científicos e investigadores presentaron que las propiedades de las mezclas con etanol son similares al combustible diésel. Asimismo, las mezclas con etanol reducen las emisiones de material particulado. Sin embargo, las emisiones de NO_x, CO₂, CO y HC dependen de las condiciones de operación del motor.

Lei *et al.* (2011) investigaron los efectos de las mezclas diésel-etanol sobre diferentes regiones de altitud en China. Los experimentos fueron desarrollados sobre un motor MEC de 4 cilindros, sobrealimentado e inyección directa operando con las mezclas E10, E15, E20 y E30 y a diferentes presiones atmosféricas (81 kPa, 90 kPa y 100 kPa). Los experimentos presentaron que el consumo específico de combustible se incrementa a medida que se disminuye la presión atmosférica. Las emisiones de HC y CO se incrementan con el aumento de la velocidad angular, carga del motor y etanol en el combustible. Los cambios de la presión atmosférica no tienen efecto alguno sobre las emisiones de NO_x. Las emisiones de material particulado disminuyen con el incremento de etanol y con mayor incidencia a presiones atmosféricas menores a 90 kPa.

He *et al.* (2014) realizaron experimentos sobre un MEC con *intercooler*, sobrealimentado, 6 cilindros e inyección directa. Con motivo de evaluar los efectos de altitud sobre las emisiones contaminantes, se simuló un banco de pruebas para dos niveles de altitud (1000 y 2000 msnm). Los resultados experimentales indicaron que en altas altitudes (2000 msnm) las emisiones de HC, CO y material particulado incrementan en valores de 30%, 35% y 34%. Las emisiones de NO_x variaron conforme a las condiciones del motor. A 2000 msnm, el material particulado es entre 1.6 y 4.2 veces mayor que a 1000 msnm (He *et al.*, 2011).

Liu *et al.* (2014) desarrollaron investigaciones sobre las mezclas diésel, biodiésel y etanol simulando diversas presiones atmosféricas (100, 90 y 81 kPa). Las mezclas oxigenadas con

etanol presentaron una concentración de oxígeno de 2%, 2.5 % y 3.2 % en masa. Los resultados indicaron que los combustibles oxigenados reducen el torque del motor. A medida que se reduce la presión atmosférica, el consumo específico de combustible disminuye, asimismo los combustibles oxigenados no presentan influencia alguna en el consumo específico de combustible. Las emisiones de material particulado disminuyeron a menores presiones atmosféricas y con el incremento de los combustibles oxigenados .

Ji-Lim *et al.* (2011) y co-investigadores investigaron los efectos de las mezclas diésel-etanol bajo diferentes regiones de altitud en un MEC con *intercooler*, sobrealimentado, 4 cilindros e inyección directa. Las mezclas variando el porcentaje de etanol fueron E10, E15, E20 y E30 a las presiones atmosféricas de 81, 90 y 100 kPa. Los resultados a 81 kPa presentaron que las emisiones de HC y CO incrementan con la velocidad del eje cigüeñal, la carga del motor y el incremento de etanol en la mezcla. Mientras que a 90 y 100 kPa el incremento de las emisiones de HC y CO son bien ligeras con el incremento de la velocidad en el eje cigüeñal, carga del motor y etanol complementado a la mezcla. Por otro lado, los cambios en la presión atmosférica y los efectos del etanol en la mezcla no tienen efectos sobre las emisiones de NO_x.

La revisión bibliográfica, precedida en este capítulo, permite identificar las oportunidades y perspectivas del uso de los combustibles biodiésel y etanol en los motores Diésel existentes actualmente. La Tabla 5 presenta un resumen bibliográfico de las principales investigaciones desarrolladas en los últimos 10 años.

Tabla 5 – Resumen bibliográfico.

Investigador	Año	País	Pruebas	Combustibles	Resultados
Krishna <i>et. al</i>	2019	Thailandia	4-cylinder natural aspirated and direct injection MEC	D78B17E5, D72B22E6, D65B28E7, D58B34E8, D49B42E9, D41B49E10	↑ cec, ↓ CO, ↑ CO2 ↑ NOx con ↑ etanol
Tongroon <i>et. al</i>	2019	Thailandia	Comercial diésel engine	Diésel con B10E10, B7E5, B3E5, B7	↓ CO, ↓ HC, ↑ CO2, ↑ NOx con ↑ etanol
Wei <i>et. al</i>	2018	China	4-cylinder natural	Diésel, Biodiésel, Bu5, Bu10, Bu15,	↑ cec, ↑ CO, ↑ HC, ↓ NOx, ↓ MP
Shamun <i>et. al</i>	2018	Italia	A light duty, EU5 standard, single	Diésel, DBE15 DBE30	↑ SOC, ↓ cec, ↓ NOx, ↑ HC, ↓ CO con ↑ etanol
Tutak <i>et. al</i>	2017	Polonia	1-cylinder natural	DE(0-45% de E), BE(0-45% DE E)	↑ cec, ↑ CO2, ↓ CO y ↑ NOx con ↑ etanol
Abhishek <i>et. al</i>	2017	India	1-cylinder, 4 stroke, naturally aspirated and DI	D100, D45E5B50, D40E10B50, D35E15B50, D30E20B50	↓ NOx, ↓ HC con ↑ etanol
Sahin <i>et. al</i>	2016	Turkia	4 cylinder, 4-stroke, water cooled, pre-chamber	ED3, ED6, ED9, ED12 y ED15	↓ NOx, ↓ cec. con ↑ etanol
Shahir <i>et. al</i>	2014	Malaysia	Review	DBE	↑ cec, ↓ HC, ↓ MP, ↓ NOx con ↑ etanol
Liu <i>et. al</i>	2014	China	4-cylinder turbocharged and direct injection MEC with altitude effects	Diésel, B10E5, B15E3, B15E5, B30	↑ cec, ↑ MP con altitud; ↑ cec ↓ MP con ↑ etanol
Dugru <i>et. al</i>	2013	Turkia	1 motor de tractor	D90B5E5, D80B10E10, D70B15E15	↑ SOC, ↑ HC con ↑ etanol

Considerando lo expuesto, la revisión bibliográfica da a conocer que las mezclas diésel-biodiésel-etanol presentan diversos factores positivos y algunos inconvenientes. Por ejemplo, las propiedades físico-químicas como la viscosidad, índice de cetano y PCI se ven afectadas por con el incremento de etanol; sin embargo, muchos estudios demuestran que el consumo específico de combustible no es muy afectado con el uso de etanol y biodiésel en sustitución al diésel. Por otro lado, las emisiones de NO_x , CO y CO_2 dependen de las condiciones de operación del motor. Asimismo, estudios demuestran que el efecto de altitud genera un incremento del consumo específico de combustible; este parámetro puede ser mejorado con el uso de los combustibles oxigenados como el etanol. Con respecto a las emisiones de NO_x , CO y CO_2 existen resultados muy variables que dependen de las condiciones de operación del motor; asimismo son pocas las investigaciones que estudien el efecto de altitud y no se encuentra análisis detallados del proceso de la combustión (tasa de liberación de calor neta, tasa de incremento de presión y presión máxima de combustión). Por tanto, el presente trabajo de tesis pretende contribuir a la literatura, desarrollando pruebas de altitud simulada a 1000 y 2000 msnm.

CAPÍTULO 3

EXPERIMENTACIÓN

3.1. Configuración Experimental

En el presente estudio, se analizó los efectos del etanol anhidro (E) y biodiésel (B) mezclados al combustible diésel comercial (D), el cual contenía originalmente 5% de biodiésel en volumen. El aceite de ricino fue utilizado para incrementar el total del biodiésel y buscando, además, compensar la baja lubricidad y estabilidad de las mezclas conteniendo etanol (Hansel *et al.*, 2005; Gagliuffi, 2000), además de servir como solvente del etanol el diésel comercial; este biodiesel puede ser sustituido hasta un 15% en el combustible diésel sin que perjudique las propiedades del diésel (Benavides *et al.*, 2007), en los ensayos se utiliza una sustitución de aceite de ricino de 1% como solvente de la mezcla entre el etanol y el diésel comercial, siendo esta sustitución la óptima para asegurar el buen estado del combustible (Gagliuffi *et al.*, 2002). En total, se utilizaron 3 mezclas, variando el contenido de etanol en 0%, 9% y 13.5% v/v (E0, E9 y E13.5 respectivamente), junto a un pequeño incremento del biodiesel con el uso del aceite de ricino para evitar la separación de fase y mantener la lubricidad de la mezcla combustible. De esta forma, se obtuvieron las siguientes composiciones: D95B5E0 (diésel comercial), D85B6E9 y D80B6.5E13.5. La mezcla con 0% de etanol correspondió al diésel comercial, mientras que la mezcla con 13.5 % de etanol fue definido con base a las recomendaciones de Kwancharcon *et al.* (2007) para evitar la separación de fase. Y ante la limitación de recursos para el desarrollo del estudio, solo fue considerado una tercera mezcla con el porcentaje intermedio de etanol (9%).

En el presente estudio, el análisis físico-químico de las mezclas combustible no fue realizado. Sin embargo, algunas propiedades que guardan relación directa con el desarrollo de la combustión y la formación de contaminantes fueron estimadas a partir de correlaciones. La

viscosidad fue estimada por el modelo de Clement (ver ecuación 1) y para el poder calorífico inferior, índice de cetano y densidad fue utilizada la correlación modificada de Lederer (Muralee *et al.*, 2019; Sasexna *et al.*, 2013), presentada en la ecuación 2.

De la Tabla 6, se puede apreciar que las mezclas D85B6E9 y D80B6.5E13.5 presentan un índice de cetano menor a 45, lo cual podría generar un retraso del inicio de la combustión y afectar en el desempeño del motor. El PCI del combustible cae a 40.5 kJ/g con la mezcla de mayor contenido de etanol (D80B6.5E13.5); es decir, se reduce la densidad energética del combustible.

Tabla 6. Propiedades de los combustibles utilizadas en los ensayos.

Especificaciones	Diésel comercial	Etanol anhidro	Aceite de ricino	D95B5E0	D85B6E9	D80B6.5E13.5
Densidad, kg/m ³	840.0	786.0	926.1	840.0	836.0	834.0
Índice de cetano	45.0	8.0	38.0	45.0	41.6	39.9
Poder calorífico (LHV), kJ/g	42.5	28.4	37.5	42.5	41.2	40.5
Viscosidad cinemática a 40°C, cSt (c)	4.10	1.40	14.10	4.10	4.02	3.98

$$\ln(M_{mix}) = \left(\frac{\alpha f_D}{\alpha f_D + \beta f_B + f_E} \right) \ln(M_D) + \left(\frac{\beta f_B}{\alpha f_D + \beta f_B + f_E} \right) \ln(M_B) + \left(\frac{f_E}{\alpha f_D + \beta f_B + f_E} \right) \ln(M_E) \quad (1)$$

$$M_{mix} = \sum_{i=1}^k M_i f_i \quad (2)$$

Las pruebas experimentales fueron realizadas en condiciones estacionarias, a 1000, 1400 y 1800 rpm, seis valores de torque efectivo (40, 80, 120, 160, 200 y 240 Nm) y tres condiciones de presión del aire de admisión - APCI (100, 90 y 80 kPa, medidos a la entrada del turbocompresor), lo cual generó 54 puntos de ensayos. En el capítulo de resultados, se eligieron

2 valores de torque (80 y 160 Nm), 2 velocidades de giro (1000 y 1800 rpm) y APCI (100 y 80 kPa), ya que en estas condiciones de trabajo se representan las tendencias generales encontradas en los parámetros de estudio. Los resultados de las otras condiciones estacionarias se presentan en el Anexo C.

El procedimiento de ensayo consideró, inicialmente, la verificación del banco de pruebas. Luego, se procedió al calentamiento del motor hasta alcanzar las temperaturas adecuadas de los fluidos de trabajo (80 y 110 °C aproximadamente para el refrigerante y aceite lubricante, respectivamente). Durante las pruebas del motor, se configuró un determinado ensayo (Torque x rpm y su respectiva APCI) a través del control del dinamómetro y el ajuste de la válvula de admisión. Debido al tiempo de respuesta del banco de pruebas, se esperó por un periodo de dos minutos hasta alcanzar una condición estable del motor y empezar la adquisición de datos que fueron realizadas, siguiendo las recomendaciones de la norma ISO 1585, durante tres minutos por cada punto experimental.

La Figura 9 representa el diagrama de flujo de los ensayos experimentales desde la definición de las mezclas hasta el análisis de los resultados. Previo a las pruebas oficiales, se verifica el funcionamiento correcto de los instrumentos, procesando datos preliminares y analizando la lectura de los instrumentos. Y en caso se detecte algún valor fuera de rango, se procede a verificar y corregir los problemas técnicos. Luego, en las pruebas oficiales, los datos son analizados utilizando el criterio estadístico de Chauvenet para el discernimiento de valores atípicos.

La Figura 10 representa el banco de pruebas experimentales desarrollado en el laboratorio de Energía (LABEN) dentro de la Pontificia Universidad Católica del Perú. El banco de pruebas constó de los principales equipos e instrumentación:

- Motor Diésel sobrealimentado.

- Sistema de refrigeración (banco de intercambiador de carcasa y tubos).
- Módulo de control del motor y dinamómetro.
- Medidor de presión dentro de la cámara de combustión.
- Analizador de gases de escape
- Medidor de flujo de aire laminar.
- Medidor del consumo de combustible.
- Sensor de posicionamiento angular.
- Sensor de humedad relativa y temperatura ambiental.
- Transmisores de presión.
- Sensores de temperatura (Termocuplas tipo K).
- Registrador electrónico de datos.
- Válvula mariposa en la admisión de aire y antes del turbo.
- Sistema de monitoreo general de instrumentación.
- Dinamómetro.

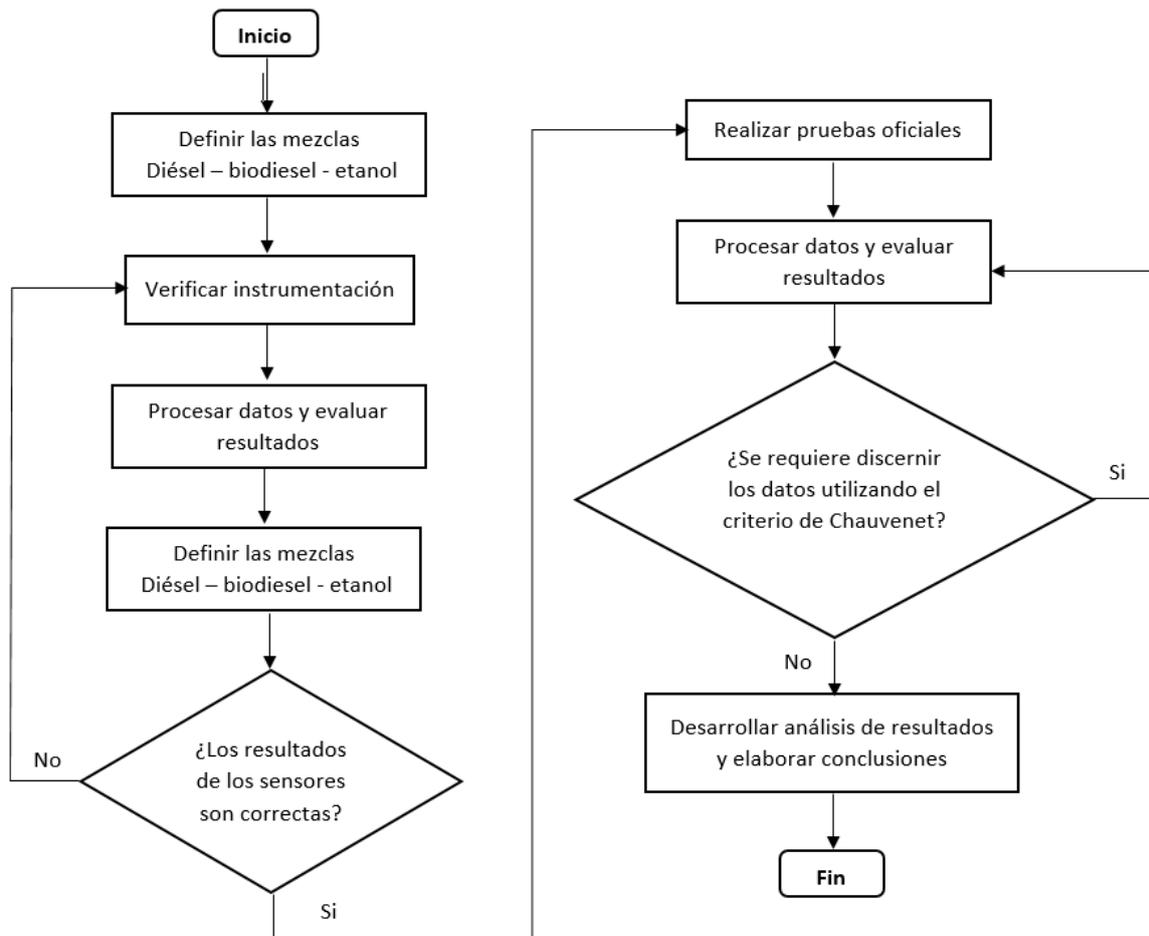


Figura 9 - Diagrama de flujo del desarrollo experimental.

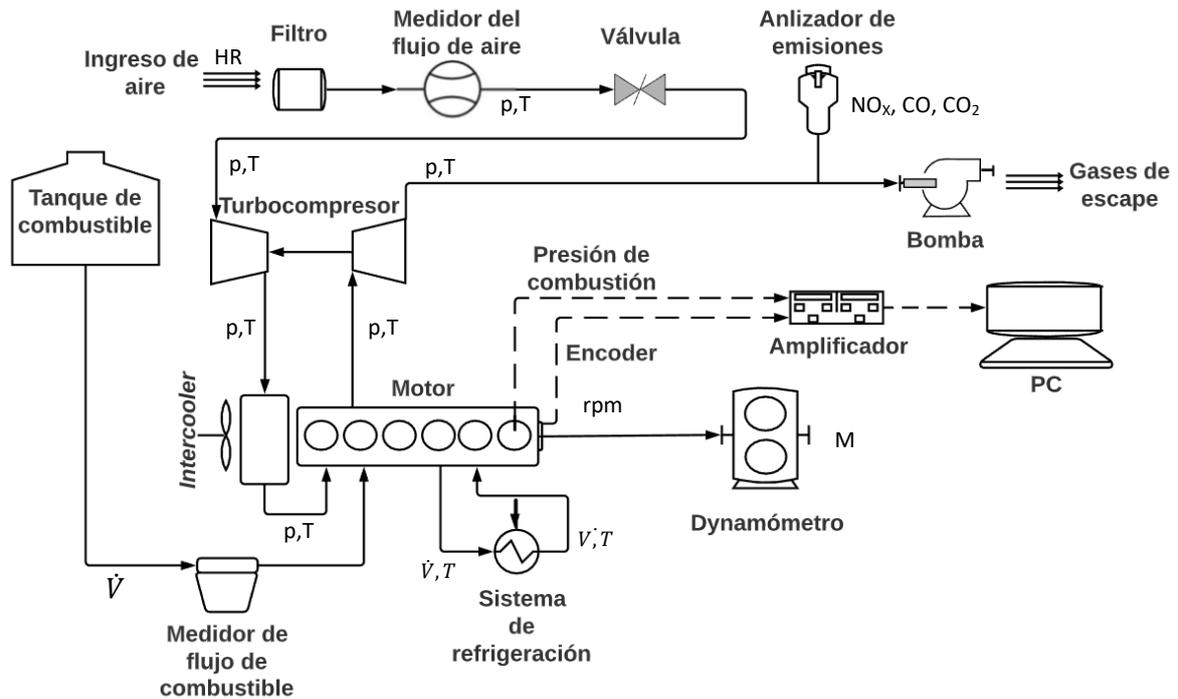


Figura 10 – Banco de pruebas experimentales.

3.2. Equipo e instrumentos utilizados

3.2.1. Motor de combustión interna MEC

Los experimentos fueron realizados en un motor Diésel, marca *Cummins*, modelo QSB 6.7 (Figura 11); este motor posee un sistema de inyección directa por medio de un *common rail* y fue conectado por medio de un acople tipo cardán a un dinamómetro. Asimismo, este tipo de motor es utilizado en camiones y barcos; sus principales características son presentadas en la Tabla 7.



Figura 11 - Motor QSB 6.7 turboalimentado Cummins.

Tabla 7 - Ficha técnica de motor Cummins QSB 6.7

Especificaciones	Datos Técnicos
Marca	Cummins
Modelo	QSB6.7
Configuración	4 tiempos Diésel, 6 cilindros en línea
Aspiración	Turbocompresor
Cilindrada	6700 cc
Velocidad nominal	2200 rpm
Potencia	133 kW
Torque máximo	990 N-m
Diámetro del cilindro	107 mm
Carrera del pistón	124 mm
Relación de compresión	17.3:1

3.2.2. Dinamómetro

El motor se encuentra unido a un freno electromagnético (Figura 12) marca Zoller, modelo A-350, torques permisibles entre 0 y 100 Nm y una velocidad máxima de 6500 rpm. El dinamómetro es manejado por un módulo de control que monitorea tanto las rpm y el torque impuestos al motor.



Figura 12- Dinamómetro electromagnético.

3.2.3. Almacén de combustible

Este tanque de combustible es de tipo atmosférico con capacidad volumétrica de 20 galones y ubicado a 3 metros de la superficie; este tanque es el responsable de almacenar el combustible (Figura 13).



Figura 13 - Tanque de combustible.

3.2.4. Módulo de control del MEC y Dinamómetro

El módulo de control fue instalado por el Laboratorio de Energía de la PUCP con fines de monitorear las rpm y el torque (Figura 14). Asimismo, controla el caudal de agua de refrigeración tanto del dinamómetro como del motor, mediante una válvulas tipo globo.



Figura 14 - Módulo de control del banco de pruebas.

3.2.5. Válvula de restricción del aire de admisión

La válvula de restricción de aire en la admisión es de tipo mariposa, accionamiento manual, 4 pulgadas de diámetro y paleta de bronce con fines anticorrosivos. Esta válvula, se encarga de controlar la presión de ingreso de aire al turbo-compresor (Figura 15), con lo cual puede simular condiciones de altitud donde la presión atmosférica disminuye.



Figura 15 - Válvula mariposa de restricción de aire.

3.2.6. Sistema de refrigeración del motor

El sistema de refrigeración del motor (Figura 16) consta de un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, para disipar el calor absorbido por el refrigerante. En este intercambiador, se puede controlar la temperatura del refrigerante y mantenerla en valores constantes de operación.



Figura 16 - Sistema de refrigeración del motor.

Por otro lado, el dinamómetro posee su propio sistema de refrigeración (Figura 17). Este sistema, del mismo modo que el sistema de refrigeración del motor, es controlado por el módulo del banco de pruebas.



Figura 17 - Sistema de refrigeración del dinamómetro.

3.2.7. Sistema de refrigeración del aire de admisión *Intercooler*

El sistema de refrigeración del aire de admisión fue adaptado por el Laboratorio de Energía de la PUCP y está conformado por un ventilador axial y un *intercooler* (Figura 18). Este sistema refrigera la alta temperatura del aire a la salida del compresor por medio de un *intercooler*; asimismo, el ventilador axial ayuda a disipar de una mejor forma el calor liberado en el *intercooler*; logrando controlar adecuadamente la temperatura de ingreso del aire al motor.



Figura 18 - Sistema de refrigeración del aire de admisión: a la izquierda se encuentra el ventilador axial y a la derecha, el *intercooler*.

3.2.8. Medidor de humedad relativa y temperatura ambiental

El sensor de humedad relativa y temperatura mide las condiciones ambientales en la sala del banco de ensayo. Este conjunto de sensores ubicados a la entrada del colector de aire de admisión (Figura 19). La Tabla 8 presenta sus principales características técnicas.



Figura 19 - Sensor de humedad relativa y temperatura instalado en el filtro de aire.

Tabla 8 - Datos técnicos del medidor de humedad relativa y temperatura ambiental.

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Omega
Modelo	HX94

Rango de trabajo	3 - 90% HR / 0 – 100 °C
Fuente	6 – 30 Vcc
Salida de señal	0 – 1 V / 4 – 20 mA
Condiciones de trabajo	1 bar / 25 °C
Error	± 2 % HR
Exactitud	± 0.6 °C

3.2.9. Medidor de flujo de combustible

El flujo másico de combustible que sale del tanque de almacenamiento fue sentido por un medidor de flujo tipo coriolis (Figura 20). Este sensor es caracterizado por su baja incertidumbre. La Tabla 9 presenta las características principales de este medidor.



Figura 20 - Medidor de Flujo de combustible tipo coriolis

Tabla 9 - Datos técnicos del medidor de flujo de combustible.

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Emerson
Modelo	Micro – Motion Elite CMF010M
Rango de trabajo	Pmax 19 bar / -40 a 45 °C
Fuente	18 a 100 Vcc, 85 a 250 Vac
Error para líquidos	± 0.05%
Error para gas	± 0.25% y ± 0.35%

Para interpretar las señales obtenidas por el medidor de flujo tipo coriolis, se utilizó un transmisor (Figura 21). La Tabla 10 presenta sus principales características técnicas.



Figura 21 - Transmisor de flujo de combustible

Tabla 10 - Datos técnicos del transductor de flujo de combustible.

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Emerson
Modelo	Micro Motion 2700
Rango de trabajo	5 a 95 % HR - -40 a +60 °C
Fuente	18 a 100 Vcc - 85 a 265 Vca

3.2.10. Medidor de presión barométrico

El sensor de presión barométrico mide la presión atmosférica y consta de un manómetro piezoeléctrico, la cual presenta la característica de linealizarse por medio de un microcontrolador (Figura 22). La Tabla 11 ficha técnicas del medidor barométrico de presión.



Figura 22 - Medidor de presión barométrica.

Tabla 11 – Ficha técnica del medidor de presión barométrico

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Lambrecht
Modelo	8121
Rango de trabajo	60 – 110 kPa
Fuente	12 – 30 Vcc
Exactitud	± 0.1 kPa

3.2.11. Medidor de presión diferencial

El medidor de flujo tipo laminar de marca Meriam, modelo 50MC2-6 tiene acoplado un sensor de presión de la marca Dwyer y modelo Magnesense II Serie MS2 (Figura 23). El medidor de flujo tipo laminar genera el diferencial de presión y el sensor los presenta de forma digital.



Figura 23 - Sensor de presión diferencial y medidor de flujo tipo laminar.

3.2.12. Sensor para bajas presiones del aire de admisión

El transmisor de presión es idóneo para lograr medir la presión del aire después de ser estrangulada por la válvula mariposa antes del ingreso al compresor del turbocompresor. Este tipo de sensor se utilizó también para medir la presión de los gases en el tubo de escape (Figura 24). En la Tabla 12 presenta la ficha técnica del sensor.



Figura 24 - Sensor de presión de bajas presiones

Tabla 12 – Ficha técnica del sensor de presión (bajas presiones)

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Yokogawa
Modelo	EJX530A
Rango de trabajo	-100 a 200 kPa
Fuente	21.6 – 32 Vcc
Condiciones de operación	1 bar
Error	$\pm 0.004 \%$

3.2.13. Sensor de presión para medir altas presiones

Este sensor de presión fue utilizado para lograr mediciones de presión a la salida del compresor y para medir la presión de los gases de escape al ingreso de la turbina (Figura 25). En la Tabla 13 se presenta las características técnicas del sensor.



Figura 25 - Sensor de presión de altas presiones

Tabla 13- Ficha técnica del sensor de presión (altas presiones)

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Danfoss
Modelo	MBS 33 060G3011
Rango de trabajo	0 - 100 kPa
Condiciones de operación	2.5 bar
Error	± 0.3 % FS (típico) o \pm FS (máx)

3.2.14. Sensor de presión dentro de la cámara de combustión.

El sensor piezoeléctrico de presión (utilizado para el análisis de la combustión) fue instalado dentro del primer cilindro del motor Cummins (Figura 26). La Tabla 14 presenta ficha técnicas del sensor.



Figura 26 - Sensor de presión piezoeléctrico utilizado para estudios de la combustión.

Tabla 14 - Datos técnicos del medidor de presión dentro del cilindro del MCIA.

Descripción	Datos Técnicos
Marca	AVL
Modelo	GU21D
Rango de trabajo	0 – 25000 kPa
Error	± 0.3 % FS

3.2.14. Sensor de posicionamiento angular

La posición angular del eje cigüeñal fue determinada por medio de un decodificador “encoder 365C” montada en la volante del MEC (ver Figura 27). La información obtenida cada 0,5 ° de giro cigüeñal, por medio de pulsos de luz del encoder, fue trasladada a través de un cable óptico hacia un transductor óptico (Figura 28).



Figura 27 – Montaje del sensor de posición angular – 365C.

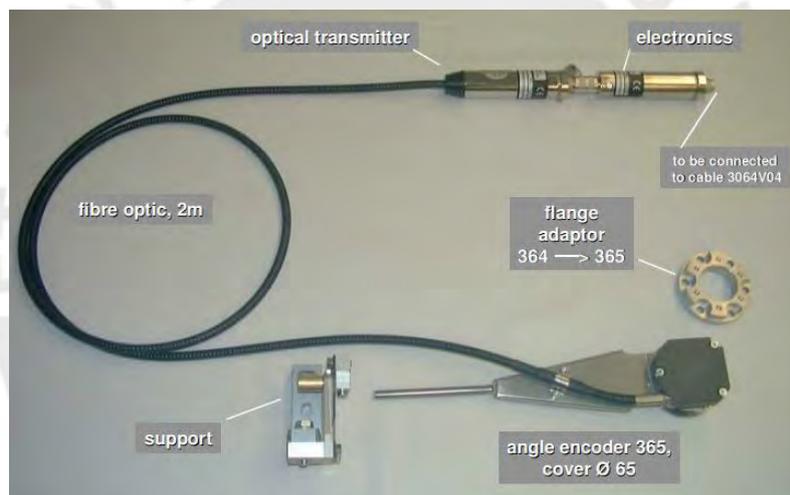


Figura 28 – Sensor de posición angular – 365C.

3.2.15. Amplificador de señal

El amplificador de señal (Figura 29) fue el encargado de obtener la información de la pinza de corriente activa, sensor de presión piezoeléctrico y el sensor de posicionamiento angular *encoder 365C*. La Tabla 15 muestra ficha técnicas del amplificador de señales.



Figura 29 - Amplificador de señales utilizado en el ensayo.

Tabla 15 - Ficha técnica del amplificador de señales.

Descripción	Datos técnicos
Marca	AVL
Modelo	TI0602VIA.01
Fuente	(4.5 a 18) Vcc o (10.5 a 36) Vcc
Condiciones de trabajo	-40 °C a +60 °C
Error	±0.01% FS

3.2.16. Medidores de temperatura

El sensor de temperatura tipo K (ver Figura 30) recopiló medidas de temperaturas en la admisión de aire y salida de los gases de escape, tal como se presenta en el esquema del banco de pruebas (ver Figura 27). En la Tabla 16 se presenta la ficha técnica.

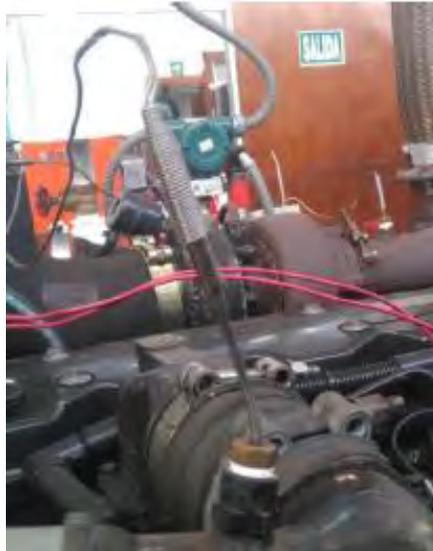


Figura 30 - Sensor de temperatura tipo K.

Tabla 16 - Datos técnicos del sensor de temperatura

Descripción	Datos Técnicos
Marca	Giva
Modelo	Tipo k
Rango de trabajo	-180 a 1300°C
Error	± 0.4 % FS

3.2.17. Registrador electrónico de datos

El registrador electrónico (Figura 31) recopiló los datos a una frecuencia de 1Hz. Las señales de los sensores de presión, temperatura y humedad relativa fueron abordados por el registrador.

La Tabla 17 presenta las ficha técnica del registrador.



Figura 31 - Registrador de datos.

Tabla 17 - Ficha técnica del registrador de datos.

Especificaciones	Datos técnicos
Marca	Honeywell
Modelo	MULTITREND® GR
Software	The TrendManager Pro Suite
Memoria	Interna 4GB, externa SD 32 GB
Puertos de entrada	32
Registro	1 segundo
Precisión	±0.1% 0-500Ω Carga, +/-0.25% 500Ω 1kΩ Carga
Rango de entrada	0 a 0.020 A o 0.004 a 0.020 A
Resistencia máxima de carga	1000 Ω
Resolución	0.002%

El registrador electrónico de datos, por medio de sus puertos, abordó los sensores de temperatura (T1, T2, T3, T4, T5, T6), presión (P0, ΔP, P2, P3, P5, P6) y humedad relativa (HR). Este registrador recopiló las señales de los sensores para, posteriormente, ser procesadas; asimismo, este registrador tiene sus rangos de tolerancia que es presentada en la Tabla 18.

Tabla 18 – Tolerancias del registrador electrónico.

Entrada	Rango		Precisión		Estabilidad de temperatura +/-	Impedancia de entrada	
mA	4-20 / 0 -20		+/- 0.2 % .S.		0.01 % / °C	-	
Entrada	°F	°C	+/- °F	+/- °F	Estabilidad de temperatura +/-	Estabilidad de temperatura +/-	
K	454 to -94	-270 to -70	36 18	20 1	0.01 % / °C	36 0.9	20 0.5
	-94 to 2502	-70 to 1372					

3.2.18. Analizador de gases Testo

En analizador de gases (Figura 32), acoplado al tubo de escape del motor, permitió realizar las medidas de los gases de escape productos de la combustión. Este equipo estuvo conformado por sensores de óxidos de nitrógeno (NO_x), dióxido de carbono (CO₂), dióxido de nitrógeno (NO₂), monóxido de carbono (CO), oxígeno (O₂) y factor lambda. La Tabla 19 presenta su ficha técnica.



Figura 32 – Analizador de gases Testo.

Tabla 19 – Datos técnicos del analizador de gases Testo.

Especificaciones		Datos Técnicos
Marca		TESTO
Modelo		350 XL
Sensor de CO	Rango de medida	0 a 10 000 ppm
	Resolución	1 ppm
	Error	± 10 ppm para 0-99 ppm
		± 5% para 100-2000 ppm ± 10% para 2 100-10 000 ppm
Sensor de HC	Rango de medida	100 a 40 000 ppm
	Resolución	10 ppm
	Error	400 ppm (100-4 000 ppm); ± 10% (> 4000 ppm)
Sensor de NO _x	Rango de medida	0 a 3 000 ppm
	Resolución	1 ppm
	Error	5 ppm para 0-99 ppm; ± 5% para 100-2000 ppm; ± 10% para 2 100-3 000 ppm.

3.3. Protocolo de Pruebas

Los ensayos utilizaron cuatro mezclas de combustibles: etanol anhidro, aceite de ricino y combustible diésel que conteniendo comercialmente 5% de biodiésel en volumen. La ficha técnica de dichos combustibles se encuentra en el Anexo A. En total, se utilizaron tres mezclas, aumentando el contenido de etanol y, con la consecuente disminución del contenido de diésel en la mezcla. Para fines de este estudio, se utiliza la siguiente simbología para las mezclas combustibles: DXBYEZ; donde X, y Y Z representan el contenido volumétrico de diésel, biodiesel y etanol respectivamente. De este modo, se obtuvieron las siguientes mezclas: D95B5E0 (diésel 2), D85B6E9 y D80B6.5E13.5. Las pruebas experimentales fueron realizadas

en condiciones estacionarias definidas en tres regímenes de giro (1000, 1400 y 1800 rpm), seis valores de torque efectivo (40, 80, 120, 160, 200 y 240 Nm) y tres condiciones de presión del aire de admisión (100, 90 y 80 kPa medidos a la entrada del turbocompresor). Siguiendo esa secuencia, fue posible concretar 54 puntos de ensayo para cada muestra de combustible presente.

El procedimiento de ensayo consideró, inicialmente, la verificación del banco de pruebas. Luego, se procedió al calentamiento del motor hasta alcanzar las temperaturas adecuadas de los fluidos de trabajo (80 ° C aproximadamente). Ya en las pruebas del motor, se configuró una determinada velocidad de giro en el eje cigüeñal (rpm), posteriormente se fijó un torque y, finalmente, la presión de aire en la entrada al turbocompresor; siguiendo esta secuencia, el primer parámetro, en cambiar, fue la presión de admisión mediante la válvula mariposa de 100 a 90 y 80 kPa. Obtenido dichos puntos, se prosiguió a variar el torque de 40 a 240 Nm en intervalos de 40 Nm, y finalmente se varió los rpm; asimismo, las mediciones fueron obtenidas en condiciones estacionarias de trabajo (tres minutos de espera por cada punto experimental). La Figura 33 presenta a una velocidad de giro definida (1000, 1400 o 1800 rpm) correspondiente a 18 puntos de los 54 en total.

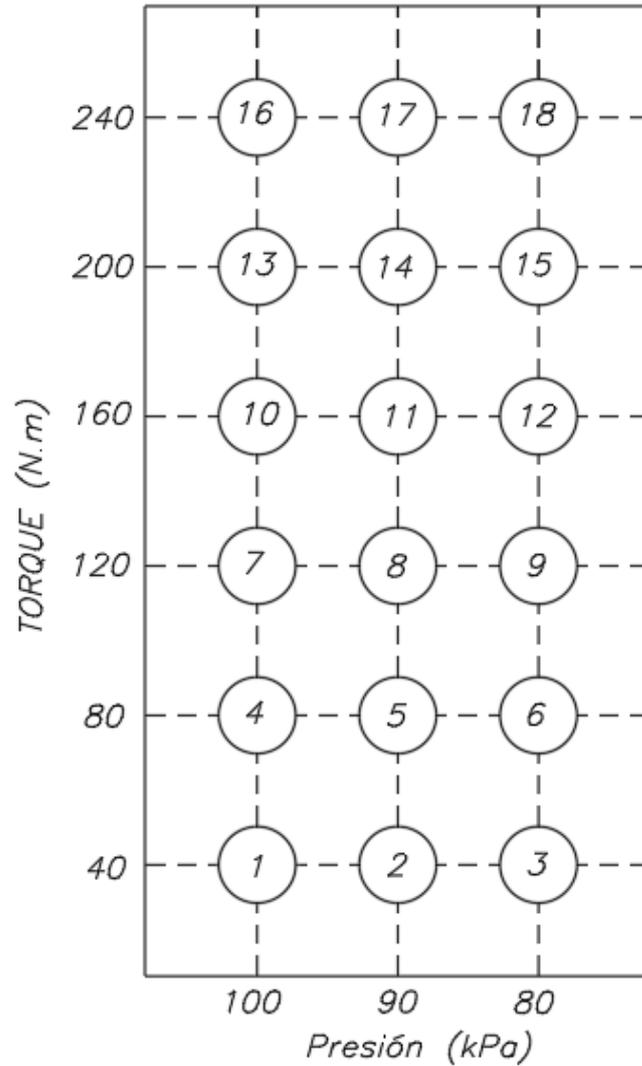


Figura 33 – Distribución de los puntos de ensayo para una determinada rpm.

Si siguiendo esa secuencia, fue posible concretar 54 puntos de ensayo para las cuatro muestras de combustible, registrando los siguientes datos:

- Velocidad angular [rpm];
- Momento torsor [Nm];
- Presión manométrica dentro de la cámara de combustión [bar];
- Rotación del ángulo de giro del cigüeñal [grados];

- Humedad relativa [%];
- Temperatura ambiente [°C];
- Presión manométrica ambiental [bar];
- Diferencial de presión en la admisión de aire [Pa];
- Temperatura de admisión del aire antes del compresor [°C];
- Presión manométrica de admisión del aire antes del compresor [bar];
- Temperatura de admisión del aire a la salida del compresor [°C];
- Presión manométrica de admisión del aire a la salida del compresor (Presión *booster*) [bar];
- Temperatura de admisión del aire a la salida del inter-cooler [°C];
- Temperatura de los gases de escape a la entrada de la turbina [°C];
- Presión manométrica de los gases de escape a la entrada de la turbina [bar];
- Temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina [°C];
- Presión manométrica de los gases de escape a la salida de la turbina [bar];
- Flujo másico de combustible diésel [kg/h];
- Porcentaje de emisiones oxígeno residual en el escape, O₂ [%];
- Porcentaje de emisiones de dióxidos de carbono, CO₂ [%];
- Porcentaje de emisiones de monóxido de carbono, CO [ppm];

- Porcentaje de emisiones de monóxido de nitrógeno, NO [ppm];
- Porcentaje de emisiones de dióxidos de nitrógeno, NO₂ [ppm];
- Porcentaje de emisiones s de óxidos de nitrógeno, NO_x [ppm].

Son 24 mediciones experimentales para 54 ensayos experimentales que originan un total de 1 296 datos para ser evaluados. Del mismo modo, los sensores de posicionamiento angular junto al sensor de presión dentro de la cámara de combustión recopilaron 1440 puntos para una curva de presión correspondientes a un ciclo de trabajo; un ensayo contempla 100 ciclos que, en total, corresponden a 144 000 puntos por ensayo experimental. De igual forma, la pinza de corriente continua recopiló 400 puntos por ciclo que, en total, hacen 40 000 puntos por ensayo experimental. Toda esta información fue, posteriormente, procesada mediante programas y algoritmos matemáticos.

El detalle de todo lo anteriormente descrito fue rigurosamente seguido considerando un protocolo de aseguramiento y control de la calidad del Laboratorio de Energía.

3.4. Definición y Cálculo de Parámetros

3.4.1. Selección de la curva representativa de la presión dentro del cilindro

Como se indicó anteriormente, por cada ensayo realizado se consideró una toma con registros de 100 ciclos. Por cada ciclo obtenido, se obtuvo 1440 valores de presión, totalizando 144000 datos por ensayo. Con esta cantidad de datos fue desarrollado un análisis estadístico para obtener una curva de presión media representativa dentro del cilindro, así como el análisis de sus incertidumbres experimentales. El análisis estadístico fue realizado a cada uno de los 1440 valores de presión para los 100 ciclos por medio de la ecuación 3:

$$pm_i = \frac{\sum_{i=1}^{100} p_i}{100} \quad (3)$$

donde

p_i = Presión en cualquiera de los 1440 puntos de un ciclo;

pm_i = Presión media para los 100 ciclos del motor.

3.4.2. Señal de inicio de la combustión

La señal de inicio de combustión se determina desde la primera reacción química de la mezcla aire combustible que libera calor dentro de la cámara de combustión. Este inicio de la combustión puede ocurrir después del PMS, en el PMS y antes del PMS. Algunos parámetros han sido estudiados para definir el inicio de la combustión (SOC). Entre ellos, en la literatura, se incluyen una cierta tasa de liberación de calor, un incremento específico de presión debido a la combustión y luminiscencia. En esta investigación, se utilizó el análisis de incremento instantáneo de presión para determinar el SOC. Dicho análisis fue determinado mediante el uso de la segunda derivada según sea el caso.

3.4.3. Análisis del criterio de la segunda derivada

El criterio de la segunda derivada se utiliza cuando se analiza el cambio de concavidad de una función; ese cambio de concavidad se genera cuando el valor de la segunda derivada pasa de signo negativo (cóncava hacia abajo) a signo positivo (cóncava hacia arriba) (ver Figura 34 tomada a 1800 rpm, 80 Nm). Éste método es utilizado cuando el proceso de combustión se origina en el PMS, antes o después de este, ya que el cambio de presión debido a la combustión causa que la concavidad varíe instantáneamente (Jayakumar *et al.*, 2011; Assanis *et al.*, 2003). Cabe mencionar que no es posible utilizar el criterio de la primera derivada, ya que la pendiente

va a seguir siendo positiva hasta que se alcance una presión máxima. Por tanto, se define el inicio de la combustión cuando la concavidad de la presión en función del ángulo de giro cigüeñal varíe de signo negativo a positivo. La ecuación 4 define el modelo.

$$\frac{d^2p}{d\varphi^2} = 0 \quad (4)$$

donde

p = presión dentro de la cámara de combustión;

φ = Ángulo de giro cigüeñal.

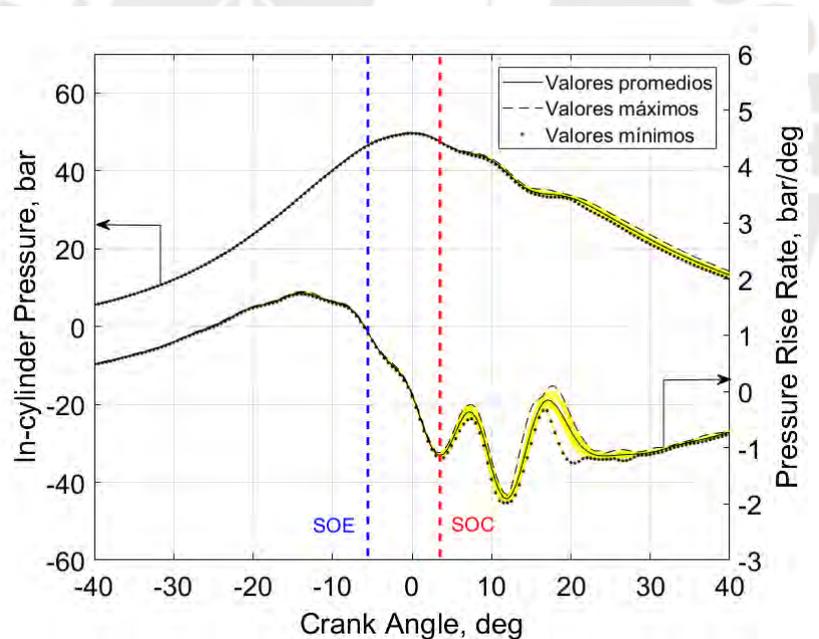


Figura 34 – Análisis de la segunda derivada para determinar el inicio de la combustión.

3.4.4. Máxima tasa de aumento de la presión durante la combustión.

Iniciado el proceso de la combustión, la presión dentro de la cámara de combustión se incrementa súbitamente conforme avanza el ángulo de giro cigüeñal hasta llegar a una presión

máxima de combustión (MPRR); este cambio de presión abrupto está relacionada con la velocidad de energía liberada durante el proceso de la combustión. Altas velocidades de liberación de energía pueden reducir el tiempo de vida del pistón, la cámara de combustión e incrementar la contaminación acústica por el llamado efecto “Diésel *knock*” (Lowe *et al.*, 2011). La ecuación 9 indica la velocidad de incremento de presión respecto al ángulo de giro cigüeñal.

$$\dot{p} = \frac{dp}{d\varphi} \quad (9)$$

Una vez determinada la variación de presión respecto al ángulo de giro cigüeñal (\dot{p}), se puede hallar el máximo valor de \dot{p} después de iniciada la combustión y antes de la máxima presión. Por tanto, se puede encontrar el ángulo de giro cigüeñal (φ) cuando la variación de \dot{p} respecto a φ es nula y por medio de la ecuación 10.

$$\frac{d\dot{p}}{d\varphi} = \frac{d^2p}{d\varphi^2} = 0 \quad (10)$$

Por lo tanto, la MPRR queda definida en la ecuación 11:

$$MPRR = (dp/d\theta)_{m\acute{a}x} \quad (11)$$

3.4.5. Tasa de liberación de calor

La tasa neta del calor liberado, $NHRR$, permite analizar el progreso de la combustión, una vez iniciada la oxidación del combustible. Para esto, se utiliza el modelo termodinámico de una zona (*Zone Thermodynamic Model*), que es basada en la primera Ley de la Termodinámica para un sistema abierto (los contenidos del cilindro) considerando condiciones cuasi-estáticas, es decir, presión y temperatura uniforme (Heywood, 2018; Kumar, 2019). La tasa neta representa la diferencia entre la tasa bruta del calor liberado y la tasa de transferencia de calor hacia las

paredes, lo cual equivale a la tasa de trabajo efectuada sobre el pistón más la tasa de cambio de la energía sensible de los contenidos del cilindro. Adicionalmente, se asume que los contenidos del cilindro pueden ser modelados como un gas ideal, obteniéndose la ecuación (12).

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{1-\gamma} p \frac{dV}{d\theta} + \frac{\gamma}{1-\gamma} V \frac{dp}{d\theta} \quad (12)$$

donde

Q = Calor generado durante el proceso de combustión [J];

θ = Posición angular de giro cigüeñal [°];

V = Volumen dentro de la cámara de combustión [m³];

γ = Coeficiente politrópico.

Por otra parte, al ser la tasa del calor liberado una función de la primera derivada de la presión del cilindro, sus fluctuaciones son magnificadas sobre la representación de $NHRR$. Esto conlleva a la detección imprecisa del inicio de la liberación de calor. Por lo tanto, la transformada de Fourier es aplicada para filtrar la porción de alta frecuencia de los datos del calor liberado y eliminar el ruido, cual es típicamente sobre 10^4 Hz, preservando las características físicas de la señal (Cuisano et al., 2019; Flores, 2019). La tasa de calor liberado es posteriormente reconstruida con la función inversa de Fourier según la ecuación (13).

$$NHRR = NHRR_{avg} + \sum_{n=1}^N [A_n \cos(n\theta) + B_n \sin(n\theta)] \quad (13)$$

Donde $NHRR_{avg}$ es la tasa neta promedio del calor liberado, A_n y B_n son los coeficientes de Fourier, $\theta = \omega t$, siendo ω la frecuencia angular y t el tiempo, n es el número de armónico.

Aquí es importante mencionar que el SOC , descrito anteriormente, también fue obtenido a partir de la curva de $NHRR$, debido a que este parámetro incluye la señal de $dp/d\theta$ en su formulación.

3.4.6. Potencia efectiva corregida.

Para determinar la potencia efectiva corregida de la norma ISO 3046 referenciada de la norma ISO 1585, fue necesario determinar el factor de corrección (α_c). Este factor involucra dos factores de corrección: factor ambiental (f_a) y factor del motor (f_m). Posteriormente, se necesita la velocidad de giro en el eje del motor y el torque medido por el dinamómetro. El factor de corrección está dado por la ecuación 14 según SAE J1349:

$$\alpha_c = f_a^{f_m} \quad (14)$$

Para motores con turbocompresor y con *intercooler* de flujo aire, el factor atmosférico se define según la ecuación 15:

$$f_a = \left(\frac{p_r - \phi_r * p_{sr}}{p_y - \phi_y * p_{sy}} \right)^{0.7} * \left(\frac{T_y}{T_r} \right)^{1.2} \quad (15)$$

donde

p_r = Presión atmosférica referencia [kPa];

T_r = Temperatura referencial [°C];

p_{sr} = Presión de vapor saturado referencial [kPa];

ϕ_r = Humedad relativa referencial [%].

Para cualquier motor de encendido por compresión se define el factor del motor con la siguiente expresión (ecuación 16):

$$f_m = \begin{cases} 0.2; & q_c < 37.2 \\ 0.036 * q_c - 1.14; & 37.2 \leq q_c \leq 65 \\ 1.2; & 65 < q_c \end{cases} \quad (16)$$

Para determinar la variable q_c se utiliza las ecuaciones 17, 18, 19 y 20.

$$q_c = \frac{q}{r_r} \quad (17)$$

$$q = \frac{\dot{m}_c}{i * N * V_T} \quad (18)$$

$$q = \frac{\dot{m}_c}{i * N * V_T} \quad (19)$$

$$r_r = \frac{p_Y}{p_{adm}} \quad (20)$$

donde

q_c = flujo másico de combustible por ciclo entre la relación de presiones de la admisión y el ambiente [kg/s];

q = flujo másico de combustible por ciclo en cada litro de volumen desplazado [kg/s];

r_r = relación de compresión entre la admisión de aire al motor y las condiciones ambientales;

\dot{m}_c = flujo másico de combustible [kg/s];

i = número de ciclos del motor por vuelta;

N = velocidad de giro en el eje del motor [rad/s];

V_T = volumen total desplazado [m³];

p_{adm} = presión absoluta de admisión después del turbocompresor;

p_Y = presión absoluta atmosférica durante el ensayo (kPa).

3.4.6.1. Torque efectivo en condiciones ISO

El torque efectivo en condiciones ISO es determinado por el torque proporcionado en el dinamómetro a la salida del eje cigüeñal del motor junto al factor de corrección ISO. La ecuación 21 muestra el torque efectivo en condiciones ISO en función de sus parámetros.

$$T_e = \alpha_c * T_m \quad (21)$$

donde

T_e = Torque efectivo en condiciones ISO [N];

T_m = Torque medido por el dinamómetro a la salida del eje cigüeñal [N];

α_c = Factor de corrección ISO.

Por tanto, se puede obtener la potencia corregida ISO que es representada por medio de la ecuación 22.

$$pe = \frac{T_e * N * \pi}{30000} \quad (22)$$

donde

pe = Potencia efectiva ISO del motor [kW];

T_e = Torque efectivo en condiciones ISO [N];

N = Velocidad de giro en el eje del motor [rpm].

3.4.6.2. Consumo específico de combustible en condiciones ISO

Una forma de evaluar el rendimiento de un motor de combustión interna es a través del consumo de combustible. Sin embargo, debido a las diferencias que se presentan en función de la potencia desarrollada, fue conveniente utilizar el término consumo específico de combustible (sfc) en g/kW.h, la cual fue determinada en condiciones ISO y definida como la relación entre el consumo másico de combustible (\dot{m}_c) y la potencia efectiva ISO producida por el motor (P_e). Por tanto, el sfc representa la cantidad de combustible consumida para producir una potencia de freno dada. La ecuación 23 representa el sfc.

$$sfc = \frac{\dot{m}_c}{P_e} \quad (23)$$

3.4.6.3. Flujo másico de aire

El flujo másico de aire (\dot{m}_{aire}) está en función del caudal de aire (Q_{aire}) medido en el instrumento de medición de caudal de tipo laminar marca Meriam y la densidad del aire (ρ_{aire}). La ecuación 24 presentan el cálculo para determinar el flujo másico de aire.

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * Q_{aire} \quad (24)$$

Para determinar el caudal de aire Q_{aire} en la admisión del motor, se utiliza las especificaciones de calibración del instrumento de medición de caudal de tipo laminar presentadas en la ecuación 25 (Meriam *et al.*, 2015).

$$Q_{aire} = B * \Delta P + C * \Delta P^2 \quad (25)$$

donde

B = Constante clásica de curvas de calibración 113.77844;

C = Constante clásica de las curvas de calibración 0.35768118;

ΔP = Diferencial de presión [Pa].

3.4.7. Emisiones específicas

Las emisiones específicas (EE) en el escape son productos de la combustión entre el combustible y la masa de aire suministrada al motor dentro de la cámara de combustión. Éstas emisiones salen por el tubo de escape y son medidas por medio de un analizador. Los niveles de emisión pueden expresarse de distintas formas, las cuales, a veces, pueden dar lugar a comparaciones dificultosas y ambiguas. Por ello, en motores Diésel, resulta común expresar las emisiones en términos específicos, EE en g/kW.h, dividiendo el flujo másico del contaminante entre la potencia efectiva desarrollada por el motor; se puede obtener las emisiones de gases en gramos por segundo para cada especie i con sus respectivos valores promedios (ver ecuaciones 26, 27 y 28) (Gautam *et al.*, 2001; Hernandez *et al.*, 2014).

$$CO_{g/kWh} = \frac{(\dot{m}_c + \dot{m}_{aire}) \cdot M_{CO} \cdot CO_{\%} \cdot 10^{-6}}{Pe} \quad (26)$$

$$NO_{Xg/kWh} = \frac{(\dot{m}_c + \dot{m}_{aire}) \cdot M_{NO_X} \cdot NO_{X\%} \cdot 10^{-6}}{Pe} \quad (27)$$

$$CO_{2g/kWh} = \frac{(\dot{m}_c + \dot{m}_{aire}) \cdot M_{CO_2} \cdot CO_{2\%} \cdot 10^{-2}}{Pe} \quad (28)$$

donde

M_{CO} = Masa molecular de CO [g/mol];

M_{NO_X} = Masa molecular de NO_X [g/mol];

M_{CO_2} = Masa molecular de CO_2 [g/mol];

$CO_{\%}$ = Porcentaje promedio de las emisiones de CO [ppm];

$NO_{x\%}$ = Porcentaje promedio de las emisiones de NO_x [ppm];

$CO_{2\%}$ = Porcentaje promedio de las emisiones de CO_2 [%].

3.4.8. Incertidumbres experimentales

La incertidumbre es el parámetro asociado con la calidad del resultado de una medición, la cual se caracteriza cuantitativamente con la desviación estándar de los valores obtenidos según GUM (BIPM, 2008). Los trabajos experimentales siempre presentan errores, los cuales ocasionan que exista una cierta veracidad en los valores medidos experimentalmente. Según la GUM, la incertidumbre del resultado se puede descomponer en varias componentes, las cuales se podrían agrupar en dos categorías según el método utilizado para evaluar sus valores numéricos: incertidumbre tipo A e incertidumbre tipo B.

3.4.8.1. Incertidumbre tipo A

La incertidumbre tipo A es aquel que es evaluado por métodos estadísticos y se estima en base a la dispersión de mediciones individuales y la repetitividad de mediciones sucesivas. Cuando una medida se repite en las mismas condiciones, puede observarse una dispersión o fluctuación, por lo que cada componente de este tipo se representa y se relaciona a la precisión de las mediciones.

Para determinar la incertidumbre tipo A mediante el método general, primero se calcula la media aritmética de los valores medidos en cada condición de ensayo. Luego, se determinó la desviación estándar de la media. Las ecuaciones 29 y 30 presentan la metodología para determinar la incertidumbre tipo A (BIPM, 2008).

- Media aritmética de una muestra.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \quad (29)$$

- Desviación estándar de una muestra.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{x} - x_i)^2}{n - 1}} \quad (30)$$

donde

\bar{x} = Media aritmética de una muestra;

x_i = Medición i con fluctuación alrededor de la media;

n = Número de mediciones de una muestra;

σ = Desviación estándar de una medición.

Una vez determinada la desviación estándar, la desviación estándar de la media después de n mediciones es la incertidumbre estándar, la cual es presentada en la ecuación 31 (BIPM, 2008).

$$u = \sigma_{\bar{x}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \quad (31)$$

donde

u = Incertidumbre típica de tipo A;

$\sigma_{\bar{x}}$ = Desviación estándar de la media o incertidumbre estándar.

3.4.8.2. Incertidumbre tipo B

La incertidumbre tipo B está basado sobre todo en la experiencia y el conocimiento general. Esta incertidumbre tipo B no estipula la repetitividad como la incertidumbre tipo A y se relaciona a la exactitud de las mediciones. Estos errores sistemáticos basados en la incertidumbre tipo B pueden ser causa de los siguientes factores:

- Incertidumbre referida a manuales, libros, certificados de calibración, linealidad, desgaste, medidas transitorias, etc.
- Errores humanos.
- Factores ambientales.
- Tolerancias geométricas

Para las mediciones hechas con instrumentos analógicos y digitales, la incertidumbre según la guía ISO GUM son presentadas en las ecuaciones 32 y 33 (BIPM, 2008).

$$\sigma_a = \frac{a}{q \cdot \sqrt{3}} \quad (32)$$

$$\sigma_d = \frac{a}{2 \cdot \sqrt{3}} \quad (33)$$

donde.

σ_a = Incertidumbre de instrumento analógico;

σ_d = Incertidumbre de instrumento digital;

a = menor espacio entre dos marcas consecutivas (resolución del instrumento);

q = Número de subdivisiones realizadas a la resolución a .

3.4.8.3. Incertidumbre combinada

La incertidumbre combinada contempla la asociación de las incertidumbres tipo a y tipo b. Esta incertidumbre combinada suele venir sindicada por medio de una expresión matemática que simula el comportamiento físico de las mediciones. La ecuación 34 y 35 presentan la incertidumbre combinada en función de todas las incertidumbres (BIPM, 2008).

$$y = f(x_i) \quad (34)$$

$$\sigma(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \sigma_i(x_i)^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^{n-1} \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} \sigma_i(x_i, x_j)} \quad (35)$$

Como las magnitudes de entrada $x_{i,j}$ son independientes entre sí para las mediciones realizadas, el segundo término (covarianza) es anulado; por tanto, queda como resultado la ecuación 36.

$$\sigma(y) = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 \sigma_i^2} \quad (36)$$

donde

y = Función que asocia las mediciones tomadas con sus respectivas incertidumbres;

$\sigma(y)$ = Incertidumbre combinada de la función $y = f(x_i)$;

x_i = Medición tomada i ;

x_j = Medición tomada j asociada a i ;

σ_i = Incertidumbre i asociada a la medición x_i .

3.4.8.4. Incertidumbre expandida

La incertidumbre expandida nos sirva para garantizar la calidad de las medidas. En el caso de una incertidumbre típica combinada tenemos una certeza de 68,3 % de que el valor sea confiable; para aumentar la probabilidad de tener una mayor certeza, se multiplica por un factor de cobertura k_p a un nivel de confianza de 95,45 % ($k_p = 2$) de la distribución *normal* (ver Anexo B). Con ello, fue posible determinar la incertidumbre expandida (ecuación 37) (BIPM, 2008).

Por tanto, es posible determinar la incertidumbre expandida con un nivel de confianza de 95,45 %.

$$\sigma_p = k_p \cdot u \quad (37)$$

3.4.8.5. Criterios de rechazo

Al tener una gran cantidad de datos repetidos, se tiene que rechazar esos datos que están fuera de un rango admisible y ponen en peligro el cálculo de la media y la desviación típica. El rango de rechazo es determinado por el criterio de Chauvenet que contempla la media aritmética, la desviación estándar y un factor de cobertura. Por tanto, se debe rechazar todas aquellas medidas que probabilidad de aparición sea menor a $1/2n$, donde n es el número de datos (ver Figura 35) (BIPM, 2008).

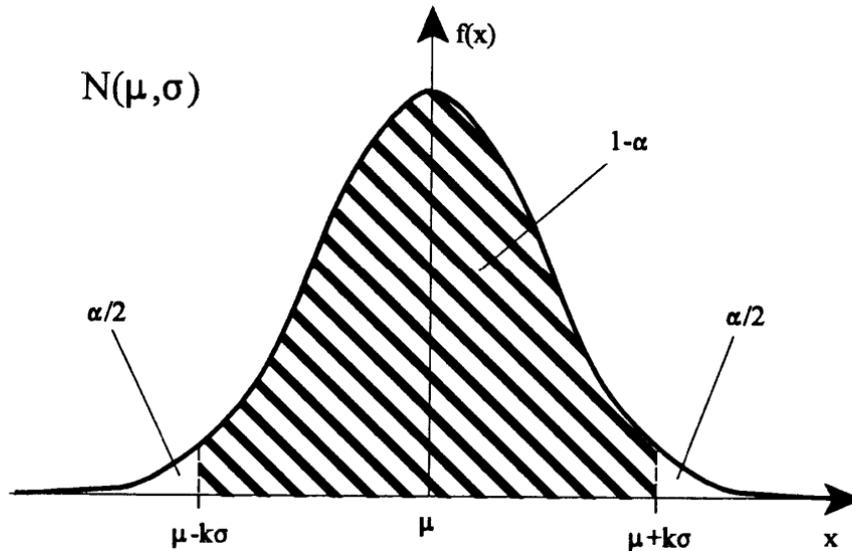


Figura 35- Gráfica del criterio de rechazo Chauvenet (BIPM, 2008)

A partir de la Figura 35, se puede obtener un rango de valores que permiten conocer los datos a rechazar. La ecuación 38 representa el rechazo y la Tabla 20 presenta los valores del coeficiente $k(n)$.

$$\bar{x} - k(n)s \leq x_i \leq \bar{x} + k(n)s \quad (38)$$

donde

\bar{x} = Media aritmética de los n datos;

$k(n)$ = coeficiente del criterio de Chauvenet;

s = desviación estándar muestral.

Tabla 20 - Coeficientes $k(n)$ del criterio de Chauvenet [26].

n	K(n)	n	K(n)	n	K(n)
2	1.15	11	2.00	20	2.24
3	1.38	12	2.04	25	2.33
4	1.54	13	2.07	30	2.40
5	1.65	14	2.10	40	2.48
6	1.73	15	2.13	50	2.57
7	1.80	16	2.15	100	2.81
8	1.86	17	2.18	300	3.14
9	1.92	18	2.20	500	3.29
10	1.96	19	2.22	1 000	3.48

La Figura 36 presenta un diagrama de flujo que explica la utilización del criterio de Chauvenet (Zamora, 2018).

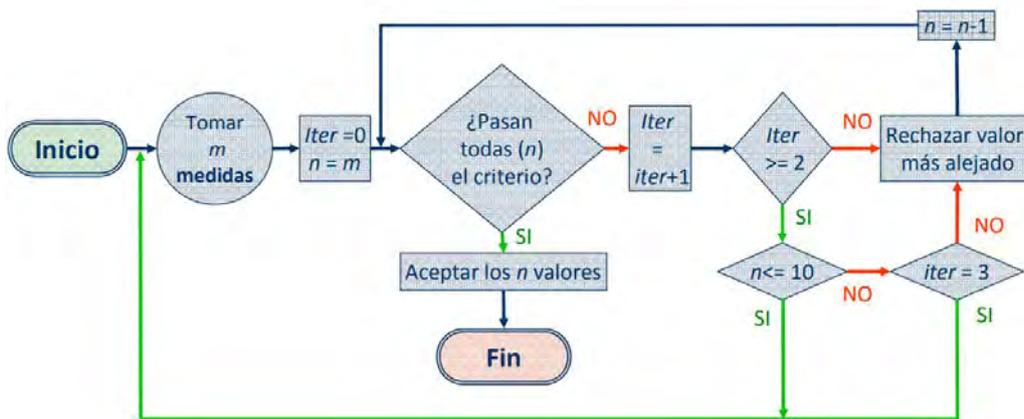


Figura 36 - Diagrama de flujo para aplicar el criterio de Chauvenet (Zamora, 2018).

CAPÍTULO 4

PRESENTACIÓN DE RESULTADOS

Este capítulo presenta los resultados correspondientes a cuatro mezclas de combustibles entre diésel, etanol y aceite de ricino, los cuales variaron su contenido volumétrico en función al biodiésel, a partir del 100% de diésel hasta el 85% v/v; obteniéndose las siguientes mezclas: D95B5E0, D85B6E9 y D80B6.5E13.5. Las figuras representadas por los colores (D95B5E0 de color negro, D85B6E9 de color azul y D80B6.5E13.5 de color rojo) muestran los resultados obtenidos de los siguientes parámetros: presión dentro del cilindro, tasa de liberación de calor (NHRR), máxima presión durante la combustión (PMC), máxima tasa de incremento de presión durante la combustión MPRR, consumo específico de combustible (sfc) y las emisiones específicas de los gases de combustión (EE) correspondiente al CO₂, CO y NO_x, incluyendo sus valores de incertidumbre (color amarillo). Los demás datos se encuentran en el Anexo C.

Los resultados obtenidos en las barras representan a los ensayos realizados bajo dos regímenes de giro (1000 y 1800 rpm), dos niveles de torque (80 y 160 Nm) y dos restricciones de la presión del aire antes del turbocompresor (100 y 80 kPa) como los representativos de la gran variedad de resultados obtenidos.

4.1. Tasa de liberación de calor

En la Figura 37, se presentan las curvas de presión dentro del cilindro y tasa neta del calor liberado. Con la restricción del aire en la admisión (de 100 a 80 kPa) que simula parcialmente el efecto de la operación en altitud, se generaron menores niveles de presión dentro del cilindro; mas sin efecto apreciable sobre las curvas de *NHRR*. En las curvas de *NHRR* se aprecian las dos fases de la combustión en el motor Diesel, pre-mezclada y difusiva. A mayor torque,

aumenta el \dot{m}_c contribuyendo a que la segunda fase de la combustión (difusiva) se muestre más acentuada.

A 1000 rpm, el *SOC* ocurre antes del PMS, entre -10 y 0 CAD; mientras que a 1800 rpm, la combustión inicia después del PMS, entre 0 y 10 cad. Asimismo, a 1000 rpm se aprecia un mayor efecto de la mezcla biodiésel con etanol sobre la evolución de las curvas de presión y *NHRR*. A menor torque (80 Nm) e independientemente del APCI ajustado, el uso del D85B6E9 ocasiona mayores adelantos del *SOC*. Igualmente, de manera general, los efectos de la mezcla biodiésel y etanol tienden a presentar menor intensidad de la combustión pre-mezclada (primera fase del calor liberado); esto debido al adelanto del *SOC*. El ligero adelanto del *SOC* estaría vinculado, en parte, a la mejor atomización de la mezcla conteniendo mayor porcentaje de etanol, provocando una menor viscosidad y un mejor proceso de mezcla (Tabla 5).

A 1800 rpm, las pequeñas variaciones de la presión filtrada ocasionan ciertas fluctuaciones en las curvas de la tasa de calor liberado. Pero, en general, se verifica un ligero incremento en el atraso del *SOC* con el uso de D85B6E9 y D80B6.5E13.5, en comparación al combustible diésel comercial. Este efecto estaría asociado al efecto del menor índice de cetano (Tabla 5) con la mayor demanda del combustible durante el mayor régimen de giro. Otro aspecto notado es que, indiferente del combustible, se constata que el menor valor del APCI (80 kPa) reduce la intensidad de la combustión pre-mezclada y aumenta la intensidad de la combustión difusiva. No obstante, los mayores picos de la combustión difusiva ocurren con el uso de las mezclas conteniendo mayor volumen de combustibles oxigenados.

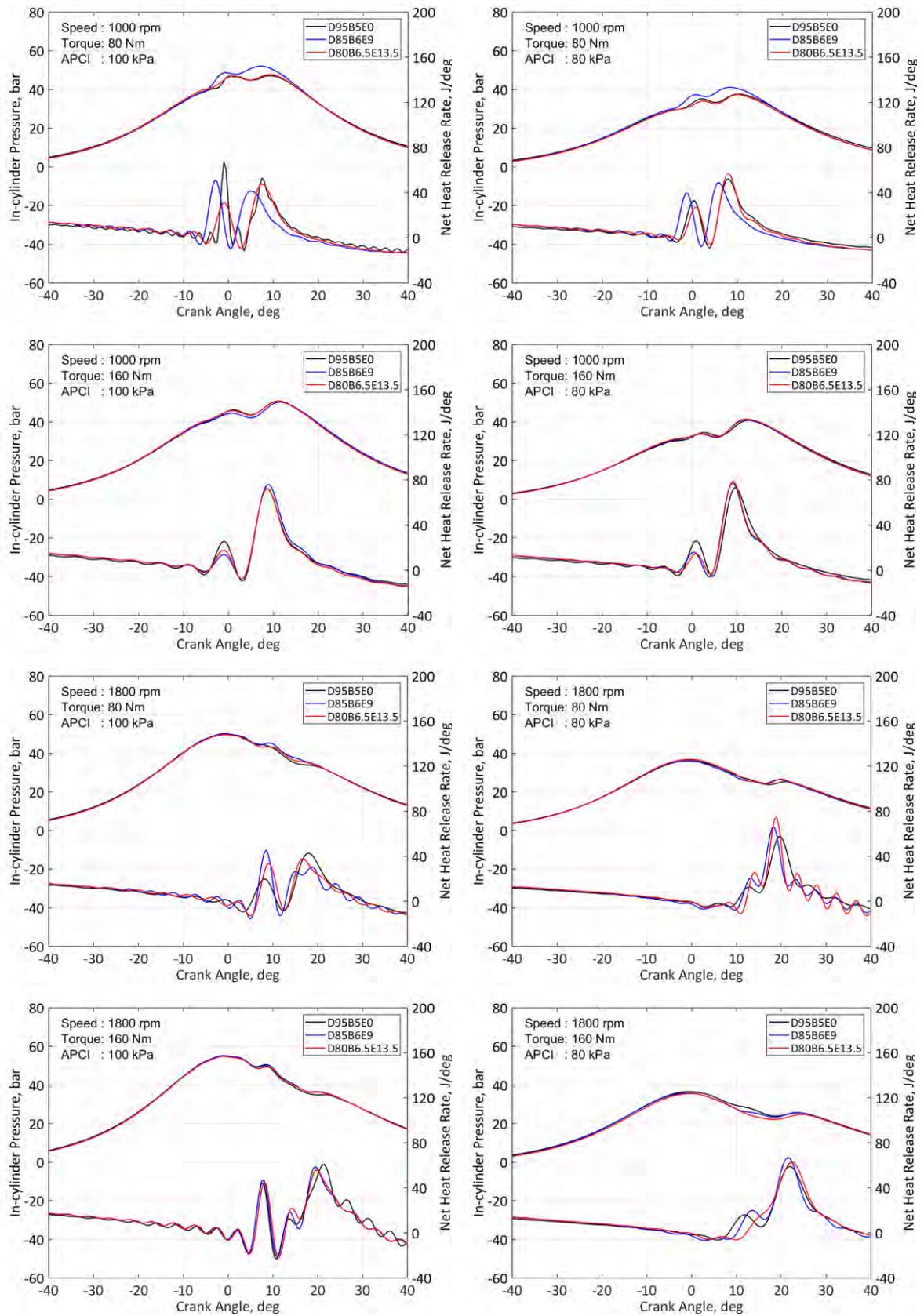


Figura 37 – Presión y tasa de calor liberado para diferentes mezclas de combustible a diferentes cargas y presión absoluta al ingreso del compresor (velocidad: 1000 and 1800 rpm).

4.2. Tasa de cambio de presión dentro de la cámara de combustión

La Figura 38 presenta los resultados de la máxima tasa de aumento de la presión (MPRR) durante el proceso de combustión del primer cilindro del motor. Los valores de MPRR son mayores a 1000 rpm, antes del PMS, variando desde 1.64 a 3.67 bar/deg; mientras que a 1800 rpm, el MPRR ocurre después del PMS, alcanzando valores que varían de 1.18 a 1.79 bar/deg. El menor gradiente a 1800 rpm, en la carrera de expansión, es afectado por la mayor velocidad del pistón.

Con el mayor porcentaje de etanol en la mezcla combustible, por lo común, se origina un sesgo hacia un pequeño incremento del MPRR con respecto al uso del combustible diésel comercial. Tal efecto, sin embargo, es más sobresaliente durante la operación a mayor torque (160 Nm a 1000 rpm) y usando D80B6.5E13.5. Restringiendo el APCI, de 100 a 80 kPa, no se altera la tendencia general del MPRR; y a 80 N.m, no existe una orientación definida del MPRR. Estos resultados también pueden ser inferidos a partir de las pendientes en las curvas de NHRR durante las fases de combustión pre-mezclada o difusiva (Figura 38).

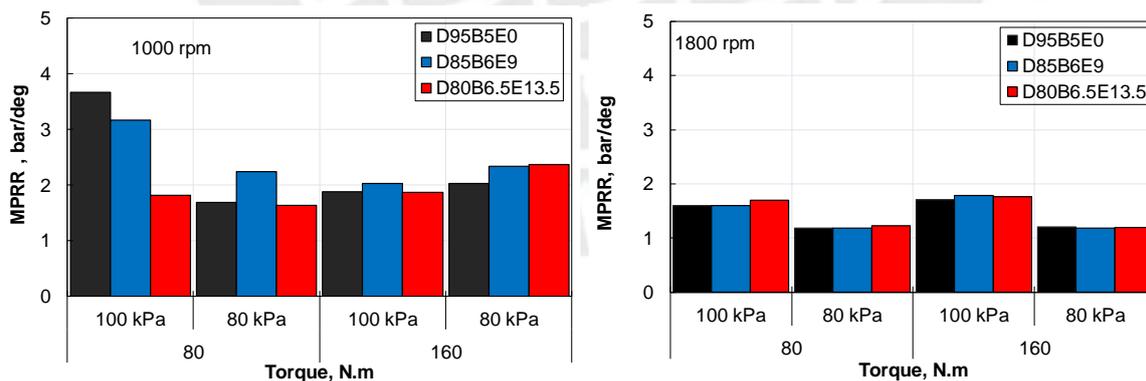


Figura 38 - Velocidad del incremento de presión dentro de la cámara de combustión a 1000 y 1800 rpm.

4.3. Presión máxima dentro de la cámara de combustión

La Figura 39 presenta la máxima presión durante la combustión (MPC) en el primer cilindro del motor. La MPC es el resultado del cambio de energía calorífica a energía mecánica traducida en presión sobre la superficie del pistón. Asimismo, la combustión al ser producida después del PMS como ocurre a 1800 rpm, genera una MPC, la cual está asociada a la potencia efectiva en el eje y a la cantidad de calor liberado durante la fase de combustión rápida (Heywood, 2018).

De modo general, los valores del MPC no presentan una tendencia clara por el efecto del combustible. Pero sí una disminución de MPC para los ensayos con APCI a 80 kPa en comparación a 100 kPa de APCI, llegando a reducir el pico de la presión en hasta 34.5 % a 1800 rpm y 160 N.m.

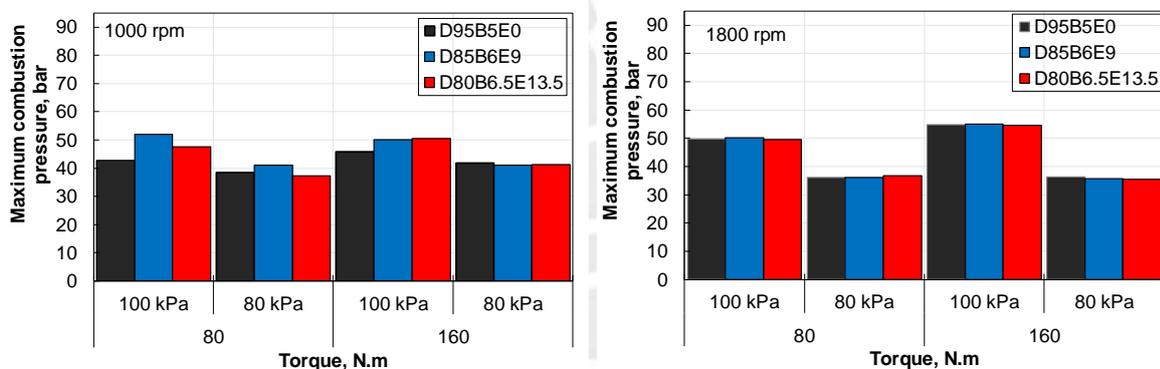


Figura 39 - Presión máxima dentro de la cámara de combustión a 1000 y 1800 rpm.

4.4. Consumo específico de combustible

La Figura 40 presenta el consumo específico de combustible (sfc). Este es un parámetro muy útil para determinar la eficiencia del motor (Payri, 2011). Como era de esperarse, los ensayos a 1000 y 1800 rpm presentan mayores sfc a bajos torques, ya que las pérdidas mecánicas son más significativas con respecto a la potencia útil del motor (Heywood, 2018).

Con relación al uso de los diferentes combustibles, se nota que por lo general existe un ligero aumento (de hasta 9%) en el valor de sfc con el mayor contenido de etanol en la mezcla. Este efecto está asociado al menor poder calorífico al usar un mayor porcentaje de biocombustibles (Tabla 5). En bajo torque, las mezclas D85B6E9 y D80B6.5E13.5 disminuyen el sfc del motor con respecto a su operación con el combustible diésel comercial. Tal es el caso del punto de ensayo a 80 N.m y 1800rpm, donde el sfc disminuye en 13% con el uso de D85B6E9, en comparación al D95B5E0.

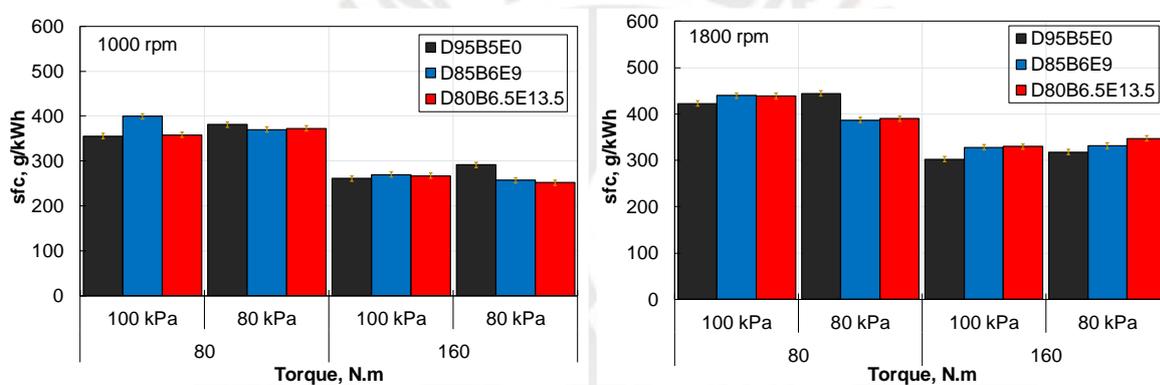


Figura 40 - Consumo específico de combustible a 1000 y 1800 rpm.

4.5. Emisiones específicas

En general, mayores emisiones específicas se asocian a mayores valores de sfc, debido a que al inyectarse mayor masa de combustible existe mayor cantidad de productos contaminantes originados durante el proceso de combustión (Heywood, 2018). Esto es corroborado al comparar los resultados de EE de CO₂ (Figura 41), CO (Figura 42) y NO_x (Figura 43) versus el sfc (Figura 40).

4.5.1. Emisiones de CO₂

La Figura 41 presenta las EE de CO₂. Éstas EE son consideradas emisiones directas del efecto invernadero, ya que pueden ser generadas en grandes cantidades a causa de la combustión en los MCIAs (Payri et al, 2011).

Las EE de CO₂ a 1000 y 1800 rpm, con diferentes ajustes de carga y APCI, variaron de 727 a 1418 g/kW.h, con incertidumbres entre ± 6.3 y ± 14.7 g/kWh. A 1000 rpm, en la Figura 40 se aprecia claramente que las mayores EE de CO₂ corresponden al combustible comercial D95B5E0; y conforme se aumenta el uso de etanol y biodiésel en la mezcla combustible, estas emisiones tienden a disminuir. Efectos similares ocurren durante la operación en altitud simulada. En el punto de funcionamiento a 80 Nm, 1000 rpm y 100 kPa, las EE de CO₂ disminuyen en 25 y 30% con el uso de D85B6E9 y D80B6.5E13.5, respectivamente. Resultados similares fueron reportados en otros estudios (Shair *et al.*, 2015; Tutak *et al.*, 2017) indicando que este efecto se debe al menor contenido de carbono en los combustibles oxigenados, lo cual provoca menores emisiones de CO₂ y más H₂O. A 1800 rpm, por lo regular, las EE son muy similares entre los tres tipos de combustibles; Con excepción del punto de funcionamiento a 80 Nm y 100 kPa. Sin embargo, cualquier aparente diferencia entre las EE de CO₂ entre los tres combustibles se encontraría cubierta por las incertidumbres experimentales. Por otro lado, de modo general las EE de CO₂ se incrementan con el aumento de velocidad; esto se debe a un incremento de ingreso de aire en la admisión a causa del compresor.

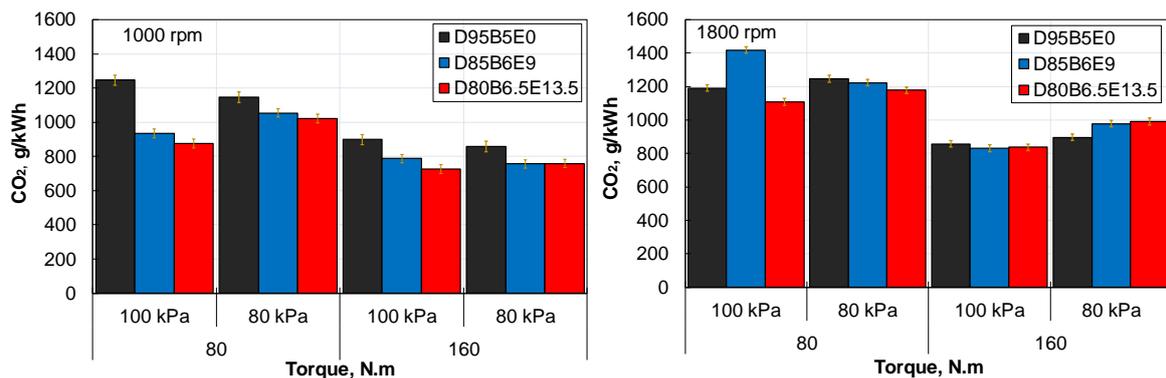


Figura 41 - Emisiones específicas de CO₂ a 1000 y 1800 rpm.

4.5.2. Emisiones de CO

La Figura 42 presenta las EE de CO, variando desde 2.8 a 12.3 g/kW.h, con incertidumbres experimentales entre ± 0.1 y ± 0.3 g/kWh. Estos contaminantes se producen durante la combustión, cuando se alcanza la temperatura adiabática de llama (emisiones de CO se forman a partir de 2000 K) y son productos de una combustión incompleta del proceso de oxidación del CO a CO₂, lo cual es muy recurrente durante la fase de combustión pre-mezclada y con el uso mezclas aire-combustible ricas (Payri *et al.*, 2011).

De forma similar a las emisiones de CO₂, los resultados de CO a 1000 rpm corroboran que el uso de mayores porcentajes de etanol y biodiésel en la mezcla combustible reducen estas emisiones en hasta un 29% al utilizar D80B6.5E13.5, con respecto a las EE generadas con el combustible comercial. Una vez más, la explicación recae en la presencia del radical OH en los combustibles oxigenados; sumase a esto el uso de mezclas aire-combustible pobres, lo cual generan menores temperaturas al interior del cilindro, resultando en una reducción de las EE de CO.

A 1800 rpm, las EE de CO presentan un incremento al usar combustibles aditivados con etanol y biodiésel. Tal efecto se asocia al mayor ingreso de combustible y el dosado menos pobre de la mezcla aire-combustible, que ocasionan una carencia de oxígeno al interior de la cámara de

combustión. Asimismo, a mayor régimen (menor tiempo para la oxidación del combustible), los combustibles conteniendo etanol causan un mayor retraso del inicio de la combustión (Figura 37), contribuyendo a las mayores EE de CO en el gas de escape.

Por otro lado, durante las pruebas a altitud simulada se aumentaron las emisiones de CO, independientemente del combustible utilizado. Pero a 1800 rpm, esto se enfatiza más con el uso del D85B6E9 y D80B6.5E13.5. Tal es el caso a 160 N.m, donde las EE de CO con el D95B5E0 aumentaron de 3.7 a 6.1 g/kW.h, al restringir el APCI de 100 a 80 kPa. Esta diferencia representa un incremento de 64%. Y si en 80 kPa de APCI se utiliza el D80B6.5E13.5 (8.4 g/kWh), las EE de CO aumentarían en 128% respecto al funcionamiento con D95B5E0 y 100 kPa.

Finalmente, para un mismo torque, las emisiones de CO se incrementan con la velocidad, debido al mayor ingreso de combustible y el menor tiempo de residencia de los gases dentro del cilindro.

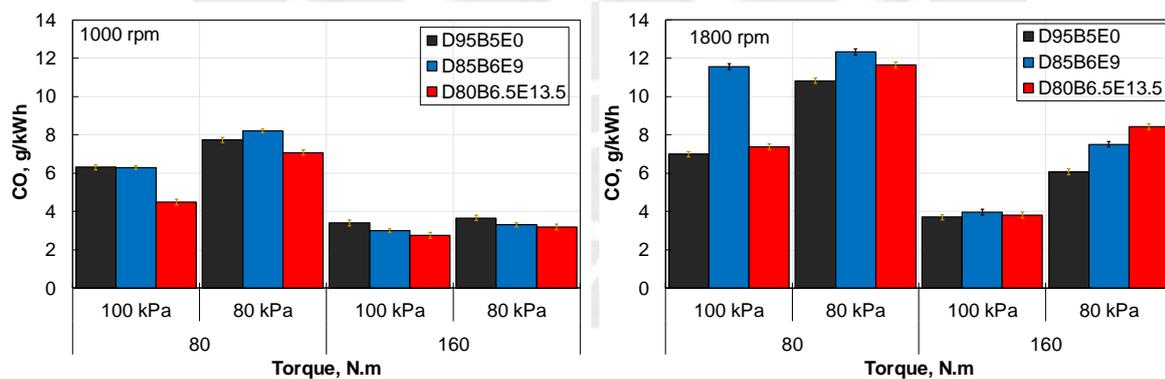


Figura 42 - Emisiones específicas de CO a 1000 rpm y 1800 rpm.

4.5.3. Emisiones de óxidos de nitrógeno NO_x

Las EE de NO_x son mostradas en la Figura 43. Las EE de NO_x corresponde a la suma de las emisiones de NO₂ y NO, la cual tiene una mayor presencia del NO porque se generan a altas

temperaturas (más de 2000 K); en cambio, el NO₂ resulta de la conversión del NO a bajas temperaturas (menos de 1800 K) y presencia alta de oxígeno (O₂) (Payri *et al*, 2011).

En la Figura 43, las EE de NO_x varían desde 1.6 a 6.7 g/kW.h, con incertidumbres experimentales entre ±0.1 y ±0.2 g/kWh. A 1000 rpm, las EE de NO_x presentan una tendencia a disminuir a medida que se incrementa el contenido de etanol y biodiésel, en la mezcla combustible; siendo la mezcla D80B6.5E13.5 la que presenta menores emisiones de NO_x con una disminución de hasta 26 % (a 80 N.m y 100 kPa) respecto al combustible comercial D95B5E0. Este efecto guarda relación con los resultados previos del NHRR (Figura 37), donde se verificó una menor intensidad de la llama pre-mezclada con el mayor uso de biocombustibles. El mayor contenido del etanol requiere de una mayor energía para su vaporización, resultando en una menor temperatura de la llama.

También, a 1800 rpm, el comportamiento de la fase pre-mezclada de la NHRR se relaciona con la tendencia de las EE de NO_x. A 80 Nm, con y sin restricción del aire de admisión, se verifica que la mayor intensidad de la combustión pre-mezclada con el D85B6E9 y D80B6.5E13.5 son causantes del ligero aumento en sus respectivas EE de NO_x. A 160 Nm, los biocombustibles no afectan las EE de NO_x.

Las operaciones simulando la altitud, a 1000 rpm, provocan mayores emisiones de CO (Figura 42) y menores EE de NO_x (Figura 43). No en tanto, a 1800 rpm, no sobresale dicho intercambio. Por otro lado, a mayores velocidades, y de modo general, las EE de NO_x disminuyen, ya que la mezcla aire-combustible es más rica y su tiempo de residencia en la cámara de combustión se reduce.

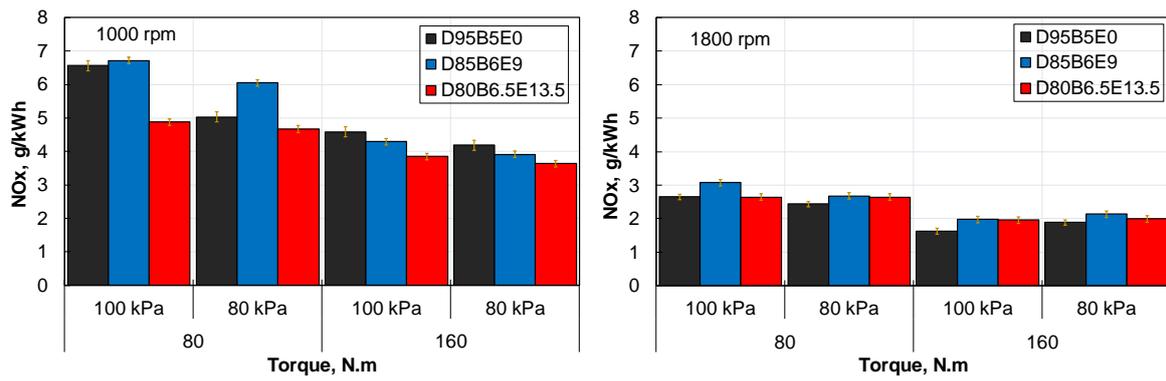


Figura 43 - Emisiones específicas de NO_x a 1000 rpm y 1800 rpm.



CONCLUSIONES

Consumo específico de combustible, tasa neta del calor liberado y emisiones del gas de escape fueron analizados en un motor de encendido por compresión, 6 litros, funcionando a diferentes condiciones simuladas de altitud y utilizando diferentes mezclas de diésel, biodiésel y etanol. El combustible comercial es el D95B5E0 y las mezclas alternativas (D85B6E9 y D80B6.5E13.5) incluyeron porcentajes volumétricos de hasta 13.5% de etanol y, en menor medida, de biodiésel. El aceite de ricino se agregó para evitar la separación de fase del etanol y diésel 2, así como para mantener la lubricidad de la mezcla combustible.

El consumo específico de combustible del motor no es afectado por el uso de etanol y biodiésel, a pesar del menor poder calorífico de las mezclas alternativas. Los resultados de la tasa neta del calor liberado muestran que las mezclas D85B6E9 y D80B6.5E13.5 adelantan ligeramente el inicio de la combustión en 1000 rpm, con menor intensidad de la fase de combustión premezclada. Efecto contrario se pudo notar a 1800 rpm, donde puede ocurrir un pequeño atraso del inicio de la combustión por el menor índice de cetano de las mezclas alternativas. Cabe mencionar que, para las condiciones de trabajo evaluadas, los pequeños atrasos en el inicio de la combustión causaron un pequeño aumento en las emisiones de CO.

Las emisiones específicas de NO_x, CO y CO₂ se incrementan con el mayor sfc, ya que existe una mayor cantidad de combustible inyectado por potencia generada en el eje y el menor poder calorífico del combustible conteniendo etanol. Las EE de CO₂ disminuyen con el incremento de etanol y biodiésel en el combustible, debido a que el radical OH del componente oxigenado propiciaría una mayor producción de H₂O. A 1000 rpm, las emisiones de CO guardan relación con las tendencias observadas en el CO₂; sin embargo, a 1800 rpm, las EE de CO son incrementadas con el mayor uso de etanol y biodiésel. Estos resultados se asocian a los niveles de temperatura al interior de la cámara de combustión (de menor a mayor, conforme aumenta

la velocidad del motor). Los combustibles oxigenados disminuyen las EE de NO_x durante la operación del motor a 1000 rpm; pero a 1800 rpm se incrementa ligeramente hasta en 21%. Asimismo, las emisiones de CO₂ y CO se incrementan a mayores rpm y las emisiones de NO_x disminuyen, debido a la mayor riqueza de la mezcla aire-combustible y el menor tiempo de residencia de los gases dentro de la cámara de combustión.

Por otra parte, la altitud simulada permitió verificar que a mayor altitud ocurre un ligero incremento del sfc y EE de CO y CO₂, junto a una reducción de las EE NO_x. A 2000 m de altitud simulada (APCI = 80 kPa) los máximos incrementos del sfc, CO y CO₂, con la mezcla D80B6.5E13.5, fueron 5%, 122% y 18%, respectivamente. Y las máximas reducciones de las EE de NO_x también se obtuvieron con la mezcla D80B6.5E13.5, en hasta 6%, lo cual evidencia un gran avance en la reducción de emisiones contaminantes.

En el motor y condiciones de trabajo bajo estudio, la mezcla D80B6.5E13.5 presentó mejores resultados en lo que respecta a las emisiones de NO_x, CO y CO₂, tanto en condiciones de presión a nivel del mar y en altura simulada, pero con cierto incremento del sfc.

Por tanto, se podría utilizar la mezcla D80B6.5E13.5 como combustible sustituto al diesel comercial (D95B5E0), logrando utilizar un total del 20% de biocombustible (biodiésel y etanol); de esta manera, se favorecería a la balanza nacional de hidrocarburos y disminución de la contaminación ambiental.

RECOMENDACIONES

- Estudios posteriores podrían realizar pruebas a diferentes niveles de altitud real, bajo sus condiciones climatológicas verdaderas, ya que el estudio sería desarrollado en condiciones reales.
- Se podría realizar un mayor número de ensayos, bajo una mayor variedad de mezclas diésel-etanol-biodiésel. De esa manera, obtener una mayor dispersión de datos y tendencias más pronunciadas.
- Se podría replicar las pruebas para otros tipos de combustibles oxigenados como el metanol, ya que parte de futuras investigaciones es probar y fomentar otros tipos de combustibles oxigenados en sustitución parcial del diésel.
- Es necesario realizar pruebas de desgaste de los componentes mecánicos debido al uso de etanol y biodiésel, incluyendo los estudios de tribología. El desgaste de los componentes es importante, ya que verifica el tiempo de vida que puede tener la máquina.
- Se debe profundizar en los estudios sobre efectos de la variación de las propiedades físicas del combustible causadas por el etanol, las cuales pueden repercutir en las prestaciones y emisiones del motor. Por ejemplo, la caída del índice de cetano de la mezcla combustible podría causar falla de la combustión, aumentando el ruido y las vibraciones del motor, así como las emisiones de productos parciales como el monóxido de carbono e hidrocarburos no quemados.

Bibliografía

Abhishek, P., Rajsekhar, P., Durbadal, D., “An Experimental study of Combustion, Performance, Exergy and Emission characteristics of a CI engine fueled by Diesel-Ethanol-Biodiésel Blends”, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.09.137>, *Energy*, 141, 839-852 (2017).

Assanis, D., Filipi, Z., Fiveland, S., & Syrimis, M. (2003). A Predictive Ignition Delay Correlation Under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diésel Engine. *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 125, pp. 450–457.

Benavides, A., Benjumea, P. y Pashova, V. (2007). CASTOR OIL BIODIÉSEL AS AN ALTERNATIVE FUEL FOR. *Dyna*, 141-150.

BIPM. (Septiembre de 2008). *Evaluation of measurement data — Guide to the expression of uncertainty in measurement*. Obtenido de <https://www.bipm.org/en/about-us/>

Costa, C., Beser, M., Ferreira, R., Souza, A., & Monteiro, S. (2007). Influence of Cetane Number on Euro III Engine Emissions. *SAE International*.

Dogru, B., & Bulut, S. (2013). AN EXPERIMENTAL AND THEORETICAL INVESTIGATION OF. *Mühendis ve Makina*, 54(647), 30-46.

Fernando, F. y Hanna, M (2004). Development of a Novel Biofuel Blend Using Ethanol-Biodiésel-Diesel Microemulsions: EB-Diesel. *Energy & Fuel*, 18, 1695-1703

Gagliuffi, E., Guiherne, J., Formiga, C (2002). Misturas diesel-álcool-óleo de rícino como um combustível alternativo para motores de ignição por compressão.

Gautam, G., Thompson, G. J., Carder, D. K., Clark, N. N., Shade, B. C., Riddle, W. C., & Lyons, D. W. (2001). Measurement of In-Use, On-Board Emissions from Heavy-Duty Diésel Vehicles: Mobile Emissions Measurement System. *SAE International*, 2001-01-3643.

Gestión. (02 de Julio de 2019). *Gestión*. Obtenido de <https://archivo.gestion.pe/noticia/311269/Diésel-lideraria-avance-demanda-mundial-combustible?ref=gesr>.

GPAE. (2017). REPORTE SEMESTRAL DE MONITOREO DEL. *Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minas*, 12-13.

Hansen, A., Zhang, Q., & Lyne, P. (2005). Ethanol–Diésel fuel blends—a review. *Bioresource Technology*, 96 (2005) 277–285.

Hernandez, M., Menchaca, L., & Mendoza, A. (2014). Fuel economy and emissions of light-duty vehicles fueled with ethanolegasoline blends in a Mexican City. *Renewable Energy*, 72(2014), 236-242.

- Heywood, J. (2018). *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill.
- He et al., “*Emission characteristics of a heavy-duty diesel engine at simulated high altitudes*”, doi: 10.1016/j.scitotenv.2011.01.029 (2011) *Science of the Total Environment*, 409(17), 3138-3143 (2011).
- Jayakumar, C., Zheng, Z., Joshi, U., Bryzik, W., Henein, N., & Sattler, E. (2011). EFFECT OF INLET AIR TEMPERATURE ON AUTO-IGNITION OF FUELS WITH DIFFERENT CETANE NUMBER AND VOLATILITY. *ASME*, ICEF2011-60141.
- Ji-Lin, L., Ze-fei, T., Shao-hua, L., Yu-Hua, B. y Li-Zhong, S, “Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ethanol-diesel Blends in Different Altitude Regions”, doi: 10.1109/ICDMA.2010.43, 2011, 417-421 (2011).
- K. Luxbacher., & G. Nolte. (29 de octubre de 2019). Peru resumes biodiesel production. USDA Foreign Agricultural Service.
- Kumar, R., “*Reciprocating Engine Combustion Diagnostics In-Cylinder Pressure Measurement and Analysis*”, 1a Ed. Springer Nature Switzerland AG, Cham, Switzerland (2019).
- Lei, J., Bi, Y. y Shen, L., “*Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ethanol-Diesel Blends in Different Altitude Regions*”, doi:10.1155/2011/417421, *Journal of Biomedicine and Biotechnology*, 2011, 10 (2011)
- Liu, S., Shen, L., Bi, Y. y Lei, J., “*Effects of altitude and fuel oxygen content on the performance of a high pressure common rail diesel engine*”, doi: 10.1016/j.fuel.2013.10.007, 118, 243-249 (2014).
- Lei, J., Bi, Y. y Shen, L., “*Performance and Emission Characteristics of Diesel Engine Fueled with Ethanol-Diesel Blends in Different Altitude Regions*”, doi:10.1155/2011/417421, *Journal of Biomedicine and Biotechnology*, 2011, 10 (2011)
- LOWE, D., TIAN, R., WEILIANG, W., & TAN, A. (2011). DIESEL KNOCK COMBUSTION AND ITS DETECTION USING. *J. Acoustic Emission*, 29(2011), 78-88.
- Meriam. (2015). *User Manual Laminar Flow Elements*. Obtenido de www.meriam.com.
- Medina, I., Chávez, N., & Jáuregui, J. (2012). Biodiesel, un combustible renovable. *Investigación y Ciencia*, 55, 62-70.
- MINAM. (02 de Abril de 2018). *Ministerio del Medio Ambiente*. Obtenido de <http://www.minam.gob.pe/notas-de-prensa/a-partir-del-1-de-abril-del-2018-entro-en-vigencia-las-normas-de-emisiones-vehiculares-euro-iv-tier-2-y-epa-2007/>

Muralee, S., Salam, P., Tongroon, M. y Chollacoop, N., “*Performance and emission assessment of optimally blended biodiésel-dieseethanol in diesel engine generator*”, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.04.012, 155, 525-533 (2019)

Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (29 de Diciembre de 2018). Obtenido de http://www.osinergmin.gob.pe/empresas/hidrocarburos/Paginas/SCOP-DOCS/scop_docs.htm.

Payri, F., & Desantes, J. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: EDITORIAL REVERTÉ,S.A.

Reyes, Y. y. (2009). Purificación de biodiésel obtenido de aceite de ricinus . *Sociedad Mexicana de Ciencia y Tecnología de Superficies y Materiales*, 22(3) 20-23.

Rodriguez, L. (1990). USO DE ETANOL CARBURADO EN MOTORES DIÉSEL. *ACTA AGRONÓMICA*, 40 (1 - 2) 162 - 171.

Rojas, M., López, E. y Zaldívar, S. (2006). *Combustibles alternativos para el desarrollo de la industria regional*. Lima: Universidad de Lima. Fondo Editorial.

Sahin, Z., & Durgun, O. (2016). IMPROVING OF DIÉSEL COMBUSTION-POLLUTION-FIUEL ECOMONY AND. *J. of Thermal Science and Technology*, 36(2), 69-82.

Saxena, P., Jawale, S. y Joshipura, M., “*A review on prediction of properties of biodiésel and blends of biodiésel*”, *Pocedia Engineering*, 51, 395-402 (2013)

Shahirn, S., Masjuki nn, H., Kalam, M., Imran, A., Ashraful, A., “*Performance and emission assessment of diesel–biodiésel–ethanol/ bioethanol blend as a fuel in diesel engines: a review*”, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.03.049>, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 48, 62-78 (2015).

Shamun, S., Belgiorno, G., Blasio, G., Beatrice, C., Tunér, M., Tunestål, P., “*Performance and emissions of diesel-biodiésel-ethanol blends in a light duty compression ignition engine*”, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.067>, *Applied Thermal Engineering*, 145, 444-452 (2018).

Solis, J., SchlosserII, J., Silveira, M., Azevedo, F., Tellechea, A., & Oliveira, G. (2016). Performance of an agricultural engine using blends of Diésel and ethanol. *Ciencia Rural*, 46(7), 1200-1205.

Tongroon, M., Saisirirat, P., Suebwong, A., Aunchaisri, J., Kananont, M y Chollacoop, N., “*Combustion and emission characteristics investigation of diesel-ethanolbiodiésel blended fuels in a compression-ignition engine and benefit analysis*”, doi: 10.1016/j.fuel.2019.115728, 255(2019).

Tutak, W., Jamrozik, A., Pyrc, M., Sobiepański, M., “*A comparative study of co-combustion process of diesel-ethanol and biodiésel-ethanol blends in the direct injection diesel engine*”,

doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.029>, Applied Thermal Engineering, 117, 155-163 (2017).

Wei, L., Cheung , C., Ning, Z., “*Effects of biodiesel-ethanol and biodiesel-butanol blends on the combustion, performance and emissions of a diesel engine*”, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.05.049>, Energy, 55, 957-970 (2018).

Zamora, R. (2018). *Fundamentos de Metrología*. Obtenido de http://www.dimf.upct.es/docencia/assignaturas/fabricacion/G_TRIC/506103003_In_Sis_Pro/02_Fundamentos%20de%20metrolog%C3%ADa_v2.0.pdf



Anexo A

Especificaciones	Datos Técnicos
Fórmula	CH₃-CH₂-OH
CAS	64-17-5
Ensayo (C₂H₅OH) (corregido por agua) (por CG)	Mínimo 99.5%
Color (APHA):	Máximo 10
Residuo después de la evaporación	Máximo 0.001%
Solubilidad en H₂O	Pasa prueba
Agua (H₂O)	Máximo 0.2%
Sustancias que reducen el permanganato	Pasa prueba
Acetona, alcohol isopropílico	Máximo 0.001%
Ácido retirable	Máximo 0.005
Base ajustable (meq / g)	Máximo 0.0002
Sustancias oscurecidas por H₂SO₄	Pasa prueba
Características adicionales	Cumple con los requisitos químicos del reactivo ACS

Tabla A.2 – Especificaciones técnicas JT Baker Alcohol etílico desnaturalizado 40B. Modelo 9014

Tabla A.2 – Especificaciones técnicas BD5-S50 PETROPERÚ

CLASE DE PRODUCTO				
COMBUSTIBLE				
TIPO DE PRODUCTO				
DESTILADO MEDIO ULTRA BAJO AZUFRE + 5% BIODIESEL B100				
NOMBRE DE PRODUCTO				
DIESEL B5 S-50				
ENSAYOS	ESPECIFICACIONES (a)		MÉTODO	
	MIN.	MÁX.	ASTM	OTROS
APARIENCIA	Clara y brillante, libre de agua y partículas en suspensión			Visual
Color ASTM (b)	3.0		D-1500, D-6045	
VOLATILIDAD				
Gravedad API a 60 °F	Reportar		D-1298, D-4052	
Destilación, (a 760 mmHg)			D-85, D-2887, D-7344, D-7345	ISO 3405
Punto inicial de ebullición	Reportar			
5 %V recuperado, °C	Reportar			
10 %V recuperado, °C	Reportar			
20 %V recuperado, °C	Reportar			
50 %V recuperado, °C	Reportar			
90 %V recuperado, °C	282	360		
95 %V recuperado, °C	Reportar			
Punto final de ebullición	Reportar			
Punto de inflamación Pensky Martens, °C	52		D-93, D-3826, D-7054	ISO 2719
FLUidez				
Viscosidad cinemática a 40°C, cSt (c)	1.9	4.1	D-445	ISO 3104
Punto de escurrimiento, °C (d)		+4	D-97, D-5945, D-6950	ISO 3016
COMBUSTIÓN				
Número de cetano (e)	45		D-613	ISO 5165
Índice de cetano (f)	40		D-4737, D-976	ISO 4264
COMPOSICIÓN				
Cenizas, % masa		0.01	D-482	ISO 6245
Residuo carbón, 10% residuo destilación, % masa		0.35	D-4530, D-624, D-189	ISO 6615
Azufre total, ppm		50	D-5463, D-2622, D-7039, D-7220	ISO 14596, ISO 20846
CORROSIVIDAD				
Corrosión lámina de cobre, 3h, 50°C, N°		3	D-130	ISO 2160
CONTAMINANTES				
Agua y Sedimentos, %V		0.05	D-2709	
ESTABILIDAD A LA OXIDACIÓN				
Estabilidad a la oxidación, mg/100mL	Reportar		D-2274, D-7545	
LUBRICIDAD				
Lubricidad, diámetro rasgado de uso corregido, HFRR a 60°C, micras		520	D-6075, D-7686	ISO 12156-1
REQUERIMIENTOS DE OPERATIVIDAD				
Punto de Obstrucción del Filtro, Flujo en Frío, °C (CFPP ó POFF)		-8	D-6371	UNE-EN-116
CONDUCTIVIDAD				
Conductividad, pS/m	25		D-2624, D-4308	
BIODIESEL 100 (B100)				
Contenido, % Vol.		5	D-7371	UNE EN 14078
OBSERVACIONES:				
(a) De conformidad con el D.S. N° 092-2009-EM y su Fe de Erratas.				
(b) Se aplicará colorante verde en las Plantas de Ventas, según decisión de la Gerencia Comercial.				
(c) La viscosidad cinemática a 40°C puede ser 1.7 cSt, si el Punto de Nube especificado es menor a -12°C para los meses fríos.				
(d) Cuando el cliente lo requiera, se determinará el Punto de Niebla por el método ASTM D-2500.				
(e) De no contar con el equipo del método D-613 (Número de Cetano), se calculará el Índice de Cetano con el método ASTM D-4737.				
(f) El método D-976, se usará únicamente para combustibles Diesel de rango de N° Cetano entre 56.5 a 80.0.				

Tabla A.3 – Especificaciones técnicas aceite de ricino USP, producido por Insuquímica.

ACEITE DE RICINO USP

CERTIFICADO DE ANÁLISIS

ENSAYO	RESULTADOS	METODO
COLOR (LOVIBOND 5 1/4)	Y=10 / R=1,0	Cc 13b-45 AOCS
ÁCIDOS GRASOS LIBRES (OLEICO)	MAX = 0,90%	Ca 5a-40 AOCS
HUMEDAD & VOLÁTILES	MAX = 0,25%	Ca 2c-25 AOCS
PESO ESPECIFICO A 25 °C	1	Cc 10a-25 AOCS
ÍNDICE DE YODO (WIJS)	85 cg/g	Cd 1 - 25 AOCS
ÍNDICE DE HIDROXILO	164	Cd 13 - 60 AOCS
ÍNDICE DE REFRACCIÓN 25 °C	1,5	Cc 7 - 25 AOCS
ÍNDICE DE SAPONIFICACIÓN	178 mg KOH/g	Cd 3 - 25 AOCS
IMPUREZAS INSOLUBLES	0,01 % MAX	Ca 3 - 46 AOCS
ASPECTO	CLARO Y BRILLANTE	
OLOR	CARACTERÍSTICO A RICINO	



Anexo B

Tabla B.1 – distribución normal el factor de cobertura k_p , para un nivel de confianza p .

Nivel de confianza (%)	Factor de cobertura k_p
68.27	1
90	1.645
95	3.96
95.45	2
99	2.576
99.73	3



Anexo C

Tabla C.1 – Máxima presión durante la combustión a 1000 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	47.30	50.12	48.02	48.02
	90	40.58	43.22	42.13	42.80
	80	35.82	37.08	38.56	35.86
80	100	49.08	51.18	52.98	48.92
	90	43.11	43.62	48.35	43.61
	80	38.27	39.16	41.66	37.56
120	100	49.10	51.96	49.91	49.82
	90	43.05	45.09	45.42	45.00
	80	39.31	41.15	39.98	40.08
160	100	51.69	52.09	50.93	51.12
	90	45.93	46.26	46.34	46.69
	80	41.23	41.98	41.25	41.58
200	100	53.05	51.94	50.91	51.60
	90	48.67	46.99	46.68	46.77
	80	41.59	41.93	43.74	46.77
240	100	53.20	54.25	53.97	52.06
	90	46.98	47.63	49.54	47.34
	80	42.07	42.66	44.66	42.73

Tabla C.2 – Máxima presión durante la combustión a 1400 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	45.97	48.54	48.02	45.66
	90	38.83	40.12	40.74	38.23
	80	32.21	34.77	35.56	32.98
80	100	45.57	46.51	47.51	46.49
	90	37.53	41.84	41.11	39.55
	80	32.41	34.11	35.12	33.83
120	100	45.13	46.23	45.07	45.61
	90	40.28	40.06	40.58	40.86
	80	32.50	35.61	35.70	35.15
160	100	47.11	47.65	46.59	47.38
	90	40.58	41.47	42.17	41.31
	80	32.97	35.91	35.98	35.88
200	100	48.33	49.36	48.12	48.90
	90	41.86	42.73	42.32	43.42
	80	37.27	37.50	38.37	37.30
240	100	50.73	51.88	51.61	51.37
	90	44.65	45.77	45.84	45.46
	80	38.42	38.50	39.76	38.45

Tabla C.3 – Máxima presión durante la combustión a 1800 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	48.03	51.68	50.47	47.71
	90	43.17	44.29	41.04	41.46
	80	35.55	37.94	35.20	36.19
80	100	49.59	54.51	49.99	49.62
	90	43.34	47.73	42.58	41.45
	80	36.17	39.19	36.05	36.82
120	100	51.15	57.09	51.43	51.31
	90	43.60	49.35	45.89	45.63
	80	35.62	42.94	34.89	34.62
160	100	54.64	61.07	55.04	54.57
	90	48.02	55.35	48.60	47.31
	80	36.46	45.11	35.74	35.46
200	100	56.98	44.22	57.09	57.21
	90	49.36	36.09	47.13	49.70
	80	43.54	42.94	37.77	36.38
240	100	61.65	43.42	62.19	62.66
	90	54.10	36.71	53.79	49.56
	80	45.53	45.11	38.68	36.91

Tabla C.4 – MPRR a 1000 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100 kPa	13.38	8.64	7.12	6.53
	90 kPa	10.29	6.50	6.55	5.80
	80 kPa	8.16	4.81	4.60	3.45
80	100 kPa	12.71	5.87	5.42	5.19
	90 kPa	10.58	4.96	4.65	4.79
	80 kPa	9.82	4.34	4.67	4.02
120	100 kPa	10.17	3.44	5.56	5.42
	90 kPa	11.33	5.65	4.74	5.15
	80 kPa	9.31	4.90	4.72	4.34
160	100 kPa	12.46	6.49	4.87	4.64
	90 kPa	11.70	4.35	4.27	4.34
	80 kPa	10.68	4.63	4.10	4.27
200	100 kPa	15.01	5.17	5.42	4.91
	90 kPa	17.29	4.85	5.53	5.16
	80 kPa	12.64	4.88	5.06	5.16
240	100 kPa	14.82	6.34	6.30	5.87
	90 kPa	17.81	6.19	8.13	5.73
	80 kPa	17.22	5.12	6.62	5.37

Tabla C.5 – MPRR a 1400 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	5.44	5.53	6.93	5.20
	90	4.13	4.78	6.04	4.06
	80	3.50	3.15	3.73	3.35
80	100	5.91	3.73	7.52	5.78
	90	4.87	6.10	5.78	5.30
	80	3.23	2.98	3.93	3.78
120	100	4.20	3.65	3.77	3.47
	90	3.87	3.74	4.28	3.51
	80	3.87	3.74	4.28	3.51
160	100	4.79	4.04	3.61	3.63
	90	4.03	3.97	3.28	3.11
	80	3.24	3.25	3.16	3.00
200	100	4.11	2.99	3.28	2.62
	90	3.59	3.42	2.85	2.45
	80	2.65	3.06	2.59	2.52
240	100	4.59	3.54	3.23	3.02
	90	4.15	2.69	3.69	3.04
	80	2.69	2.98	2.58	2.66

Tabla C.6 – MPRR a 1800 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	3.21	7.64	6.51	4.18
	90	2.17	6.20	3.87	2.96
	80	1.13	3.03	1.78	1.62
80	100	3.08	5.75	4.62	4.55
	90	2.36	5.79	2.42	2.47
	80	2.07	2.19	1.79	1.63
120	100	3.89	6.89	5.60	4.86
	90	3.10	5.97	4.58	3.52
	80	2.04	3.37	1.96	1.71
160	100	4.56	6.84	5.49	4.43
	90	4.12	5.93	4.85	3.95
	80	2.75	3.74	2.07	1.50
200	100	5.37	6.83	7.00	5.10
	90	4.64	6.04	4.19	4.13
	80	3.81	4.96	2.23	1.54
240	100	5.41	2.59	5.62	4.41
	90	5.39	3.45	3.40	2.84
	80	4.43	2.90	2.30	2.42

Tabla C.7 – sfc a 1000 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	528.24	498.31	475.55	550.30
	90	555.53	546.43	556.49	572.48
	80	591.82	556.49	594.68	573.63
80	100	355.48	347.33	399.88	358.22
	90	364.40	368.48	381.97	362.28
	80	381.42	373.59	370.27	372.66
120	100	293.59	279.16	302.47	282.50
	90	307.27	294.28	288.87	297.62
	80	307.86	302.11	282.50	300.80
160	100	261.15	244.55	269.77	266.78
	90	270.90	266.65	267.98	271.56
	80	291.13	268.63	257.29	251.86
200	100	244.89	227.70	243.51	246.85
	90	253.38	249.99	249.24	249.24
	80	258.39	253.77	256.88	254.49
240	100	228.61	220.23	241.12	237.94
	90	242.37	234.32	246.69	239.53
	80	263.90	248.15	273.35	243.11

Tabla C.8 – sfc a 1400 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	544.92	532.03	538.85	622.92
	90	572.02	527.72	559.32	596.66
	80	596.64	586.05	572.96	622.41
80	100	373.35	367.48	369.18	390.16
	90	371.52	342.88	377.71	370.46
	80	381.55	361.48	367.48	374.04
120	100	314.62	296.14	275.68	304.10
	90	322.74	284.89	298.98	320.24
	80	342.27	306.42	311.49	342.18
160	100	274.03	261.75	281.79	307.37
	90	286.89	277.92	288.61	318.88
	80	306.51	278.40	265.21	285.63
200	100	253.39	245.21	256.81	255.10
	90	264.63	257.46	257.15	278.63
	80	274.54	275.50	284.13	291.25
240	100	241.61	233.33	271.98	276.25
	90	252.86	269.28	288.50	288.47
	80	268.57	263.71	277.16	287.05

Tabla C.9 – sfc a 1800 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	649.48	590.20	622.03	691.00
	90	659.30	644.05	598.16	636.62
	80	707.58	623.49	647.36	645.90
80	100	422.71	378.66	439.67	439.00
	90	431.91	419.17	453.59	456.24
	80	444.23	396.43	386.68	389.93
120	100	331.00	305.93	320.96	324.94
	90	344.38	379.32	345.28	364.29
	80	360.26	392.36	378.04	391.26
160	100	302.26	282.17	327.93	329.58
	90	304.42	324.58	337.54	338.54
	80	317.82	302.53	331.24	347.16
200	100	272.66	257.30	287.04	281.97
	90	281.32	281.12	296.82	298.95
	80	290.59	317.51	312.24	328.65
240	100	267.18	250.01	249.56	297.31
	90	274.24	302.77	306.84	307.48
	80	281.15	292.89	317.89	311.24

Tabla C.10 – CO₂ a 1000 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	1726.84	1537.85	1454.59	1444.87
	90	1617.24	1502.81	1531.57	1413.15
	80	1715.73	1467.76	1586.37	1525.90
80	100	1245.87	896.84	934.36	875.82
	90	1112.39	926.58	990.78	950.76
	80	1146.66	964.08	1053.81	1020.91
120	100	968.24	745.13	796.79	823.36
	90	935.52	840.08	828.91	765.81
	80	926.07	829.55	838.36	812.34
160	100	898.24	767.64	787.31	726.76
	90	836.76	654.64	670.76	720.88
	80	857.67	753.37	755.71	758.39
200	100	838.36	651.29	686.42	687.10
	90	742.83	682.50	725.74	653.74
	80	824.66	725.06	746.04	740.72
240	100	769.04	596.02	557.03	530.54
	90	755.19	610.25	711.91	704.44
	80	779.97	741.29	727.84	689.15

Tabla C.11 – CO₂ a 1400 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	1837.44	1460.31	1633.42	1451.23
	90	1700.87	1578.03	1540.41	1572.28
	80	1782.57	1623.22	1617.79	1619.80
80	100	1101.82	961.67	986.12	994.98
	90	1093.52	1026.19	1077.31	1015.38
	80	1119.39	1057.51	1088.96	1075.03
120	100	902.52	831.01	872.36	811.07
	90	904.50	875.59	872.94	856.03
	80	991.25	860.09	916.36	921.16
160	100	773.45	603.97	788.57	795.47
	90	800.93	759.64	794.32	802.43
	80	896.92	694.61	848.18	859.90
200	100	758.28	748.87	771.03	685.08
	90	743.80	771.08	803.48	758.11
	80	788.08	779.71	820.55	825.29
240	100	718.15	706.64	751.53	728.83
	90	705.72	729.91	771.28	761.02
	80	754.08	794.70	811.32	831.59

Tabla C.12 – CO₂ a 1800 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	1877.09	1575.92	1735.75	1751.74
	90	1875.52	1737.71	1828.74	1726.33
	80	1983.77	1786.43	1842.57	1858.74
80	100	1190.43	1076.18	1418.07	1107.99
	90	1207.73	1201.23	1174.67	902.59
	80	1246.90	1186.56	1222.67	1177.58
120	100	971.14	912.61	789.50	883.20
	90	954.18	931.53	977.23	916.56
	80	1008.21	992.12	1022.92	1056.86
160	100	857.02	805.21	831.50	837.67
	90	851.19	820.73	880.08	858.37
	80	896.28	879.17	978.43	990.69
200	100	817.42	824.34	847.30	868.48
	90	783.12	825.61	856.45	854.30
	80	791.40	845.20	918.18	982.67
240	100	775.68	707.34	804.96	754.14
	90	749.95	796.77	848.33	799.94
	80	765.57	820.30	947.89	901.63

Tabla C.13 – CO a 1000 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	9.58	9.27	8.62	9.15
	90	10.29	11.90	10.43	10.19
	80	13.95	11.90	13.48	14.08
80	100	6.31	5.15	6.29	4.48
	90	6.38	5.12	6.71	5.36
	80	7.73	6.26	8.22	7.08
120	100	4.38	3.35	3.56	3.88
	90	4.62	4.00	3.85	3.69
	80	4.78	4.02	4.42	4.37
160	100	3.40	3.13	3.00	2.76
	90	3.31	2.80	2.57	2.85
	80	3.67	3.34	3.30	3.18
200	100	2.68	2.10	2.18	2.05
	90	2.54	2.23	2.31	2.03
	80	3.02	2.43	2.41	2.39
240	100	1.83	1.65	1.41	1.23
	90	1.92	1.59	1.74	1.64
	80	2.61	1.84	1.79	1.70

Tabla C.14 – CO a 1400 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	9.42	10.48	10.67	11.11
	90	10.90	12.95	12.97	15.50
	80	15.08	17.09	17.08	22.14
80	100	6.18	5.93	5.93	6.45
	90	6.55	6.59	7.02	7.44
	80	7.84	7.79	8.77	10.33
120	100	4.39	4.19	4.39	4.23
	90	4.74	4.39	4.73	4.83
	80	6.62	4.77	5.64	6.08
160	100	3.25	2.70	3.37	3.20
	90	3.72	3.29	3.54	3.56
	80	5.19	3.83	4.42	4.76
200	100	2.70	2.90	2.71	2.27
	90	2.97	3.07	2.95	2.80
	80	3.55	3.73	3.74	3.75
240	100	2.39	2.10	2.13	1.99
	90	2.69	2.79	2.59	2.53
	80	3.73	5.12	4.22	4.42

Tabla C.15 – CO a 1800 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	12.47	10.92	12.74	14.04
	90	14.21	14.49	16.63	16.82
	80	20.33	19.43	23.15	23.20
80	100	6.99	6.45	11.56	7.37
	90	8.58	7.98	9.57	6.00
	80	10.83	10.17	12.34	11.66
120	100	4.67	4.67	7.90	4.66
	90	5.17	5.33	7.17	5.27
	80	7.31	6.77	7.91	10.03
160	100	3.70	3.45	3.97	3.80
	90	4.40	4.21	4.66	4.23
	80	6.07	5.50	7.51	8.44
200	100	3.20	2.92	3.39	3.54
	90	3.67	3.96	4.15	4.04
	80	4.56	5.04	7.24	10.05
240	100	3.07	2.50	2.82	2.76
	90	3.63	3.85	4.00	4.18
	80	4.68	5.69	8.48	8.75

Tabla C.16 – NO_x a 1000 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	8.21	8.96	8.39	7.38
	90	7.50	8.17	7.99	7.15
	80	7.18	7.38	8.64	6.85
80	100	6.56	5.58	6.71	4.88
	90	5.43	5.18	6.55	4.96
	80	5.03	4.94	6.05	4.67
120	100	4.94	4.66	4.61	4.40
	90	4.25	4.66	4.56	3.93
	80	4.00	4.46	4.37	3.69
160	100	4.59	4.38	4.29	3.85
	90	4.07	3.59	3.56	3.67
	80	4.19	3.82	3.91	3.64
200	100	4.54	3.96	3.94	3.83
	90	3.83	3.86	4.03	3.41
	80	3.95	3.89	3.93	3.72
240	100	4.70	3.79	3.42	3.18
	90	4.17	3.60	4.33	4.07
	80	3.93	3.81	4.05	3.68

Tabla C.17 – NO_x a 1400 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	6.820	6.113	7.653	6.428
	90	5.897	5.439	6.553	6.279
	80	5.720	5.407	6.161	5.404
80	100	3.334	3.444	3.741	3.732
	90	3.407	3.651	4.014	3.404
	80	3.237	3.307	3.714	3.227
120	100	2.525	2.734	2.340	2.530
	90	2.453	2.601	2.496	2.505
	80	2.482	2.383	2.344	2.297
160	100	2.176	1.885	2.396	2.371
	90	2.242	2.261	2.262	2.199
	80	2.234	2.184	2.144	2.267
200	100	2.121	2.253	2.307	2.005
	90	2.022	2.255	2.257	2.197
	80	1.985	2.024	2.196	2.180
240	100	2.062	2.099	2.269	2.200
	90	1.993	2.189	2.253	2.239
	80	1.935	2.076	2.132	2.142

Tabla C.18 – NO_x a 1800 rpm.

Torque (Nm)	Presión (kPa)	D100E0R0	D95E4.5R0.5	D90E9.0R9.0	D85E13.5R1.5
40	100	4.23	5.46	4.33	4.26
	90	3.77	4.72	4.53	4.05
	80	3.83	4.37	4.27	3.94
80	100	2.65	3.00	3.07	2.64
	90	2.53	3.02	2.80	2.22
	80	2.44	2.75	2.68	2.64
120	100	2.21	2.54	2.05	2.14
	90	2.09	2.31	2.28	2.12
	80	2.21	2.35	2.21	2.31
160	100	1.62	2.15	1.98	1.95
	90	1.92	2.03	2.12	2.08
	80	1.89	2.09	2.13	1.99
200	100	1.86	2.10	2.04	2.09
	90	1.75	2.06	2.03	1.96
	80	1.75	2.00	1.91	1.83
240	100	1.84	1.81	1.97	1.87
	90	1.75	2.00	2.01	1.89
	80	1.71	1.84	1.79	1.71