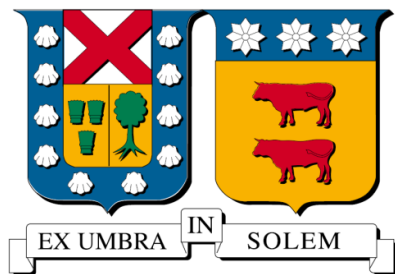


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO – CHILE



**“EVALUACIÓN DEL EFECTO DE
INYECCIÓN DE AGUA EN EL DESEMPEÑO
DE UN MOTOR CICLO DIÉSEL EN
OPERACIÓN DUAL CON GLP”**

NELSON JONATHAN ORTEGA CÁRCAMO

**MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE:
INGENIERO CIVIL MECÁNICO
MENCIÓN ENERGÍA**

**PROFESOR GUÍA: DR. GERMAN AMADOR D.
PROFESOR CORREFERENTE: DR. MARIO TOLEDO T.**

Junio – 2020

AGRADECIMIENTOS

En primera instancia quiera agradecer a lo más importante, mi pilar, mi familia, a mi madre Francisca y a mi padre Nelson quienes siempre estuvieron para aconsejarme y apoyarme sobre todo en los momentos más difíciles, a mis hermanos menores Roberto y Nicole que siempre me contagiaron su alegría, este trabajo también es de ustedes.

A los amigos que hice durante este tiempo, que siempre estuvieron ahí para entregarme buena onda, con los cuales compartí momentos inolvidables: Felipe Ríos, Flavio Nicora, Gonzalo Tapia, Gonzalo Vásquez, Ibo Brito, Román Rojas, Joaquín Jorquera, Zvonimir Versalovic y muchos más con los cuales sufrimos largas horas de estudio, certámenes y tareas; donde no siempre nuestros resultados fueron los mejores, pero siempre estaba ese apoyo moral para intentarlo una vez más, importante también destacar las largas horas de celebración después de aprobar. A mis amigas y amigos de mi ciudad natal, los cuales se aventuraron también a estudiar lejos de casa, Ignacia Hoffmann, Josefina Vargas, Paulina Reyes, Daniel Cárdenas y a los que me apoyaron a la distancia como Diego Mesina, Álvaro Carvajal y Boris Duarte.

Al equipo de básquet de la universidad con los cuales sin duda pasé gratos momentos que voy a recordar por siempre, los entrenamientos, los partidos ganados y perdidos, las finales, los nacionales (menos el último), las juntas, les agradezco todas las risas entregadas con su especial sentido del humor.

A mi profesor guía German Amador Díaz, le doy las gracias por confiar en mí y haber aportado tremendamente a mi formación como profesional y a la realización de este trabajo, a don Daniel Galleguillos, Eliezer Toledo y Mauricio Rosas quienes fueron claves en el desarrollo exitoso de este trabajo.

DEDICATORIA

A mi Madre

A mi Padre

y a mis Abuelos

RESUMEN

Esta investigación detalla un estudio experimental de los efectos de la inyección de agua (WI) en la entrada de aire de un motor diésel marino de cuatro cilindros turboalimentado, operando en modo 100% diésel y dual con una sustitución de 27% de fracción másica (Z) de gas licuado de petróleo (GLP). El objetivo de este estudio es evaluar el impacto de la inyección de agua en el rendimiento, emisiones nocivas y temperaturas en ambos modos de operación, analizando los cambios de estas variables en el tiempo. Los experimentos fueron realizados a 3000 rpm y plena carga, con diferentes cantidades de ratios agua combustible (W_r), usando W_r de 27%, 54% y 143% para operación 100% diésel y W_r de 28%, 96% y 132% para operación dual diésel-GLP. El modo de operación dual diésel-GLP disminuye el consumo específico de combustible (bsfc) de 226 g/kWh a 170 g/kWh, con un ahorro de 25% en consumo de diésel, también reduce eficiencia térmica (η_{th}) de 37% a 35%, a pesar que incrementan las emisiones de monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos (HC), no produce mayores cambios en óxidos de nitrógeno (NO_x), material particulado fino ($PM_{2.5}$) y dióxido de carbono (CO_2) en comparación a la operación 100% diésel. La respuesta dinámica de la inyección de agua en el sistema fue medida mostrando los cambios inmediatos en temperaturas y emisiones del motor, sin ninguna pérdida significativa de potencia o eficiencia térmica, sólo un pequeño incremento de bsfc cercano a 1% en operación con 100% diésel y 2% en operación dual con GLP.

Los resultados sobresalientes obtenidos con inyección de agua fueron con el W_r más alto, en operación 100% diésel reduciendo las emisiones de NO_x , HC y CO, incrementando $PM_{2.5}$, en operación dual disminuyendo NO_x , pero aumentando HC y $PM_{2.5}$. También las temperaturas de admisión y escape de gases se redujeron significativamente alrededor de un 56% y un 5%, respectivamente, en ambos modos de funcionamiento. Adicionalmente, se realizaron ensayos en modo dual con GLP, operando en “knock”, alcanzado una reducción de un 30% en la intensidad de “knock” cuando se inyectaba agua. Los resultados experimentales demostraron que los beneficios de la inyección de agua son superiores a medida que aumenta la cantidad inyectada.

Palabras clave: Inyección de agua, Motor diésel, GLP, Combustible alternativo.

ABSTRACT

This research details an experimental study of the effects of water injection (WI) into the inlet of a turbocharged four-cylinder marine diesel engine, running in 100% diesel mode and dual fuel mode with 27% of liquefied petroleum gas (LPG) mass fraction substitution (Z). The purpose of this study is to evaluate the impact of WI in the performance, harmful emissions and temperatures in both modes of operation, analyzing changes of these variables over time. Experiments were performed at 3000 rpm and full load, with different amounts of water fuel ratios (Wr), using Wr of 27%, 54% and 143% to diesel operation and Wr of 28%, 96% and 132% for LPG diesel dual fuel operation. LPG diesel dual fuel mode decreases the break specific diesel fuel consumption (bsfc) from 226 g/kWh to 170 g/kWh, this with a 25% savings in diesel consumption, also slightly reduces thermal efficiency (η_{th}) from 37% to 35%, despite the increase in emissions of carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC) produces no major changes in nitrogen oxides (NO_x), fine particulate matter (PM_{2.5}) and carbon dioxide (CO₂) in comparison to 100% diesel operation. The dynamic response of water injection in the system was measured showing the immediate changes in temperatures and emission of the engine, with any significant loss of power or thermal efficiency, only a tiny bsfc increase close to 1% in 100% diesel operation and 2% in dual fuel operation.

The outstanding results obtained with water injection was with the highest Wr. In 100% diesel operation reducing the emissions of NO_x, CO and HC, and increases of PM_{2.5}. WI in dual operation reduces NO_x but increases HC and PM_{2.5}. Also, the inlet manifold and gas exhaust temperatures were reduced significantly around by 56% and 5%, respectively, in both modes of operation. In addition, tests carried out over LPG dual fuel mode in knock operation were studied achieving a 30% decrease in knock intensity when water was injected. The experimental results demonstrated that the benefits of water injection are superior as the amount of water increases.

Keywords: Water injection, Diesel engine, LPG, Alternative fuel, Dual fuel engine.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS.....	I
DEDICATORIA.....	II
RESUMEN.....	III
ABSTRACT.....	IV
ÍNDICE.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
GLOSARIO DE TÉRMINOS.....	X
1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1 MOTIVACIÓN.....	2
1.2 ESTADO DEL ARTE.....	3
1.2.1 Inyección de agua.....	3
1.2.2 Técnicas de inyección de agua.....	5
1.2.2.1 Método de emulsión de agua y diésel (WDE).....	5
1.2.2.2 Método de inyección de agua directa (DWI).....	5
1.2.2.3 Método de inyección de agua en la entrada de aire (WI).....	6
1.2.3 Uso de combustibles alternativos e inyección de agua.....	7
1.3 OBJETIVO GENERAL.....	8
1.3.1 Objetivos específicos.....	8
2. SISTEMA DE INYECCIÓN DE AGUA Y GAS LICUADO.....	9
2.1 DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SISTEMA DE INYECCIÓN DE AGUA.....	9
2.2 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE INYECCIÓN DE AGUA.....	11
2.3 PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE INYECCIÓN DE GAS LICUADO.....	12
3. EQUIPOS, FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA Y METODOLOGÍA DE ENSAYO.....	14
3.1 LAYOUT DEL SISTEMA.....	14

3.2	DESCRIPCIÓN DE EQUIPOS DEL LAYOUT	15
3.2.1	Banco de pruebas	15
3.2.1.1	Motor diésel marino	16
3.2.1.2	Freno dinamométrico hidráulico	16
3.2.2	Instrumentación.....	17
3.2.2.1	Analizador de gases de escape 1.....	17
3.2.2.2	Analizador de gases de escape 2.....	17
3.2.2.3	Balanza analítica digital	17
3.2.2.4	Rotámetro	18
3.2.2.5	Sistema de adquisición de datos	18
3.2.2.6	Tacómetro digital con sensor de proximidad.....	18
3.2.2.7	Encoder.....	18
3.2.2.8	Sensor de detonación.....	19
3.2.3	Sistema de inyección de GLP.....	19
3.2.3.1	Arresta-llama	19
3.2.3.2	Controlador de flujo másico	19
3.2.3.3	Regulador de presión.....	19
3.2.3.4	Válvula de corte.....	20
3.2.4	Sistema de inyección de agua destilada	20
3.2.4.1	Bomba de agua	20
3.2.4.2	Inyectores de agua	20
3.3	TIPOS DE ENSAYOS EXPERIMENTALES	21
3.3.1	Pruebas	21
3.3.1.1	Ensayo de torque y potencia al freno.....	21
3.3.2	Consumo de diésel y agua.....	22
3.3.3	Consumo de gas licuado.....	22
3.3.4	Consumo de aire.....	22
3.4	EMISIONES Y TEMPERATURA DE OPERACIÓN	22
3.5	FACTORES DE DESEMPEÑO.....	23
3.5.1	Eficiencia térmica.....	23
3.5.2	Consumo específico de combustible.....	23
4.	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL	24

4.1	ELECCIÓN DE MODOS DE OPERACIÓN	24
4.2	ENSAYOS EVALUADOS EN EL TIEMPO	26
4.3	FACTORES DE DESEMPEÑO.....	27
5.	ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	28
5.1	DESEMPEÑO DEL MOTOR CON INYECCIÓN DE AGUA.....	28
5.1.1	Factores de desempeño.....	28
5.1.1.1	Torque	28
5.1.1.2	Potencia	29
5.1.1.3	Consumo específico de combustible (bsfc)	30
5.1.1.4	Eficiencia térmica.....	31
5.2	RESPUESTA DINÁMICA TEMPERATURA Y EMISIONES AL INYECTAR AGUA	32
5.2.1	Temperaturas de funcionamiento	32
5.2.1.1	Temperatura del aceite	32
5.2.1.2	Temperatura de admisión	33
5.2.1.3	Temperatura de gases de escape.....	34
5.2.1.4	Temperatura del refrigerante	35
5.2.2	Emisiones	36
5.2.2.1	Monóxido de carbono.....	36
5.2.2.2	Dióxido de carbono	37
5.2.2.3	Óxidos de nitrógeno (NO _x).....	38
5.2.2.4	Hidrocarburos no combustionados y material particulado fino.....	39
5.3	RESPUESTA DINÁMICA DEL KNOCK.....	40
6.	RESUMEN COMPARATIVO, MEJOR NIVEL DE INYECCIÓN DE AGUA....	43
	CONCLUSIONES.....	46
	TRABAJOS FUTUROS	48
	BIBLIOGRAFÍA.....	49
7.	ANEXOS	52
7.1	ANEXO A: DATOS EXPERIMENTALES EN EL TIEMPO, LECTURA DE FRENO.....	52
7.2	ANEXO B: DATOS EXPERIMENTALES EN EL TIEMPO, EMISIONES.	53
7.3	ANEXO C: DATOS EXPERIMENTALES EN EL TIEMPO, TEMPERATURAS.....	55

Índice de Figuras

Figura 2.1: Layout esquemático de los sistemas de inyección.....	10
Figura 3.1: Layout de banco de pruebas.	14
Figura 3.2: Interior de cabina de pruebas, conjunto motor-freno.	15
Figura 3.3: Motor Perkins M80T.	16
Figura 3.4: Freno dinamométrico Schenck.	16
Figura 3.5: Analizador de gases Testo 340.	17
Figura 3.6: Analizador de gases Testo 350.	17
Figura 3.7: Balanza digital.	17
Figura 3.8: Rotámetro.	18
Figura 3.9: Sistema de adquisición de datos.	18
Figura 3.10: Tacómetro digital.....	18
Figura 3.11: Controlador de flujo.	19
Figura 3.12: Regulador de presión.....	19
Figura 3.13: Válvula de corte.....	20
Figura 3.14: Bomba de agua.	20
Figura 3.15: Inyector de agua.	20
Figura 5.1: Respuesta dinámica torque del motor, ambos modos de operación.	28
Figura 5.2: Respuesta dinámica potencia generada, ambos modos de operación.	29
Figura 5.3: Consumo específico de combustible diésel, ambos modos de operación.....	30
Figura 5.4: Eficiencia térmica, ambos modos de operación.	31
Figura 5.5: Respuesta dinámica temperatura del aceite, ambos modos de operación.	32
Figura 5.6: Respuesta dinámica temperatura de admisión, ambos modos de operación.	33
Figura 5.7: Respuesta dinámica temperatura gases escape, ambos modos de operación.	34
Figura 5.8: Respuesta dinámica de temperatura refrigerante, ambos modos de operación. ...	35
Figura 5.9: Respuesta dinámica del monóxido de carbono, ambos modos de operación.	36
Figura 5.10: Respuesta dinámica del dióxido de carbono, ambos modos de operación.	37
Figura 5.11: Respuesta dinámica de óxidos nitrosos, ambos modos de operación.....	38
Figura 5.12: Variaciones de HC y PM _{2.5} en diferentes modos de operación.	39
Figura 5.13: Respuesta dinámica de la intensidad de “knock” al inyectar agua.	41
Figura 6.1: Emisiones del motor según modo de operación e inyección de agua.....	45
Figura 6.2: Temperaturas del motor según modo de operación e inyección de agua.	45

Índice de Tablas

Tabla 4.1: Consumo de agua y diésel promedio por inyector modo 100% diésel.	24
Tabla 4.2: Consumo de agua y diésel promedio por inyector modo dual diésel-GLP.....	25
Tabla 4.3: Puntos de medición, inyección de agua en el tiempo	26
Tabla 5.1: Inyección de agua en operación knock	41
Tabla 6.1: Variación de emisiones al inyectar agua, ambos modos de operación.	43
Tabla 6.2: Variación de temperaturas al inyectar agua, ambos modos de operación.	44
Tabla 7.1: Lectura del freno medida en el tiempo.	52
Tabla 7.2: Emisiones de dióxido de carbono, ambos modos de operación.....	53
Tabla 7.3: Emisiones de monóxido de carbono, ambos modos de operación.....	53
Tabla 7.4: Emisiones de hidrocarburos no quemados, ambos modos de operación.	54
Tabla 7.5: Emisiones de monóxido de nitrógeno, ambos modos de operación.	54
Tabla 7.6: Emisiones de óxidos de nitrógeno, ambos modos de operación.....	55
Tabla 7.7: Temperatura aceite, ambos modos de operación.	55
Tabla 7.8: Temperatura admisión, ambos modos de operación.....	56
Tabla 7.9: Temperatura refrigerante, ambos modos de operación.....	56
Tabla 7.10: Temperatura gases de escape, ambos modos de operación.	57

GLOSARIO DE TÉRMINOS

ABREVIATURAS

bsfc	Consumo específico de combustible [g/kW h]
CV	Coeficiente de variación [-]
DWI	Método de inyección de agua directa
IK	Intensidad de knock [V]
GLP	Gas licuado de petróleo
MCI	Motor de combustión interna
$\dot{m}$	Flujo másico [g/s]
η_{th}	Eficiencia térmica [-]
PM	Material particulado
RAC	Relación aire combustible [-]
RAC^{TH}	Relación aire combustible estequiométrica teórica [-]
rpm	Revoluciones por minuto
Q_{LHV}	Poder calorífico inferior [MJ/kg]
$sPM_{2.5}$	Emisiones específicas de material particulado fino [$\mu\text{g}/\text{kJ}$]
WDE	Método de emulsión de agua y diésel
WI	Inyección de agua
W_r	Ratio de agua combustible

NOMENCLATURA DE FORMULAS QUÍMICAS

CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
H ₂ O	Agua
HC	Hidrocarburos no combustionados
H ₂	Hidrógeno
N ₂	Nitrógeno
NH ₃	Amoníaco
NO	Monóxido de nitrógeno
NO ₂	Dióxido de nitrógeno
NO _x	Óxidos de nitrógeno
O ₂	Oxígeno
PM _{2.5}	Material particulado fino

CAPÍTULO 1

Introducción

En la actualidad, uno de los retos a los que se enfrenta la humanidad es la reducción de las emisiones nocivas producidas por los motores de combustión interna (MCI). Por lo tanto, las regulaciones de las emisiones son cada vez más estrictas, razones por las cuales muchos investigadores y fabricantes están realizando trabajos de investigación para encontrar nuevas soluciones para reducir las emisiones sin afectar la eficiencia de los motores. De esta manera, los motores diésel tienen una alta eficiencia térmica y menos emisiones de CO y HC en comparación con los motores de gasolina, pero las emisiones de NO_x y material particulado son significativamente más altas. A lo largo de los años se han estudiado estrategias para disminuir los NO_x, como la recirculación de los gases de escape (EGR), esta es la tecnología más investigada para reducir los NO_x pero con la desventaja de que aumenta las emisiones de partículas (PM) [1]. Una segunda opción para reducir los NO_x es el uso de un tratamiento posterior a la combustión como los convertidores catalíticos, sin embargo, los convertidores catalíticos están diseñados para trabajar cerca de la relación estequiométrica aire-combustible y el motor diésel tiende a funcionar con mezclas pobres de combustible que hacen que el convertidor catalítico sea menos eficaz para reducir las emisiones de NO_x, este método es costoso debido al diseño del convertidor catalítico [2], otra posibilidad es el uso de amoníaco (NH₃) en el tubo de escape, en una reducción catalítica selectiva transforma los NO_x en nitrógeno (N₂) y agua (H₂O) [3], este método está ampliamente utilizado en la actualidad, comercialmente conocido como “AdBlue” pero al ser un tratamiento posterior a la combustión no trata el origen del problema. Una tercera opción es la inyección de agua a la cámara de combustión para reducir la temperatura del cilindro, lo que lleva a una reducción de las emisiones de NO_x y a la supresión del fenómeno del golpeteo (“knock”) [4].

En este trabajo se estudiará el uso de gas licuado de petróleo (GLP) como combustible alternativo para disminuir el consumo de diésel y el uso de inyección de agua para disminuir las emisiones contaminantes, estudiando el impacto de ambas técnicas en los parámetros de rendimiento del motor, temperaturas y emisiones.

En una primera parte de este trabajo se hizo una investigación del estado del arte de la técnica de la inyección de agua, en base a esta información se escogieron los parámetros de diseño, construcción y operación del sistema de inyección de agua. Las pruebas se realizaron de manera experimental utilizando diferentes cantidades de agua en los dos modos de operación del motor, 100% diésel y dual diésel-GLP. También, se realizó un análisis complementario de emisiones para la cantidad de agua con la que se obtuvieron los mejores resultados, además del impacto de la inyección de agua en el motor en operación dual con GLP mientras funcionaba en estado de vibración alta, produciendo golpeteo (“konck”). El análisis de estos parámetros fue realizado estudiando la respuesta dinámica en el tiempo del sistema para emisiones, temperaturas e intensidad de “knock”.

1.1 Motivación

Los motores de combustión interna generan emisiones que contaminan el medio ambiente, impactando negativamente en el mismo y en la salud de las personas. La principal de las aplicaciones de los motores de combustión interna es el sector de transporte, sector donde el combustible más utilizado es el diésel. Por otra parte, las reservas de petróleo en el mundo son finitas, de este modo es importante estudiar diferentes técnicas que permitan a los motores de combustión interna seguir funcionando, considerando que el recurso es finito y además contaminante, es de suma importancia lograr cumplir el mismo objetivo sin disminuir las prestaciones de los motores. Una opción es investigar el uso de combustibles alternativos al diésel que funcionen como combustible principal o en operación dual con el diésel, disminuyendo así el consumo y la dependencia del diésel, algunos de los ejemplos clásicos de combustibles alternativos son hidrógeno, gas licuado, gas natural, etc. Otra opción es

el desarrollo de técnicas innovadoras que ayuden a disminuir el impacto de las emisiones de estos procesos de combustión sin afectar al rendimiento del motor.

La combinación de estas dos alternativas es clave para generar motores de combustión interna que disminuyan el consumo de diésel y las emisiones sin afectar a los parámetros de rendimiento del motor.

1.2 Estado del arte

1.2.1 Inyección de agua

El inicio de la inyección de agua en motores se remonta a inicios de los años 30, en la literatura se pueden encontrar reportes del uso de esta tecnología en el año 1933 por la compañía Wright Aeronáutica corp. que se encontraba investigando la inyección de agua para prevenir el sobrecalentamiento de motores de aviación comercial, al usar 80-87 octano como combustible, específicamente para el despegue del avión. Esta investigación concluyó que, para el combustible de 87 octanos se puede usar la inyección de agua de manera indefinida y para el combustible 80 octanos con adiciones superiores a un 40% por peso de combustible no afectaba al rendimiento de la potencia o de la velocidad, en ambos casos se registró una disminución en la temperatura del motor. Más tarde en 1935 se observó que la inyección de agua afecta significativamente en la reducción de la temperatura del motor de un avión y en un funcionamiento suave del mismo. La principal conclusión obtenida en este estudio fue que el agua proporciona el mayor grado de enfriamiento a alta salida de potencia del motor [5]. Con el inicio de la Segunda Guerra Mundial este tema estuvo mucho tiempo en estudio debido a las notables ventajas que entregaba, la fuerza aérea alemana en 1942 creó el Focke-Wulf Fw 190D, el cual estaba propulsado por un motor Jumo231A-1 al inyectar la mezcla llamada MW50 agua-metanol a una proporción 1:1 la potencia de este avión aumentaba considerablemente, este aumento de potencia no se podía usar por más de 10 minutos por problemas de detonación, este fue el inicio de la aplicación de la inyección de agua o mezclas de agua con alcoholes en motores, proceso que

continuaron los aliados al realizar los mismo experimentos con sus aviones militares [6]. En 1946 D.C Eaton publicó un estudio donde se destacaban las notables ventajas de la inyección de agua en aviones, con la salvedad que el uso de la inyección de agua produce una aumento en los costos, si bien es bastante útil para el despegue, para utilizar la inyección de agua a nivel de velocidad crucero por ejemplo, se produce un aumento en los costes que hasta ese momento no se veía justificado para una empresa de aviación, como señala en su investigación: “En conclusión, no puede afirmarse que la inyección de agua durante la operación con velocidad crucero, ofrece una ventaja económica de centavos por milla. Lo que si ofrece la inyección de agua es un aumento sustancial en la velocidad del avión bajo ciertas condiciones, sin in ningún acompañamiento en aumento en el costo del combustible” [7]. Probablemente por esta razón dejó de ser estudiado el uso de la inyección de agua en los motores de aviación, en los años posteriores al final de la guerra.

Sin embargo, muchas compañías de automóviles utilizaron estos estudios de inyección de agua y mezclas agua/metanol para replicarlos en sus modelos de coches, el primer y gran exponente de la tecnología de agua metanol es el Oldsmobile 215 Turbo Jetfire 1962, también Chrysler en la década de los 60 experimento con mezclas de agua-metanol, posteriormente en la década de los 70-80 se introdujo esta tecnología en la fórmula 1, en un principio con gran éxito debido al aumento en la potencia, esta tecnología fue limitada debido al aumento en los riesgos y fue prohibida en el uso de motores turbocargados.

En la actualidad el modelo de automóvil más reciente en utilizar esta tecnología es el BMW M4 GTS, diseño realizado en conjunto con Bosch “WaterBoost” (2015), los inyectores rocían agua destilada en forma de espray justo antes de las válvulas de entrada de aire, generando que la temperatura de admisión se reduzca en 27 °C. Los beneficios de esta técnica son una ganancia de 49 CV, eficiencia del combustible aumenta en un 13%, emisiones se reducen en un 4%, las desventajas son la congelación del agua en climas muy fríos, y el cuidado de tener dos estanques que llenar, se estima

que un tanque de agua dura alrededor de 3000 km de uso nominal, el motor del BMW M4 GTS es alimentado por gasolina y con encendido por chispa [8].

Como se puede apreciar a lo largo de la historia, el uso el agua destilada en motores es una tecnología con muchos beneficios, a pesar de ello no ha sido estudiada en profundidad ni menos aplicada a grandes escalas.

1.2.2 Técnicas de inyección de agua

1.2.2.1 Método de emulsión de agua y diésel (WDE)

En este método el agua se añade al combustible como una emulsión de agua en diésel estándar con aditivos y surfactantes específicos [9]. Una de las ventajas de este método es una mejor atomización del combustible, como consecuencia de la micro explosión de la emulsión, inducida por las diferencias de volatilidad entre el diésel y el agua [10]. Una limitación del uso de esta técnica es la estabilidad de la mezcla debido a que el agua puede separarse del combustible de la emulsión en horas o días [11], limitación que aumenta el costo de mantenimiento, la disponibilidad del combustible y el requisito de una producción continua de la emulsión. Otra desventaja de este procedimiento es que la cantidad de agua en el combustible de la emulsión es fija, pero el requisito de agua en el motor depende de las condiciones de operación.

1.2.2.2 Método de inyección de agua directa (DWI)

La inyección de agua se realiza directamente en la cámara de combustión, el agua se suministra a través de un inyector diferente al que inyecta combustible, este nuevo inyector necesita una unidad de control electrónico (ECU) para configurar el tiempo de inyección y las cantidades de agua [12], el control del tiempo de inyección permite sincronizar la inyección de agua y combustible, mientras que el control de las cantidades de inyección permite ajustar la cantidad de agua en función de las condiciones de operación del motor, por lo que el beneficio de la inyección de agua puede ser óptimo. No obstante, la complejidad y el costo del sistema aumentan sustancialmente.

1.2.2.3 Método de inyección de agua en la entrada de aire (WI)

La ventaja más destacada de esta técnica es la fácil implementación y el bajo costo económico, el agua se inyecta en el puerto de entrada de aire generando una evaporación de agua antes de entrar a la cámara de combustión. Sin embargo, el consumo de agua es mayor en comparación con las inyecciones directas para lograr los mismos beneficios [4]. Existen dos formas para inyectar agua en el conducto de entrada:

- **Multipunto en el múltiple de admisión de aire:** El agua se inyecta en el colector de admisión justo antes de la válvula de entrada [13], se denomina multipunto debido a que hay tantos inyectores como válvulas de entrada, los inyectores son controlados por una ECU que controla la cantidad de agua y el tiempo de inyección sincronizada con la válvula de entrada abierta. El principal inconveniente de esta técnica es que el agua no tiene suficiente tiempo para evaporarse completamente considerando la proximidad del inyector y la cámara de combustión [4].
- **Mono punto antes/después del turbo:** La adición de agua es continua, por un inyector antes o después del compresor, la principal ventaja de este método es la pequeña intervención del motor, teniendo en cuenta la simplicidad de la implementación del sistema. La evaporación del agua en este método es primordial para eliminar la posibilidad de condensación, corrosión, contaminación del aceite del motor o acumulación de agua en el puerto de entrada, el tamaño de gotas atomizadas del spray es importante debido a que grandes gotas de agua pueden ser más difíciles de evaporar y también dañar los álabes del compresor [4]. No obstante, Park et al. [14] estudiaron el impacto de la inyección de agua en un motor diésel marino de 4 tiempos y concluyeron que tiene pequeños efectos en las piezas del motor.

1.2.3 Uso de combustibles alternativos e inyección de agua

Otra forma de mejorar las emisiones en los MCI es el uso de combustibles alternativos. En la literatura existen varios estudios que combinan la inyección de agua y el uso de combustibles alternativos, entre ellos el hidrógeno (H_2) ha sido uno de los más estudiados. A. Nande et al. [15] lograron una reducción de NO_x de aproximadamente el 55% en la combinación de la inyección directa de hidrógeno y la adición de agua en la entrada con una mínima pérdida de eficiencia. M. Younkins et al. [16] estudiaron la inyección de agua en el aire de entrada, utilizando la inyección directa de hidrógeno obteniendo una reducción del 87% de NO_x con un pequeño aumento del consumo de combustible. V. Chintala y K.A. Subramanian [17] estudiaron diésel-biodiésel y H_2 , con inyección de agua en el colector de admisión, obteniendo una reducción del 37% de NO_x , con un ligero aumento de HC, CO y humo. J. Serrano et al. [18] estudiaron el uso de hidrógeno como combustible principal y como combustible dual diésel-hidrógeno [19], ambos con inyección de agua en la admisión y concluyeron que existe una reducción sustancial de la emisión de NO_x en ambos modos de funcionamiento. No obstante, el hidrógeno en la actualidad tiene un alto costo y es difícil de almacenar y transportar, por lo que el GLP parece ser una solución para reducir el consumo de diésel, debido a su fácil manipulación, almacenamiento y el bajo costo en comparación a otros combustibles alternativos. La cantidad máxima de GLP inyectada se ve limitada por el fenómeno del “konck”, principalmente en cargas altas debido a las altas temperaturas en la cámara de combustión. Además, las propiedades de la mezcla comprimida compuesta por el combustible diésel piloto, GLP, aire y el gas residual aumentan el retardo de ignición del combustible diésel piloto [20]. El aumento del retardo de ignición autoenciende el diésel piloto en un tiempo mayor al diseñado y comienza a quemar la mezcla de combustibles donde la presión de combustión es mayor por diseño generando una combustión incompleta. También la presión en la cámara de combustión del motor aumenta a medida que aumenta la cantidad de GLP, lo que lleva a un aumento en la tendencia de golpeteo [21]. Además, la alta temperatura en cargas altas aumenta la auto-ignición de los combustibles

gaseosos incrementando la tendencia al “knock”. S. Ganesan y A. Ramesh [22] estudiaron el uso de emulsión de agua-diésel en operación dual con GLP, avanzaron la inyección para compensar el retraso de la ignición provocado por el GLP, el uso de la emulsión como combustible piloto hizo que alcanzaran una alta disminución de NO_x , pero un aumento de CO y HC.

1.3 Objetivo general

El objetivo general de este trabajo consistirá en evaluar el impacto de la inyección de agua en el rendimiento y emisiones de un motor de combustión interna encendido por compresión en operación dual de diésel con GLP.

1.3.1 Objetivos específicos

- Revisar el estado del arte de las técnicas de inyección de agua en motores de combustión interna.
- Diseñar, construir e instalar en el múltiple de admisión de aire, un sistema de inyección de agua
- Definir la línea base de operación y los niveles de inyección de agua.
- Evaluar el impacto de la inyección de agua en las emisiones y desempeño del motor.

CAPÍTULO 2

Sistema de inyección de agua y gas licuado

2.1 Diseño y construcción de sistema de inyección de agua

En base a lo analizado en el estado del arte se determinó que la mejor técnica a utilizar es la inyección de agua en el conducto de admisión antes del turbo, debido a la simplicidad de implementación y su bajo costo económico. El agua utilizada fue agua destilada comercial. Se requieren los siguientes componentes para poder construir este sistema:

- Bomba de desplazamiento positivo de baja presión.
- Atomizadores de agua de baja presión.
- Mangueras, válvulas de corte y acoples rápidos.

Para el caso de la bomba de desplazamiento positivo se tomó en consideración las investigaciones revisadas, se puede ver un rango de presión de servicio de la bomba de entre 4-20 bar, además de tener un caudal bajo debido a las bajas cantidades de agua que se deben inyectar [15,23,24]. Se seleccionó una bomba de corriente continua de 12 Volt, 10 bar de presión de trabajo, 1 litro por minuto de caudal. Para los inyectores se utilizaron atomizadores de uso agrícola debido a su bajo coste y su buen nivel de atomización, si se generan gotas muy grandes estas pueden dañar la turbina del turbocompresor [4]. Para el transporte del agua, se utilizaron mangueras de nylon neumáticas como una alternativa económica y sencilla de implementación, cuya presión de trabajo es de 12 bar, la selección de material neumático se justifica debido a que todo el sistema fue diseñado para funcionar con acoples neumáticos rápidos de 6 mm, también los diferentes inyectores están diseñados para lograr una conexión rápida y así poder realizar diferentes ensayos con los diferentes tipos de inyectores, lo que

equivale a diferentes ratios de agua-combustible. La inyección de agua se realiza a una distancia de 1.4m del turbocompresor y la inyección de GLP a 0.2m de distancia del turbocompresor. La figura 2.1 muestra el layout esquemático de los sistemas de inyección de agua y gas licuado.



Figura 2.1: Layout esquemático de los sistemas de inyección.

1 - inyección de agua, 2 - inyección de gas licuado, 3 - turbocompresor, 4 - motor de combustión interna.

2.2 Parámetros de operación del sistema de inyección de agua

Para controlar el sistema de inyección de agua se define un indicador denominado ratio de agua-combustible, con el cual se cuantifica la cantidad de agua inyectada en comparación a la cantidad de combustible inyectado.

$$Wr = \frac{\dot{m} \text{ agua}}{\dot{m} \text{ diésel} + \dot{m} \text{ GLP}} \quad (1)$$

Donde:

$\dot{m} \text{ agua}$: Flujo másico de agua [g/s].

$\dot{m} \text{ diésel}$: Flujo másico de diésel [g/s].

$\dot{m} \text{ GLP}$: Flujo másico de gas licuado [g/s].

Este indicador es usado por la mayoría de las investigaciones revisadas en este trabajo. Cuantificar la cantidad de agua que se inyecta es uno de los factores más importantes a controlar debido a que la cantidad máxima de masa de agua está limitada por el fallo de encendido del motor (“misfire”). Esto se debe a que la temperatura del cilindro disminuye significativamente a medida que aumenta la masa de agua. Cuando la temperatura máxima en el cilindro está por debajo de la temperatura de autoencendido del diésel, aparece el fallo de encendido [24]. Para fijar el máximo valor permitido de inyección de agua, se tuvo en consideración la literatura, donde se encontraron valores Wr desde 0 hasta 3 en masa, reportándose que para valores superiores a $Wr = 2$ se produjo “misfire”, cabe destacar que Wr depende del consumo de combustible el cual, a su vez, es dependiente de las condiciones de operación del motor (rpm y carga).

Las inyecciones de agua líquida a la línea de admisión generan mayor beneficio que el vapor, esto debido a que el agua líquida puede absorber más calor que el vapor,

ya que necesita cambiar de fase. También la inyección de agua es mucho más efectiva en motores sobrealimentados o turboalimentados ya que el agua inyectada se vaporiza durante la carrera de compresión en comparación a condiciones de aspiración natural, donde la vaporización de agua comenzará durante la combustión [23].

2.3 Parámetros de operación del sistema de inyección de gas licuado

Utilizando la línea de inyección de GLP en el motor de combustión interna Perkins M80T, se decidió realizar como innovación probar como afecta la inyección de agua al operar en modo dual y 100% diésel, una de las desventajas de la inyección de GLP es el aumento en las emisiones de gases contaminantes, por lo cual el método de inyección de agua podría ser útil al mejoramiento de las emisiones. Se estableció un reemplazo energético teórico de combustible de 30%, es decir, el motor funcionará en operación dual con un aporte energético 70% de diésel y un 30% de GLP, este porcentaje de reemplazo se determinó en base a un funcionamiento estable del motor, debido a que al aumentar el reemplazo de GLP se puede llegar al “knock”, el cual puede dañar de manera permanente el motor, causando la destrucción de partes o el deterioro de estas. Para determinar el aporte energético teórico del gas licuado se utilizó la siguiente ecuación:

$$Reemplazo\ energético = \frac{\dot{m}_{GLP} * Q_{LHV_{GLP}}}{\dot{m}_{diésel_{100\% diésel}} * Q_{LHV_{diésel}}} \quad (2)$$

Donde:

$\dot{m}_{GLP}$: Flujo másico de gas licuado [g/s].

$Q_{LHV_{GLP}}$: Poder calorífico inferior gas licuado [kJ/g].

$\dot{m}_{diésel_{100\% diésel}}$: Flujo másico de diésel en operación 100% diésel [g/s].

$Q_{LHV_{diésel}}$: Poder calorífico inferior diésel [kJ/g].

Por otra parte, uno de los indicadores más utilizados en operación dual de combustible, es la fracción másica de GLP inyectada representada por el factor “Z”, este factor tiene la ventaja que usa datos experimentales, ya que el reemplazo energético teórico sólo nos da una aproximación del valor de gas inyectado, Z=0% representa la operación 100% diésel y se obtiene de la siguiente manera:

$$Z = \frac{\dot{m}_{GLP}}{\dot{m}_{diésel} + \dot{m}_{GLP}} * 100\% \quad (3)$$

Donde:

$\dot{m}_{GLP}$: Flujo másico de gas inyectado [g/s]

$\dot{m}_{diésel}$: Flujo másico de diésel inyectado en operación dual [g/s]

Finalmente se puede obtener el ahorro de diésel al ser reemplazado con gas licuado, de forma experimental con datos obtenidos en los diferentes ensayos realizados, el cual se calcula de la siguiente manera:

$$S = \frac{\dot{m}_{diésel_{100\% diésel}} - \dot{m}_{diésel_{diésel-GLP}}}{\dot{m}_{diésel_{100\% diésel}}} \quad (4)$$

Donde:

$\dot{m}_{diésel_{diésel-GLP}}$: Consumo de diésel en operación dual con gas licuado[g/s].

$\dot{m}_{diésel_{100\% diésel}}$: Flujo másico de diésel en operación 100% diésel [g/s].

CAPÍTULO 3

Equipos, funcionamiento del sistema y metodología de ensayo

3.1 Layout del sistema

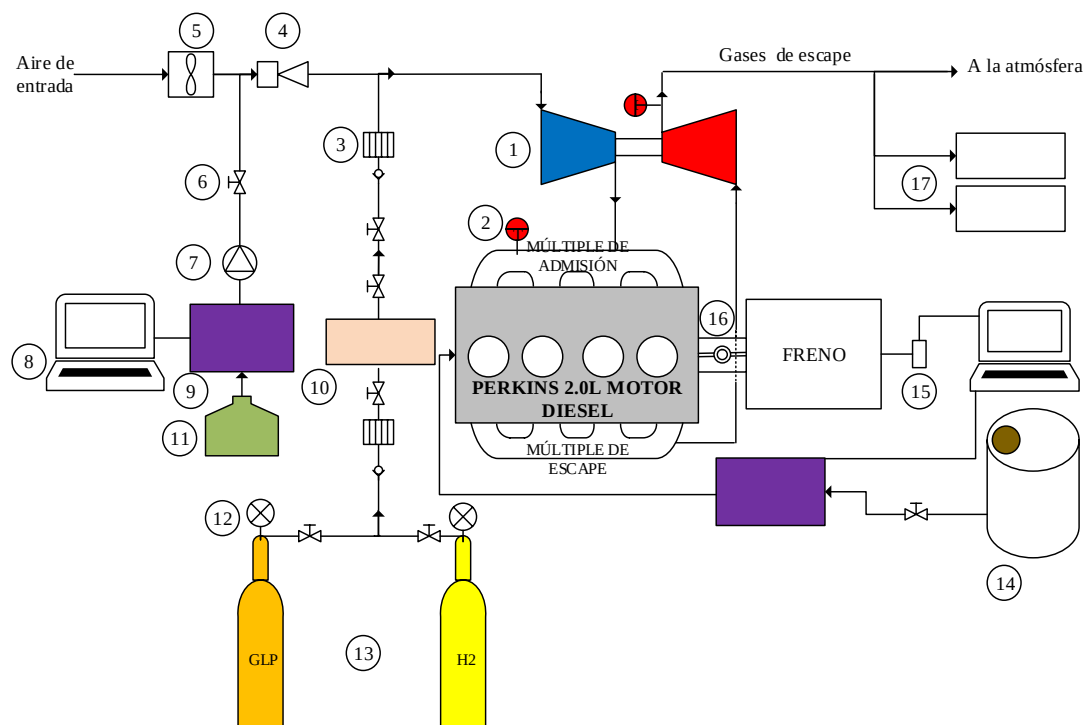


Figura 3.1: Layout de banco de pruebas.

1-Turbocompresor, 2-Termocupla, 3-Arresta-llama, 4-Inyector de agua, 5-Rotámetro, 6-Válvula de corte, 7-Bomba de agua, 8-Sistema de control y adquisición, 9-Balance gravimétrico, balanza digital, 10-Controlador de flujo, 11-Estanque de agua, 12-Manómetro, 13-Cilindros de gas, 14-Estanque de Diésel, 15-Encoder, 16- Tacómetro, 17-Analizadores de gases de escape.

La figura 3.1 muestra el layout del banco de pruebas, que está diseñado para trabajar experimentalmente con operación dual de combustible hidrógeno-diésel y GLP-diésel, para regular la cantidad de gas suministrado se encuentran válvulas que son estranguladas por el operador, a su vez el controlador de flujo señala el flujo másico que entra al motor, también puede funcionar con inyección de agua en el puerto de admisión de aire. La carga del motor es controlada por un dinamómetro y usando el acelerador se puede controlar la carga y rpm. El motor está equipado con un sistema de adquisición por computadora para medir las diferentes temperaturas del motor, las emisiones del motor se obtienen usando dos analizadores de gases diferentes.

3.2 Descripción de equipos del layout

3.2.1 Banco de pruebas



Figura 3.2: Interior de cabina de pruebas, conjunto motor-freno.

3.2.1.1 Motor diésel marino

- Marca: Perkins
- Año: 1994
- Modelo: Prima M80T
- Ciclo: 4 tiempos
- Número de cilindros: 4
- Carrera: 88.9 mm
- Peso: 230 kg
- Cilindrada: 1994 cm³
- Aspiración: Turboalimentado
- Diámetro de cilindro: 84.5 mm
- Relación de compresión: 17.2:1
- Sistema de combustión: Inyección directa
- Sistema de inyección: Bomba rotativa Bosch VE con parada eléctrica y mecánica, avance eléctrico de partida en frío, control de aceleración y venteo automático.
- Potencia máxima: 58 kW a 4500 rpm
- Torque máximo: 145 Nm a 2350 rpm



Figura 3.3: Motor Perkins M80T.

3.2.1.2 Freno dinamométrico hidráulico

- Marca: Schenck
- Modelo: U2-20
- Año: 1959
- Tipo: Freno hidráulico Froude
- Rango: 40 kgf
- Resolución: 0.1 kgf
- Potencia máxima: 200 PS
- Velocidad máxima: 5,000 rpm
- Alimentación: agua de la red



Figura 3.4: Freno dinamométrico Schenck.

3.2.2 Instrumentación

3.2.2.1 Analizador de gases de escape 1

- Marca: Testo
- Modelo: 340
- Rango: 0 – 50,000 ppm CO;
0 – 10 % vol. CO₂;
0 – 25% O₂;
0 – 4,000 ppm NO;
0 – 500 ppm NO₂.
- Resolución: 1ppm; 0.01% vol.
- Sensores de NO₂, NO, CO, O₂.



Figura 3.5: Analizador de gases Testo 340.

3.2.2.2 Analizador de gases de escape 2

- Marca: Testo
- Modelo: 350
- Rango: 0 – 10,000 ppm CO;
0 – 50 % vol. CO₂;
0 – 25% O₂;
0 – 4,000 ppm NO;
0 – 500 ppm NO₂.
- Resolución: 1ppm; 0.01% vol.
- Sensores de NO₂, NO, CO, O₂.



Figura 3.6: Analizador de gases Testo 350.

3.2.2.3 Balanza analítica digital

- Marca: Snowrex
- Modelo: NHV-30
- Rango: 0,000 – 30,000 g
- Resolución: 0.001 g



Figura 3.7: Balanza digital

3.2.2.4 Rotámetro

- Marca: Aerzen
- Modelo: D74
- Caudal mínimo: 32 m³/h
- Caudal máximo: 650 m³/h
- Presión máxima: 10 bar
- Resolución: 0.1 m³
- Rango: 0 – 9,999,999.9 m³



Figura 3.8: Rotámetro.

3.2.2.5 Sistema de adquisición de datos

- Marca: Omega
- Modelo: OMB-DAQ-55
- Puertos: 10 entradas análogas,
16 entradas digitales I/O,
conexión de salida USB.



Figura 3.9: Sistema de adquisición de datos.

3.2.2.6 Tacómetro digital con sensor de proximidad

- Marca: Lutro
- Modelo: DT-2240D
- Rango: 0 – 9,999 rpm
- Resolución: 1 rpm
- Distancia para funcionamiento
del sensor, menor a 4 mm conexión, lugar de instalación acople cardan-freno.



Figura 3.10: Tacómetro digital.

3.2.2.7 Encoder

- Marca: OMRON
- Modelo: E6B2-CWZ6C
- Resolución: 2,000 pulsos por revolución.

3.2.2.8 Sensor de detonación

- Marca: MTE-THOMSON
- Modelo: 70022
- Tipo: Piezoeléctrico de respuesta plana.
- Sensibilidad: 25 mV/G

3.2.3 Sistema de inyección de GLP

3.2.3.1 Arresta-llama

- Marca: Gas Control Equipment (GCE)
- Modelo: FS500-BC
- Presión máxima de entrada: 10 bar

3.2.3.2 Controlador de flujo másico

- Marca: Aalborg
- Modelo: GFC57
- Rango: 0 – 200 l/min de aire
- Resolución: ± 3 l/min en rango 40 – 200 l/min;
 ± 6 l/min en rango 0 – 40 l/min.



Figura 3.11: Controlador de flujo.

3.2.3.3 Regulador de presión

- Marca: Airco
- Modelo: PG-028
- Presión máxima de entrada: 3,000 [psi]



Figura 3.12: Regulador de presión.

3.2.3.4 Válvula de corte

- Marca: Swagelok
- Modelo: 316 923625001
- Presión máxima: 206 bar a 37 °C



Figura 3.13: Válvula de corte

3.2.4 Sistema de inyección de agua destilada

3.2.4.1 Bomba de agua

- Marca: “NUOTRILIN”
- Modelo: M0142HB-12-15X
- Tipo: Bomba de diafragma
- Potencia nominal: 15 W
- Voltaje nominal: DC 12 volt
- Presión de servicio: 8 bar
- Caudal máximo: 1.0 l/min



Figura 3.14: Bomba de agua.

3.2.4.2 Inyectores de agua

- Marca: “Adhere To Fly”
- Modelo: Low powered Sprinklers
- Tipo: Conexión 6 mm diámetro
- Material del inyector: acero inoxidable
- Diferentes diámetros de atomización
- Inyector 1 = 0.2 mm
- Inyector 2 = 0.3 mm
- Inyector 3 = 0.4 mm



Figura 3.15: Inyector de agua.

3.3 Tipos de ensayos experimentales

3.3.1 Pruebas

3.3.1.1 Ensayo de torque y potencia al freno

Para determinar el torque y potencia al freno se utilizó un freno dinamométrico que simula carga al motor generando un par contrario al generado por el motor, este freno funciona acoplado al cardan del motor. Utiliza agua la que circula internamente disipando la energía mecánica del motor transformándola en calor, que absorbido por el agua. Para calcular se utiliza el valor de la fuerza que genera el par del motor sobre el freno, por la distancia de aplicación de la fuerza como señalan las siguientes ecuaciones:

$$Tb = W * L [Nm] \quad (5)$$

$$Pb = \frac{2 * \pi * N}{60000} * Tb [kW] \quad (6)$$

Donde:

Tb = Torque al freno [Nm].

W = Fuerza generada por el freno [N].

L = Distancia al punto de aplicación de la fuerza [m].

Pb = Potencia al freno [kW].

N = Revoluciones por minuto [rpm].

3.3.2 Consumo de diésel y agua

Para determinar el consumo de combustible y agua se utilizaron dos balanzas electrónicas conectadas a un software, mediante el uso de un computador se realizó un análisis gravimétrico midiendo el cambio másico en los estanques de diésel y agua, utilizando bidones de 5 litros de capacidad, el software entrega un informe detallado con el cambio de la masa por unidad de tiempo con esta información se puede saber con extrema certeza la cantidad de agua y diésel utilizada durante los ensayos.

3.3.3 Consumo de gas licuado

El consumo de GLP se realizó leyendo el controlador que inyecta el gas a la línea de admisión, obteniendo el flujo volumétrico de inyección de gas licuado. Este controlador de flujo másico posee una constante de corrección del flujo con el cual se puede determinar el consumo del gas licuado, esta constante depende del tipo de gas.

3.3.4 Consumo de aire

El flujo de aire que consume el MCI utilizado se cuantificó utilizando un rotámetro y midiendo la cantidad de tiempo en que el motor consume 3 m^3 de aire.

3.4 Emisiones y temperatura de operación

Las emisiones se midieron mediante sondas conectadas a una línea secundaria del tubo de escape del motor de combustión interna, conectada a analizadores de gases. Con el analizador de gases Testo 340 se midieron las emisiones de monóxido de carbono, dióxido de carbono, óxidos nitrosos. Con el analizador de gases Testo 350 se midieron hidrocarburos no combustionados y el material particulado fino se midió utilizando filtros de cuarzo. Para medir las diferentes temperaturas del motor se utilizaron 4 termocuplas, esta información es adquirida mediante un software donde se registraron las temperaturas del refrigerante, aire de admisión después del turbo, gases de escape y aceite.

3.5 Factores de desempeño

3.5.1 Eficiencia térmica

Es la relación entre el trabajo generado por el motor y la cantidad de energía suministrada que se puede liberar en el proceso de combustión.

$$\eta_{th} = \frac{Pb}{\dot{m}_{diésel} * Q_{LHV_{diésel}} + \dot{m}_{GLP} * Q_{LHV_{GLP}}} [-] \quad (7)$$

Donde:

Pb : Potencia al freno [kW]

$\dot{m}_{diésel}$: Flujo másico de diésel [g/s]

$Q_{LHV_{diésel}}$: Poder calorífico inferior del diésel [kJ/g]

$\dot{m}_{GLP}$: Flujo másico de gas licuado [g/s]

$Q_{LHV_{GLP}}$: Poder calorífico inferior del gas licuado [kJ/g]

3.5.2 Consumo específico de combustible

Es una medida que indica que tan eficientemente el motor de combustión interna está utilizando el combustible para producir trabajo. Se calcula con el consumo de combustible sobre la potencia de salida. Mientras menor sea este indicador, mejor uso se está haciendo de la energía entregada por el combustible.

$$bsfc = \frac{\dot{m}_{diésel}}{Pb} \left[\frac{g}{kW h} \right] \quad (8)$$

CAPÍTULO 4

Procedimiento Experimental

4.1 Elección de modos de operación

Al revisar el estado del arte de la técnica de inyección de agua en motores de combustión interna, se concluyó que este método funciona mejor para altas rpm y cargas, debido a la elevada temperatura de funcionamiento del motor de combustión interna en estas condiciones, por lo cual se determinó realizar todos los ensayos a 100% de carga y 3000 rpm. La carga será definida en este trabajo como la razón entre el torque que entrega el motor a un nivel de rpm y el máximo torque que él es motor es capaz de entregar a esas mismas revoluciones.

A continuación, tabla 4.1 representa los datos obtenidos del consumo de agua y diésel en el modo de operación 100% diésel obtenidos a través del análisis gravimétrico respectivo, se realizaron 3 ensayos logrando una desviación estándar de la muestra muy baja, validando así los resultados obtenidos, asimismo se calcularon ratios de agua-combustible correspondientes.

Tabla 4.1: Consumo de agua y diésel promedio por inyector modo 100% diésel.

Modos de operación 100% diésel	Wr	Consumo promedio agua [g/s]	Desviación estándar	Consumo promedio diésel [g/s]	Desviación estándar
<i>Inyector 1</i>	27%	0.59	0.007	2.21	0.035
<i>Inyector 2</i>	54%	1.21	0.018	2.24	0.001
<i>Inyector 3</i>	143%	3.22	0.151	2.25	0.052

Por otra parte, la cantidad de sustitución que se escogió se hizo en base a una cantidad intermedia de reemplazo energético de GLP, ya que si se inyecta una cantidad muy alta de GLP se produce un exceso de vibración y aparición de auto-detonación no controlada dentro de la cámara de combustión fenómeno conocido como “knock”. Se utilizó un reemplazo energético teórico de 30% según la ecuación (2), al realizar el reemplazo, el consumo promedio de gas licuado fue de 0.633 g/s, el ahorro de diésel utilizado fue de un 25% utilizando la ecuación (4). Al realizar un cálculo de la fracción de masa de GLP reemplazada con la ecuación (3) se obtiene un 27% de reemplazo, esta variación se debe a una pequeña caída en el rendimiento térmico del motor al funcionar en operación dual diésel-GLP en las condiciones de 3000 rpm y 100% de carga.

Tabla 4.2 muestra los datos obtenidos del consumo de agua y diésel en el modo de operación dual diésel-GLP con 30% de reemplazo energético teórico, obtenidos a través del análisis gravimétrico respectivo, se realizaron 3 ensayos logrando una desviación estándar de la muestra muy baja, validando así los resultados obtenidos, asimismo se calcularon los ratios de agua-combustible correspondientes.

Tabla 4.2: Consumo de agua y diésel promedio por inyector modo dual diésel-GLP.

Modo de operación diésel- GLP	Wr	Consumo promedio agua [g/s]	Desviación estándar de la muestra	Consumo promedio diésel [g/s]	Desviación estándar de la muestra
<i>Inyector 1</i>	28%	0.65	0.047	1.69	0.023
<i>Inyector 2</i>	96%	2.23	0.018	1.7	0.026
<i>Inyector 3</i>	132%	3.13	0.032	1.73	0.020

4.2 Ensayos evaluados en el tiempo

Las pruebas experimentales realizadas en el presente trabajo se hicieron considerando un cambio de todos los parámetros en el tiempo, con una frecuencia de toma de datos de 2 minutos, realizando un refinamiento de muestra para 1 minuto después de inyectar y 1 minuto después de detener la inyección de agua, apoyándose en los registros de los softwares asociados y el uso de fotografías. Esta decisión se tomó en base a realizar un análisis en el tiempo de respuesta del sistema a la inyección de agua y así cuantificar el verdadero impacto de esta técnica. Se realizaron pruebas preliminares para determinar el tiempo de duración ideal de los experimentos, llegando a la conclusión que 16 minutos es el tiempo de adquisición de datos, con una inyección de agua con duración de 6 minutos. Se realizaron 3 ensayos utilizando en cada uno de estos ensayos 3 inyectoros diferentes cuyos ratios de agua-combustible están señalados en la sección 4.1, lo que corresponde a 6 ensayos en total por modo de operación, efectuando 3 réplicas de cada uno de estos ensayos para validar de esta forma que los resultados obtenidos tengan consistencia y tratar de eliminar fuentes de error. La tabla 4.3 representa los diferentes puntos de medición de los ensayos realizados en el tiempo.

Tabla 4.3: Puntos de medición, inyección de agua en el tiempo

Tiempo [min]	Operación
[0-2[	Antes de inyección de agua
2	Inicio inyección de agua
]2-3]	Transición
[4-8]	Inyección de agua
8	Fin de inyección de agua
]8-9[	Transición
[10-16]	Después de inyección de agua

4.3 Factores de desempeño

Los factores de desempeño del motor del consumo específico de combustible y eficiencia térmica se presentarán en función del estado de inyección de agua, de la siguiente manera:

- Funcionamiento antes de la inyección de agua
- Funcionamiento durante la inyección de agua
- Funcionamiento después de la inyección de agua

Se decidió realizar la presentación de los resultados de esta forma debido a la poca variación de los datos obtenidos por el freno dinamométrico que es uno de los factores principales que afectan a los factores de desempeño.

CAPÍTULO 5

Análisis y discusión de resultados experimentales

5.1 Desempeño del motor con inyección de agua

5.1.1 Factores de desempeño

5.1.1.1 Torque

Para el torque se utiliza el valor medido por el freno dinamométrico el cual tiene un error asociado de 0.7 Nm debido a inestabilidades del caudal y la presión de la red de agua. Fig. 5.1 representa la respuesta dinámica del torque generado por el motor, se observa que hay un leve aumento del torque al utilizar el modo dual en comparación con el modo diésel, por otra parte, la inyección de agua no afecta mayormente al torque generado por el motor, si bien se generan ciertas variaciones estas son menores al error asociado en la medición, por lo cual no son consideradas variaciones significativas.

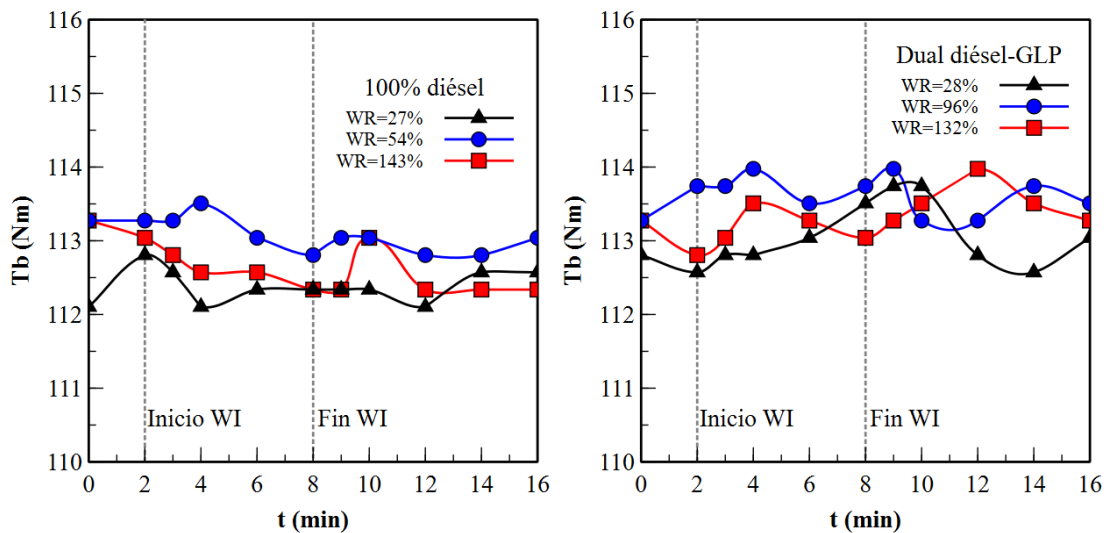


Figura 5.1: Respuesta dinámica torque del motor, ambos modos de operación.

5.1.1.2 Potencia

La potencia posee el mismo comportamiento que el torque debido a que el cálculo se hace en base a la lectura entregada por el freno, el error asociado a las variaciones en la lectura del freno se transforma en aproximadamente 0.3 kW de incertidumbre. Al analizar los datos obtenidos se puede inferir que la potencia para ambos modos de operación es similar y que la inyección de agua produce leves caídas en la potencia para el caso de operación 100% diésel y leves aumentos para el caso de operación dual, sin embargo, estas variaciones son inferiores al error asociado en la medición, por lo tanto, se puede concluir que la potencia no se ve muy afectada por la inyección de agua. Figura 5.2 muestra la respuesta dinámica de la potencia al freno del motor al inyectar agua en ambos modos de operación.

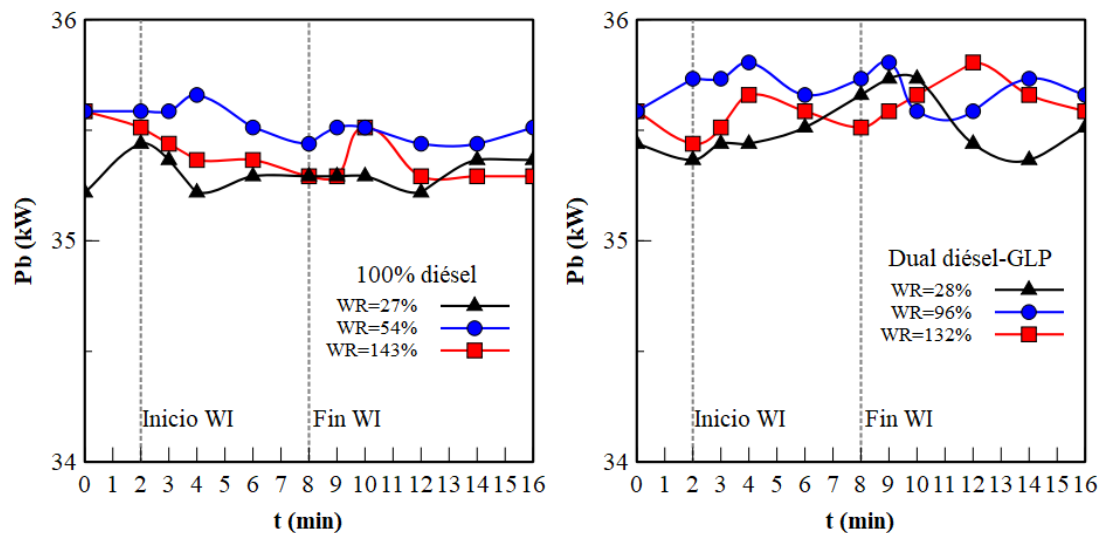


Figura 5.2: Respuesta dinámica potencia generada, ambos modos de operación.

5.1.1.3 Consumo específico de combustible (bsfc)

Se puede notar una reducción del consumo específico de combustible aproximadamente de un 25% esto debido al reemplazo de diésel por gas licuado, figura 5.3 presenta los diferentes consumos específicos de combustible, dependiendo del estado de operación del motor. Se puede observar un leve aumento de bsfc al inyectar agua, en los ratios de agua-combustible altos, de un 1 g/kW h para el caso de operación diésel y un leve aumento de 3 g/kW h para la operación dual diésel-GLP, en comparación al estado normal de operación sin inyectar agua. Sólo en una inyección de $WR=27\%$ de agua en operación 100% diésel se nota una leve disminución en el consumo específico de combustible.

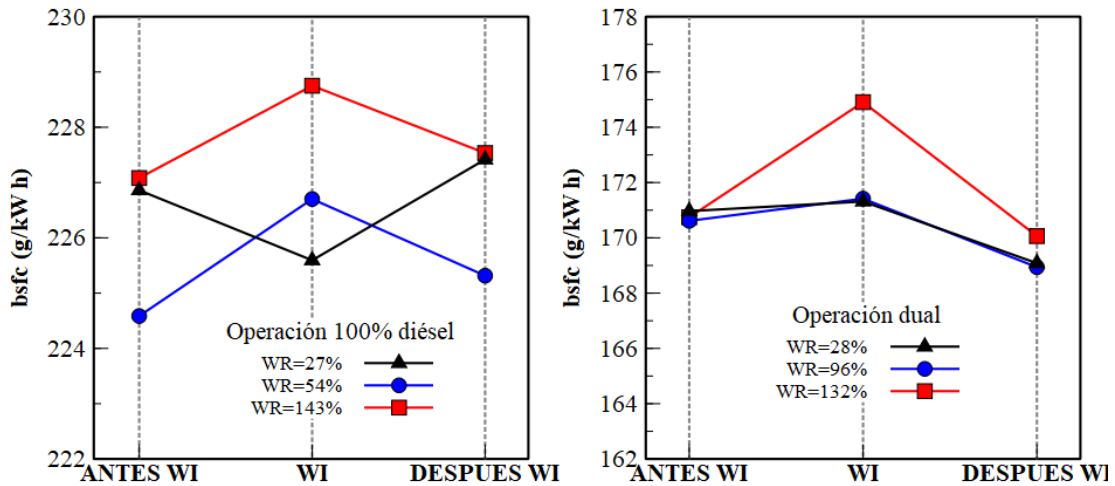


Figura 5.3: Consumo específico de combustible diésel, ambos modos de operación.

5.1.1.4 Eficiencia térmica

La eficiencia térmica en operación dual disminuye comparativamente a la misma en operación 100% diésel, figura 5.4 representa las variaciones de las eficiencias térmicas al inyectar agua en ambos modos de operación. Este es uno de los factores que se ven afectados por la inyección de gas licuado en estas proporciones ya que la eficiencia térmica del motor cae en promedio un 2%. Al inyectar agua la eficiencia térmica disminuye levemente en ambos modos de operación, salvo para bajos ratios de agua donde la eficiencia aumenta, en ambos casos las variaciones en la eficiencia son leves.

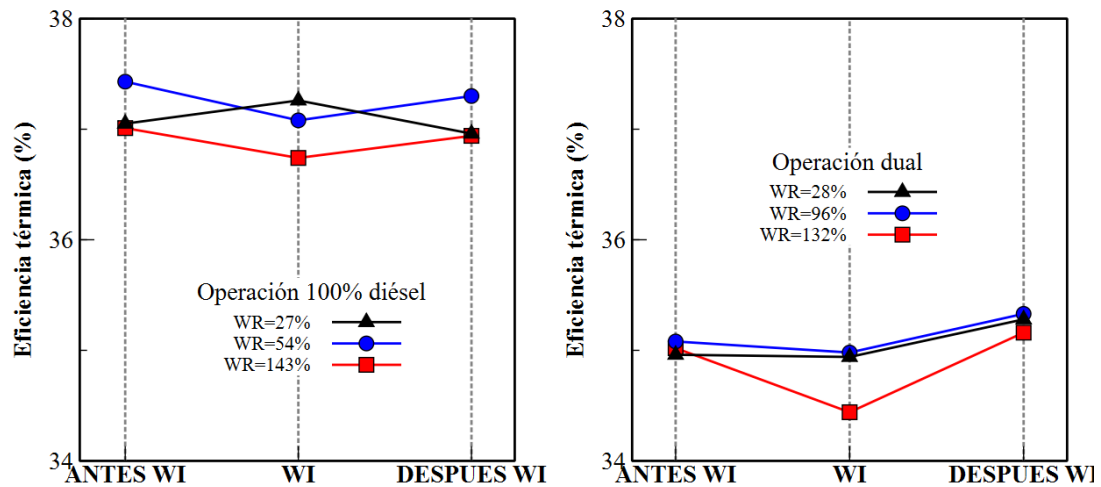


Figura 5.4: Eficiencia térmica, ambos modos de operación.

5.2 Respuesta dinámica temperatura y emisiones al inyectar agua

5.2.1 Temperaturas de funcionamiento

5.2.1.1 Temperatura del aceite

El aceite de un motor de combustión interna es un factor muy importante debido a que permite la lubricación de todas las partes móviles además de retirar el calor generado por estas mismas, controlar la temperatura es de suma importancia debido a que un aumento significativo en la temperatura puede altera la viscosidad cambiando las propiedades del aceite.

Figura 5.5 muestra la respuesta dinámica de la temperatura del aceite al inyectar agua en ambos modos de operación. Se observó que la temperatura del aceite para un motor en operación dual es más pequeña que en operación 100% diésel. Al inyectar agua se nota una leve disminución de la temperatura para ambos modos de operación, también en ambos casos una vez que termina la inyección de agua hay una etapa de transición para volver al estado inicial, este periodo es más grande en comparación a los parámetros analizados más adelante.

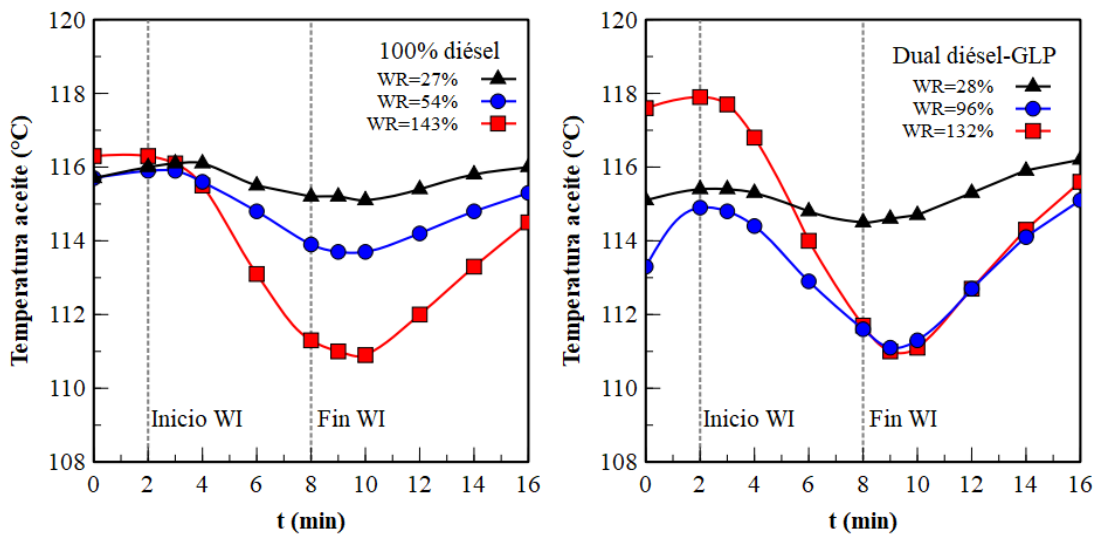


Figura 5.5: Respuesta dinámica temperatura del aceite, ambos modos de operación.

5.2.1.2 Temperatura de admisión

Esta temperatura es la que se ve más afectada al inyectar agua, al ser un motor con turbocompresor la temperatura de los gases de admisión aumenta considerablemente en comparación a un motor de aspiración natural, esto debido a que el turbocompresor aumenta la presión del aire de entrada como consecuencia de esto entra mayor masa de aire logrando un funcionamiento en exceso de aire, esto genera una combustión rica en oxígeno.

Al momento de inyectar agua a la masa de aire comprimida a una temperatura alta, se logra disminuir la temperatura del aire de entrada, provocando que una mayor cantidad de aire entre a la cámara de combustión. Proceso similar a lo que realiza un intercooler enfriando el aire antes de entrar a la cámara de combustión. Fig. 5.6 muestra la respuesta dinámica de esta temperatura, se puede observar que en operación dual la temperatura de admisión es menor. La disminución de la temperatura al inyectar agua en ambos casos es similar, llegando a una reducción de 93°C a 41°C para el $WR=143\%$ en operación 100% diésel y de 88°C a 40°C para $WR=132\%$ en operación dual diésel-GLP. Cabe señalar que la respuesta del cambio en la temperatura es casi inmediata, en cerca de 1 minuto se pueden observar notables disminuciones en la temperatura.

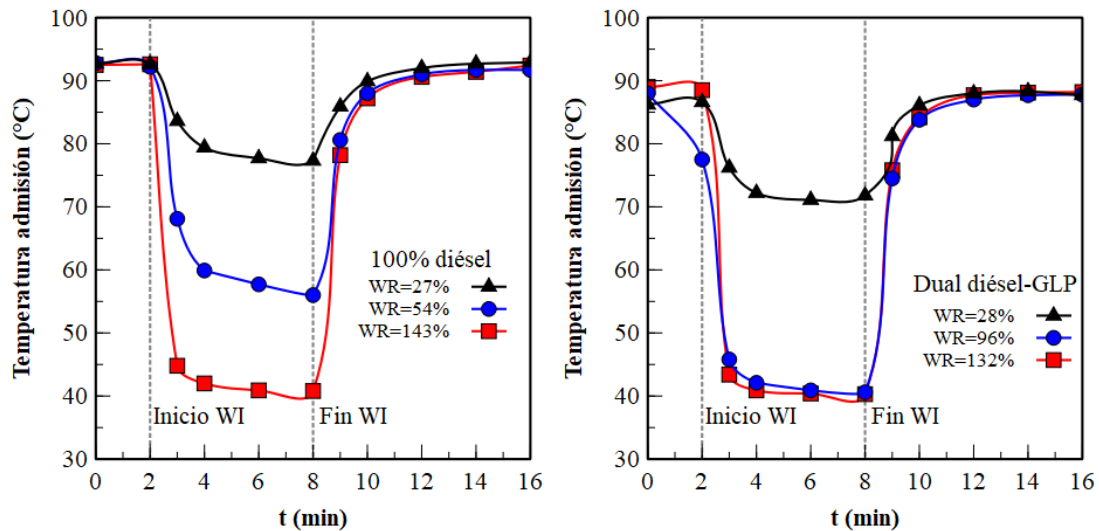


Figura 5.6: Respuesta dinámica temperatura de admisión, ambos modos de operación.

5.2.1.3 Temperatura de gases de escape

La temperatura de los gases de escape nos da información directa acerca de la temperatura dentro de la cámara de combustión, por lo tanto, se puede concluir que una disminución de la temperatura de los gases de escape significa una disminución en la temperatura de la combustión.

Figura 5.7 muestra la respuesta dinámica de la temperatura de los gases de escape, en ambos modos de operación. Se puede apreciar que la operación dual funciona con una temperatura de gases de escape menor que en la operación 100% diésel, en promedio 12 °C menor. Esto se puede explicar debido al efecto refrigerante del GLP. Al inyectar agua se observa que en ambos modos de operación hubo disminuciones de la temperatura, para el caso de operación 100% diésel se observó una gran disminución en la temperatura, para el inyector 3, en promedio de 18°C, para el caso de operación dual se observó una leve disminución cercana a los 8°C sin importar el inyector utilizado.

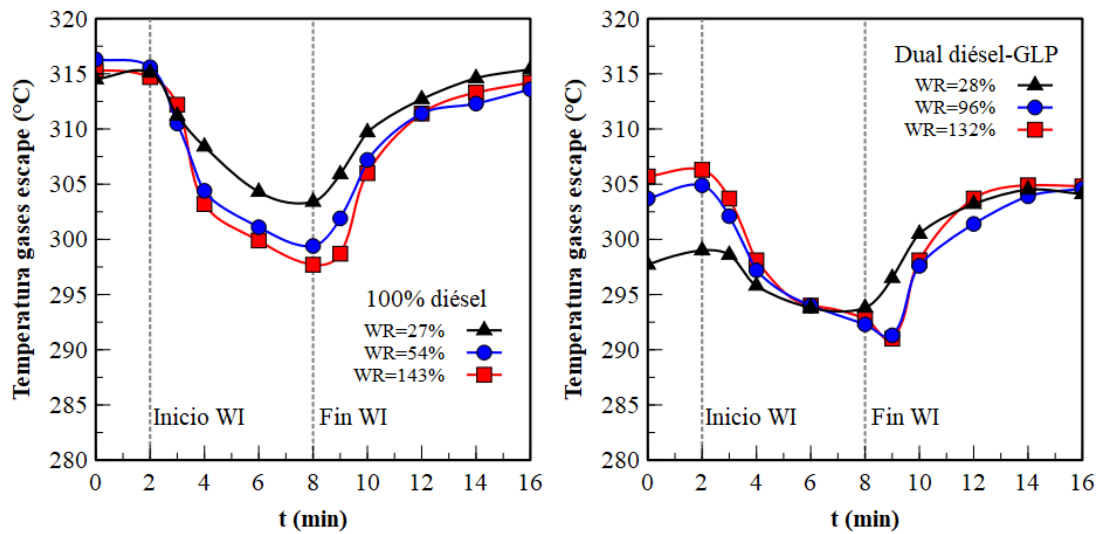


Figura 5.7: Respuesta dinámica temperatura gases escape, ambos modos de operación.

5.2.1.4 Temperatura del refrigerante

Al igual que la temperatura del aceite nos da información acerca del calor que es retirado del motor. Figura 5.8 muestra la respuesta dinámica de esta temperatura al inyectar agua en ambos modos de operación. No se notan grandes diferencias entre temperaturas según el modo de operación del motor sea este 100% diésel o dual diésel GLP, pero se pueden observar leves disminuciones en la temperatura al inyectar agua a mayor cantidad de agua, mayor es la disminución en la temperatura del refrigerante esto nos señala que al inyectar agua la temperatura de funcionamiento del motor disminuye. Por otra parte, se observa al igual que el caso de la temperatura de aceite que volver al estado normal demora más que en el caso de la temperatura de admisión o la de los gases de escape.

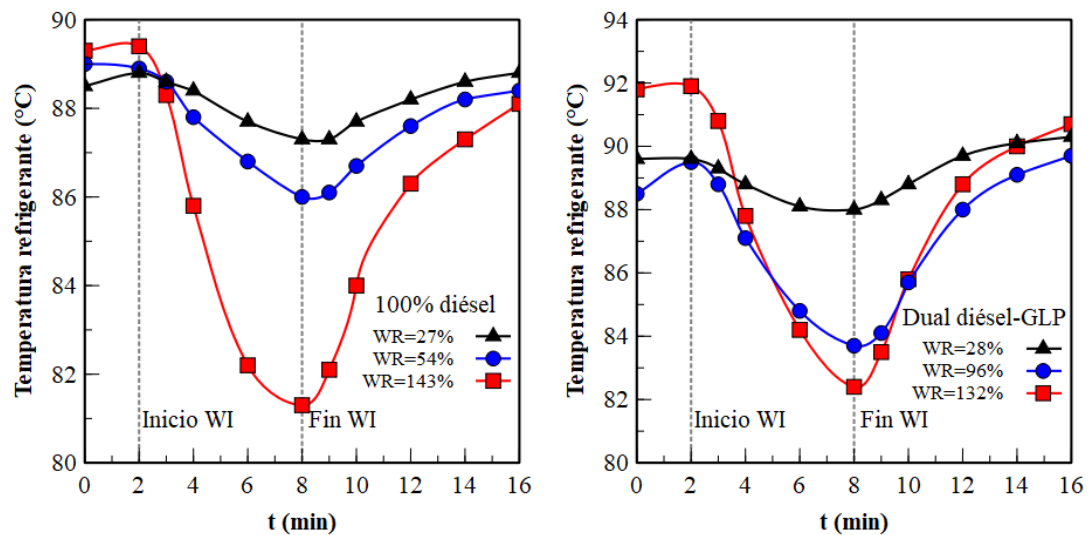


Figura 5.8: Respuesta dinámica de temperatura refrigerante, ambos modos de operación.

5.2.2 Emisiones

5.2.2.1 Monóxido de carbono

El monóxido de carbono es un gas altamente tóxico, dependiendo del grado y duración de la exposición, la intoxicación también puede causar daño cerebral permanente, daño cardíaco incluso después de la intoxicación, la muerte. Contribuye de manera indirecta al efecto invernadero.

Figura 5.9 presenta la respuesta dinámica de las emisiones de CO al inyectar agua en ambos modos de operación. Se nota un aumento de 375% en las emisiones de CO en operación dual diésel-GLP en comparación al funcionamiento del motor en operación 100% diésel, este incremento es un claro indicador de combustión incompleta. Al inyectar agua en la operación 100% diésel se notan leves disminuciones en la emisión, por otra parte, en la operación dual diésel-GLP se notan leves aumentos en las emisiones de monóxido de carbono.

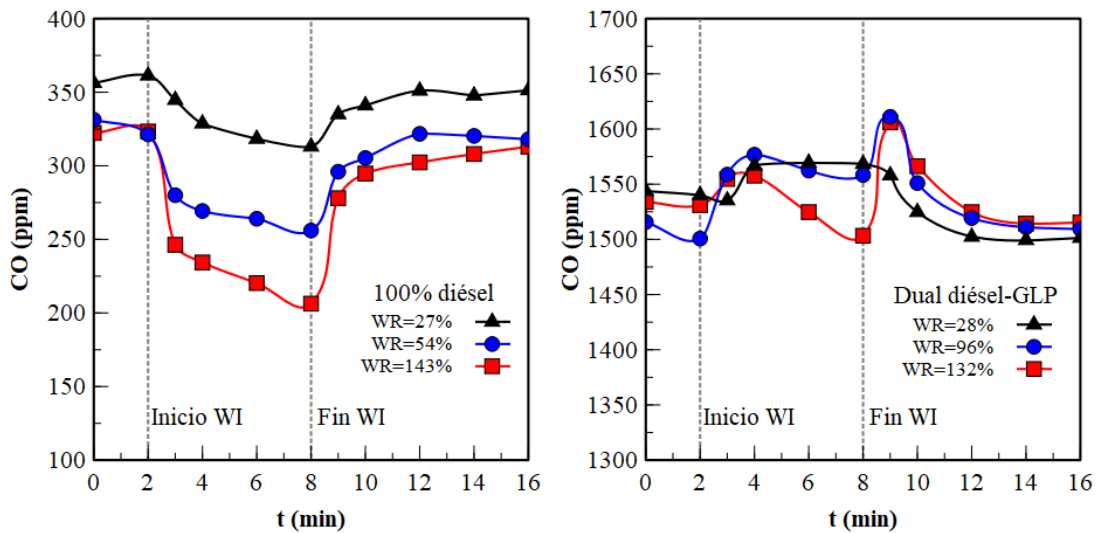


Figura 5.9: Respuesta dinámica del monóxido de carbono, ambos modos de operación.

5.2.2.2 Dióxido de carbono

El dióxido de carbono no es realmente un gas “tóxico” ya que se encuentra presente en la naturaleza los seres vivos lo producen en su exhalación, no obstante, en la actualidad es uno de los principales gases causantes del efecto invernadero, debido al aumento de concentración de este gas en la atmosfera después de la revolución industrial.

Figura 5.10 muestra la respuesta dinámica de las emisiones de CO₂ al inyectar agua en ambos modos de operación. Se puede observar que hay una generación similar de CO₂ en ambos modos de operación, al inyectar agua la cantidad de CO₂ aumenta para el inyector que entrega más agua al sistema, comportamiento que se repite en ambos modos de operación, a bajos niveles de inyección de agua se notan leves aumentos de dióxido de carbono, inclusive pequeñas disminuciones de este.

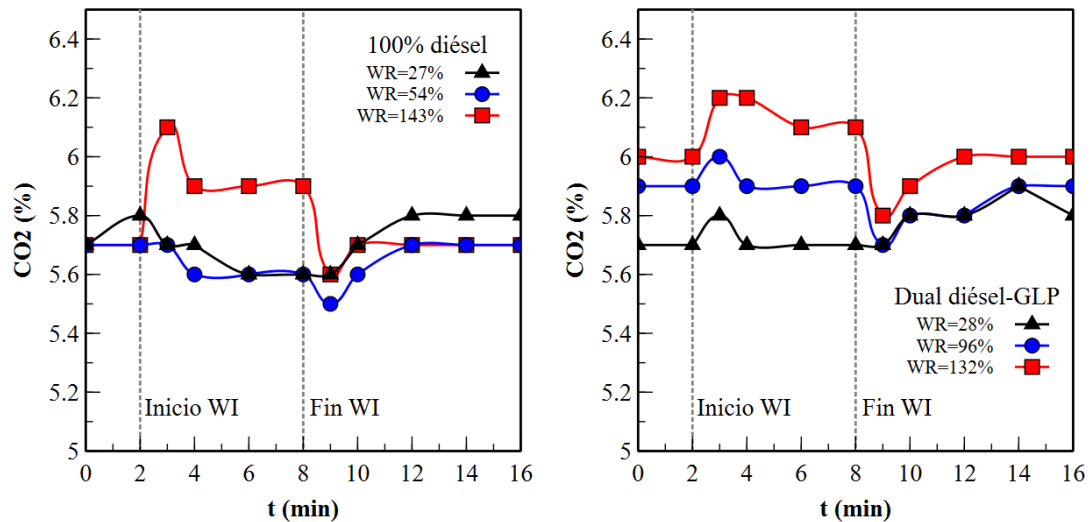


Figura 5.10: Respuesta dinámica del dióxido de carbono, ambos modos de operación.

5.2.2.3 Óxidos de nitrógeno (NO_x).

Están compuestos por la combinación del monóxido y dióxido de nitrógeno, el monóxido de nitrógeno es el principal componente de los NO_x , se genera a partir de combustiones a altas temperaturas, contribuye de manera indirecta en el efecto invernadero, forma ozono troposférico aportando a la formación de smog fotoquímico, por otra parte, es uno de los principales compuestos de la lluvia ácida. También actúan como catalizadores en la destrucción de la capa de ozono (estratosférico), además de ser un gas altamente tóxico para el ser humano en grandes cantidades.

Figura 5.11 presenta la respuesta dinámica de las emisiones de óxidos nitrosos al inyectar agua en ambos modos de operación. Se puede notar un leve aumento en las emisiones de NO_x en la operación dual diésel-GLP en comparación al modo de operación 100% diésel. También, una gran disminución de las emisiones de los óxidos nitrosos en ambos modos de operación, a mayor cantidad de agua inyectada mayor es la disminución de las emisiones de NO_x , con una reducción máxima de cercana a un 55% y mínima de 15% en las emisiones para diferentes niveles de inyección de agua. Siendo esta la emisión que más se ve afectada con la inyección de agua.

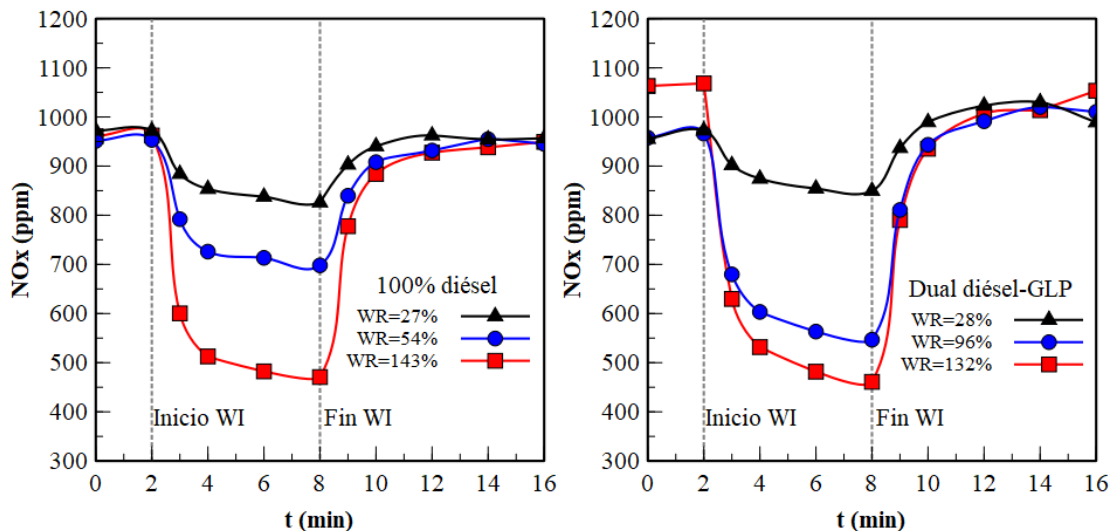


Figura 5.11: Respuesta dinámica de óxidos nitrosos, ambos modos de operación.

5.2.2.4 Hidrocarburos no combustionados y material particulado fino

Los HC Son los restos de hidrocarburos sin quemar que salen por el tubo de escape, normalmente se producen en mezclas ricas en combustible, son nocivos para el ser humano, mientras que el material particulado fino $PM_{2.5}$ se entiende como la masa por metro cúbico de aire de partículas con un diámetro inferior a 2.5 micrómetros (μm), son tóxicas para el ser humano en concentraciones altas.

Se realizaron pruebas complementarias con la máxima cantidad de agua inyectada, $Wr=143\%$ en funcionamiento 100% diésel y $Wr=132\%$ en funcionamiento dual diésel GLP. Las mediciones de HC y $PM_{2.5}$ se realizaron en un tiempo de 4 minutos de funcionamiento estable de la siguiente manera: antes, durante y después de la inyección de agua, eliminando los estados transitorios, tratando de replicar las pruebas anteriores. Los resultados de esta prueba complementaria se muestran en la Figura 5.12.

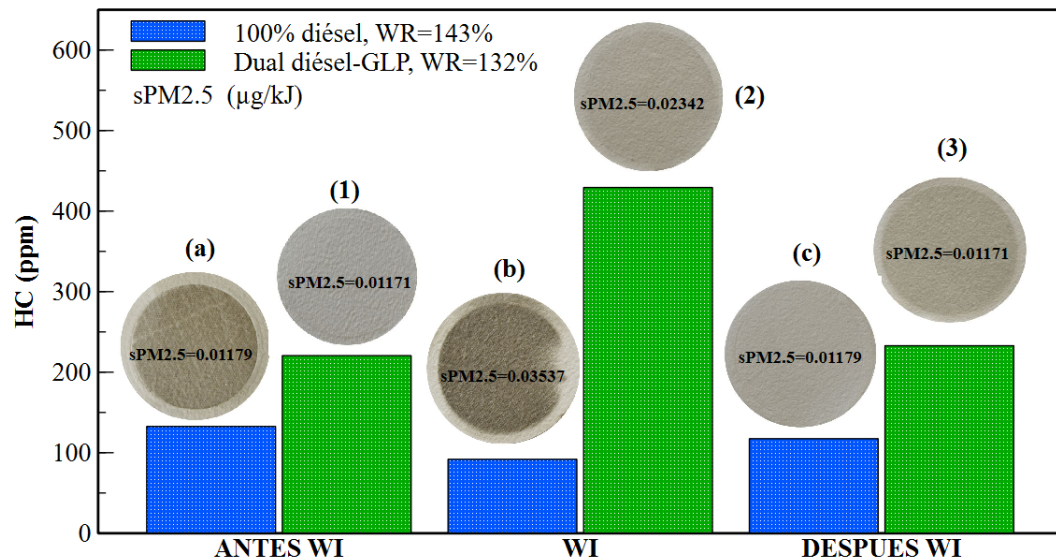


Figura 5.12: Variaciones de HC y $PM_{2.5}$ en diferentes modos de operación.

(a), (b), (c) Filtros de $PM_{2.5}$ en operación 100 % diésel. (1), (2), (3) filtros de $PM_{2.5}$ en operación dual.

Cuando el motor opera en modo dual diésel-GLP, la emisión de HC aumenta de 132 ppm a 220 ppm en comparación con un funcionamiento 100% diésel. El uso de GLP en operación dual da lugar a una combustión poco eficiente, principalmente por el aumento del retardo de ignición en el combustible diésel piloto.

Las emisiones específicas de material particulado fino ($sPM_{2.5}$) en funcionamiento 100% diésel son de 0.01179 $\mu\text{g/kJ}$ y de 0.01171 $\mu\text{g/kJ}$ en funcionamiento diésel-GLP teniendo una leve disminución al usar GLP. La Fig. 5.12 muestra los filtros utilizados para medir la cantidad de partículas finas. En la operación dual diésel GLP los filtros se ven más limpios en comparación con la operación 100% diésel. El efecto de la inyección de agua en HC tiene un impacto positivo en el funcionamiento 100% diésel, reduciendo la emisión de 132 ppm a 92 ppm, por otro lado, $sPM_{2.5}$ aumenta de 0.01179 $\mu\text{g/kJ}$ a 0.03537 $\mu\text{g/kJ}$. En el funcionamiento en operación dual diésel GLP, la inyección de agua aumenta ambas emisiones, HC de 220 ppm a 430 ppm y el $sPM_{2.5}$ de 0.01171 $\mu\text{g/kJ}$ a 0.02342 $\mu\text{g/kJ}$. Después de la inyección de agua, los filtros de $PM_{2.5}$ parecen más limpios en ambos modos de funcionamiento, el $sPM_{2.5}$ después del WI es de 0.01179 $\mu\text{g/kJ}$ en funcionamiento 100% diésel y de 0.01171 $\mu\text{g/kJ}$ en funcionamiento dual diésel-GLP, estos aumentos de material particulado pueden ser solucionados usando filtros mecánicos que capten las partículas antes de salir del tubo de escape.

5.3 Respuesta dinámica del knock

También se estudió la respuesta dinámica de la intensidad del “knock”, con un reemplazo másico de $Z=50\%$ de GLP operando a 3000 rpm y 100% de carga, el motor funciona con “knock” severo audible. Para esta prueba, se realizaron dos réplicas con la cantidad de agua que se obtuvieron los mejores resultados. Dado que la operación de golpeteo causa serios daños en el motor, las pruebas se llevaron a cabo en un corto intervalo de tiempo. En una primera etapa, el motor fue operado con $Z=50\%$ de reemplazo de masa de GLP con un alto golpeteo audible durante 30 segundos, después de eso, se inyectó agua de manera continua para reducir la intensidad del golpeteo

durante 120 segundos. Finalmente, se cortó el suministro de agua y el motor funcionó durante 120 segundos con $Z=50\%$ en operación de golpeteo. La tabla 5.1 resume el plan de pruebas.

Tabla 5.1: Inyección de agua en operación knock

Tiempo [s]	Operación
30	Golpeteo audible, $Z=50\%$ GLP
120	Inyección de agua, $Z=50\%$ GLP
120	Golpeteo audible después WI, $Z=50\%$ GLP

En la Fig. 5.13 se presentan dos réplicas del funcionamiento del motor, a 3000 rpm, 100% de carga, con inyección de un 50% en la fracción de masa del GLP ($Z=50\%$) y la influencia de la inyección de agua ($W_r=111\%$).

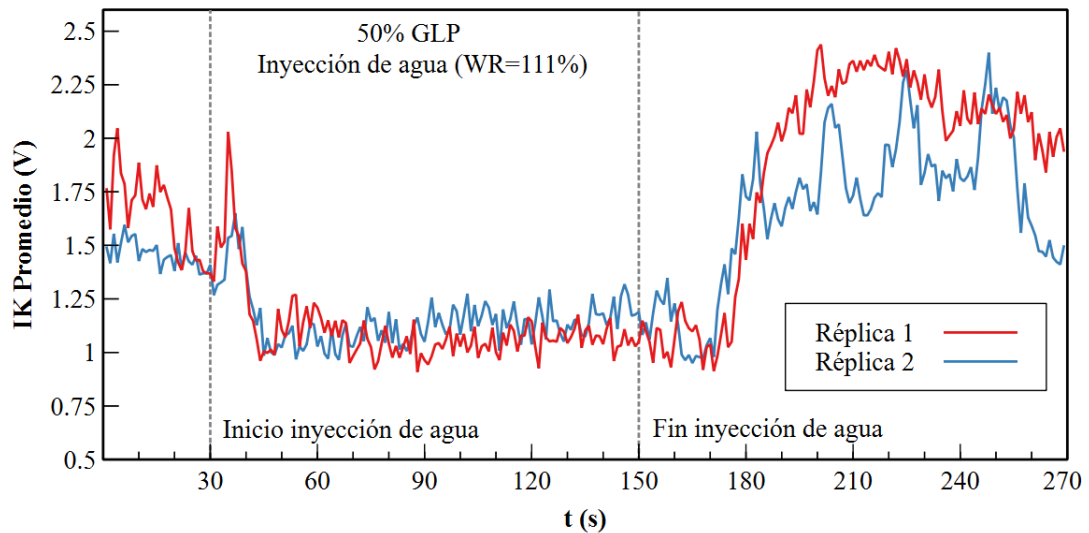


Figura 5.13: Respuesta dinámica de la intensidad de “knock” al inyectar agua.

Como referencia, al utilizar el motor a plena carga y 3000 rpm en operación 100% diésel la intensidad de “knock” (IK) promedio fue de 0.5 V y para el caso estudiado durante esta investigación, en modo dual con GLP (Z=27%) la intensidad de “knock” promedio fue aproximadamente de 0.6 V. Al realizar un análisis tomando como referencia el modo de operación sin inyección de gas licuado y las desviaciones asociadas a cada medición, con respecto a la operación diésel donde no ocurre “knock”, se determinó que, en estas condiciones de operación específicas, cuando se supera el valor $IK=0.96$ V se produce “knock” dentro de la cámara de combustión. La medición de la intensidad de “knock” se realizó usando un sensor de detonación comercial, filtrando el máximo absoluto, con una señal filtrada entre 5 y 15 kHz, en el dominio de 0° a 30° después del punto muerto superior (fase de combustión). En esta prueba, la fracción de masa del GLP fue elevada para lograr altos niveles de golpeteo, de esta manera se puede comprobar si el impacto de la inyección de agua es significativo

Una vez que se inyecta el agua, la intensidad de “knock” disminuye en promedio de 1.6 a 1.1 después de aproximadamente 15 segundos de inyección. No obstante, cuando la inyección de agua termina, la intensidad de “knock” aumenta en promedio hasta 1.9. La razón principal de la disminución de la intensidad de “knock” es la reducción de la temperatura de combustión, a pesar del fuerte incremento al acabar la inyección de agua, la razón de este incremento puede ser la inestabilidad de la combustión cuando la temperatura vuelve a subir.

Cabe destacar que se realizó una réplica para medir las emisiones de HC y $PM_{2.5}$, dos replicas para medir el impacto de la inyección de agua en operación de “knock”. Finalmente se realizaron 3 réplicas por cada ensayo de factores de desempeño, temperaturas y emisiones de CO, CO_2 , NO_x , presentando una variabilidad de los resultados muy bajas, por esta razón no se agregan en los gráficos, esta información puede ser consultada en los Anexos A, B, C, donde se encuentran las desviaciones estándar muestrales y los coeficientes de variabilidad de los datos, con esta información se concluyó que los datos son homogéneos y que se encuentran poco dispersos por lo cual la media aritmética es representativa del conjunto de datos.

CAPÍTULO 6

Resumen comparativo, mejor nivel de inyección de agua

Para ambos modos de operación 100% diésel y dual-GLP se obtuvieron mejores prestaciones al inyectar agua para los inyectores que entregaban al sistema una mayor cantidad de agua, $W_r=143\%$ y 132% respectivamente, en esta sección, se hará un breve resumen de los parámetros que se vieron más afectados.

Desde el punto de vista de los factores de desempeño la potencia y torque no cambian significativamente según modo de operación o debido a la inyección de agua. Sin embargo, la eficiencia térmica se ve afectada en el cambio de modo de operación, ya que la eficiencia disminuye de 37% a 35% al utilizar el modo de operación dual, pero la mayor variación se produce en el consumo de diésel, se obtiene cerca de un 25% menos de consumo de diésel (en masa) en el uso de modo de operación dual, el consumo de diésel ahorrado es reemplazado por gas licuado, produciendo un ahorro económico importante debido a la diferencia de costos económicos de ambos combustibles. A continuación, Tabla 6.1 y 6.2 muestran los datos de la variación en las emisiones y temperaturas al inyectar agua con el inyector óptimo.

Tabla 6.1: Variación de emisiones al inyectar agua, ambos modos de operación.

Modo operación	CO [ppm]	CO ₂ [%]	HC [ppm]	NO _x [ppm]	SPM _{2.5} [µg/kJ]
100% diésel	323	5.7	133	962	0.01179
100% diésel+WI	220	5.9	92	489	0.03537
Variación %	-32%	4%	-31%	-49%	200%
Dual GLP	1533	6.0	220	1066	0.01171
Dual GLP+WI	1529	6.2	430	491	0.02342
Variación %	0%	3%	95%	-54%	100%

Tabla 6.2: Variación de temperaturas al inyectar agua, ambos modos de operación.

Modo operación	Aceite [°C]	Admisión [°C]	Gases escape [°C]	Refrigerante [°C]
100% diésel	116	93	314	89
100% diésel+WI	111	41	298	81
Variación %	-4%	-56%	-5%	-9%
Dual GLP	117	89	306	92
Dual GLP+WI	112	41	293	82
Variación %	-4%	-54%	-4%	-11%

Al operar en funcionamiento dual se puede observar un aumento significativo de emisiones de CO, mientras que HC, CO₂ aumentan levemente y NO_x, PM_{2.5} no varían significativamente. Las temperaturas de admisión y gases de escape disminuyen levemente al usar GLP como combustible secundario debido a la capacidad de refrigeración que aporta el gas licuado, mientras que las temperaturas del aceite y el líquido refrigerante aumentan levemente.

Al inyectar agua en modo 100% diésel (Wr=143%) se disminuyen todas las emisiones contaminantes, la reducción más considerable es la de NO_x que cae un 49%, HC disminuye un 31% y CO un 32%, a pesar de esto las emisiones de material particulado fino aumenta en un 200%. La inyección de agua en modo dual diésel GLP (Wr=132%), se disminuyen considerablemente las emisiones de NO_x en un 54%, las emisiones de CO se mantienen constantes, sin embargo, las emisiones de HC y PM_{2.5} aumentan en 95% y 100% respectivamente. Una vez inyectada agua, todas las temperaturas disminuyen independiente del modo de operación usado, la temperatura de admisión disminuye cerca de un 55%, la temperatura del refrigerante disminuye en un 10%, mientras que las temperaturas de gases de escape y aceite alrededor de un 4%.

Fig. 6.1 muestra las variaciones de emisiones de CO, HC y NO_x según modo de operación, cabe destacar que las emisiones de CO y HC aumentan considerablemente al momento de combinar el uso de operación dual e inyección de agua, estas pueden ser fácilmente disminuidas con el uso de un sistema de tratamiento posterior a la

combustión como un convertidor catalítico, junto a un retraso de la inyección de diésel para disminuir las emisiones de CO, HC, más aun el uso de convertidor catalítico de selección reduciría aún más las emisiones de NO_x. Fig.6.2 muestra las variaciones de las diferentes temperaturas según modo de operación.

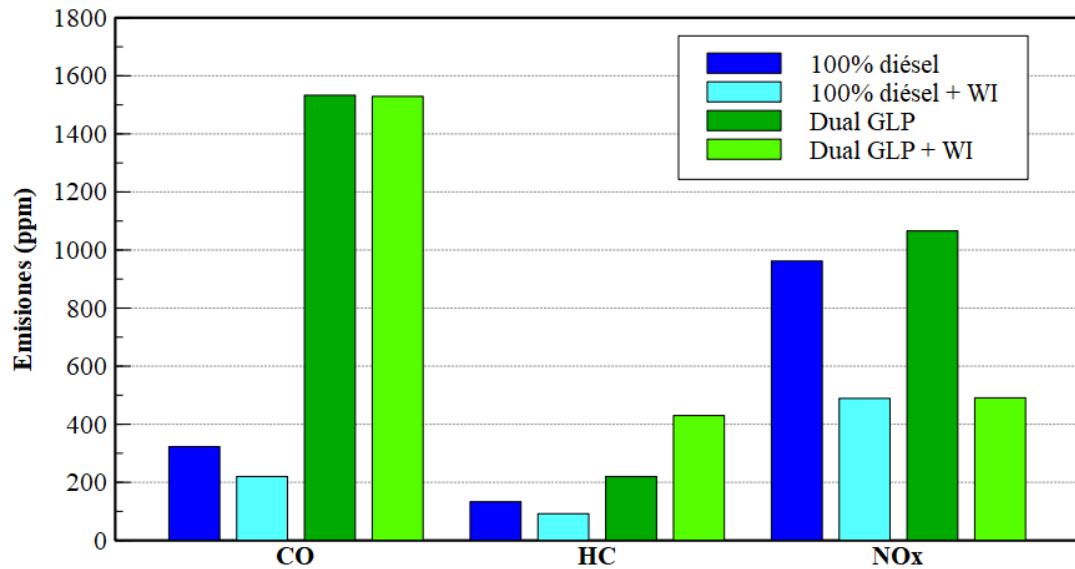


Figura 6.1: Emisiones del motor según modo de operación e inyección de agua.

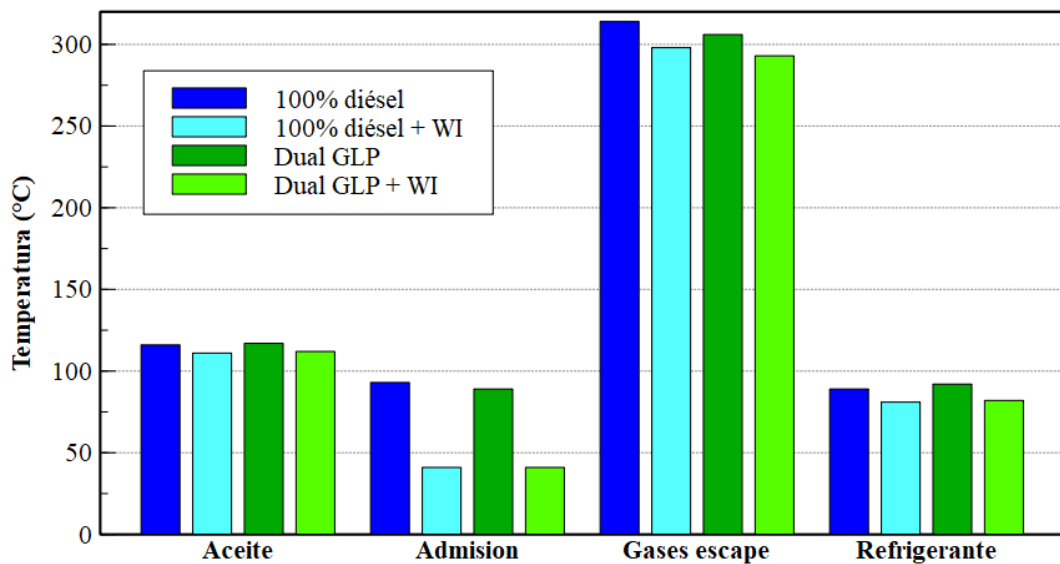


Figura 6.2: Temperaturas del motor según modo de operación e inyección de agua.

Conclusiones

En el presente trabajo se logró diseñar, construir e instalar un sistema de inyección de agua en la entrada de aire de un motor marino diésel, también operar con el motor en dos modos de operación 100% diésel y con 27% de reemplazo en masa de GLP, inyectando agua en ambos modos de operación.

El diseño y construcción del sistema de inyección se realizó en base a una investigación del estado del arte de la inyección de agua, revisando la historia para comprender el desarrollo en el tiempo de esta técnica, así como las diferentes técnicas utilizadas para inyectar agua en un motor, seleccionando la inyección en el aire de admisión por sobre otros métodos debido a su fácil implementación, mantención, versatilidad y bajo costo económico. En la literatura se estudiaron varias investigaciones que inyectan agua a un motor en funcionamiento dual con combustibles alternativos siendo el hidrógeno el combustible más estudiado y el GLP el menos estudiado con tan sólo una investigación.

Se realizaron pruebas experimentales en una línea base, considerando dos modos de operación 100 % diésel y GLP-diésel en modo dual, a plena carga y 3000 rpm debido a que la inyección de agua es óptima a alta carga y rpm, evaluando los efectos de diferentes cantidades de inyección de agua en el puerto de entrada de aire.

El uso del motor en modo dual con un reemplazo de 27% de fracción de masa de GLP, reduce el consumo de diésel en un 25% y la eficiencia térmica del 37% al 35%. No obstante, hay un incremento considerable de las emisiones de CO y HC como consecuencia de una combustión incompleta, y ligeros cambios en las emisiones de NO_x, CO₂ y PM_{2.5}

La inyección de agua con el ratio más alto de agua-combustible utilizado, reduce considerablemente la emisión de NO_x en un 56% en el modo de operación dual diésel-GLP ($W_r=132\%$) y en un 52% en el funcionamiento 100 % diésel ($W_r=143\%$), con ningún impacto significativo en la eficiencia térmica o en el consumo específico de combustible. También tiende a disminuir las emisiones de CO y HC en el funcionamiento con 100% diésel, sin embargo, en operación dual diésel-GLP las emisiones de HC aumentan con la inyección de agua. El uso de inyección de agua aumenta significativamente las emisiones de $\text{PM}_{2.5}$ en ambos modos de funcionamiento. Además, las temperaturas del colector de admisión y del gas de escape disminuyen con el WI, en un máximo de alrededor del 56% y el 5% respectivamente en ambos modos de funcionamiento. La inyección de agua en el motor logra rápidamente cambios en las emisiones y las temperaturas alrededor de 1 minuto después del inicio de la inyección de agua. Además, los datos experimentales muestran que, si los niveles de agua son más altos, los beneficios de las inyecciones de agua son mejores, en este trabajo nunca se llegó a la condición crítica de “misfire”.

A altos niveles de sustitución de GLP en el modo de operación dual se produce “knock”. La inyección de agua disminuye la intensidad de “knock” en un 30%, después de terminar la inyección de agua la intensidad de golpeteo aumenta en un 20% en comparación a la intensidad inicial.

Es necesario estudiar el retardo de ignición del combustible diésel piloto en el funcionamiento dual con GLP, con inyección de agua, para establecer el tiempo de inyección de diésel y evitar la combustión incompleta, que lleva a un aumento de las emisiones de CO y HC, además del uso de un convertidor catalítico, la combinación de estas dos técnicas puede reducir significativamente las emisiones de CO y HC.

La única desventaja de la inyección de agua es la posibilidad de contaminación del motor con agua líquida, ya sea en la lubricación o por acumulación de agua en alguna pieza del motor, sin embargo, en esta investigación no se observó contaminación aparente por agua líquida.

Trabajos Futuros

A continuación, se presentan una serie de propuestas de mejoras que se pueden realizar para complementar con lo realizado en el presente trabajo.

- Simulaciones computacionales, si bien no es un tema que esté totalmente desarrollado se podría hacer un esfuerzo en lograr realizar simulaciones de la combustión al agregar agua, así se podría definir variables como el ratio agua-combustible óptimo de trabajo sin causar “misfire”, el tamaño de gota, la orientación de la inyección de agua, etc.
- Freno digital con adquisición de datos continua y alimentación de agua desde estanque, ya que actualmente el marcador de este freno es análogo y es alimentado por agua de la red, sufriendo variaciones en la medición debido a cambios en la presión de la red de agua.
- Analizar el desgaste mecánico de la utilización prolongada de inyección de agua en diferentes partes del motor, turbocompresor, múltiple de admisión, etc.
- Instalar nuevos sensores para medir el comportamiento dentro del cilindro de la presión y temperatura estudiando el impacto de la inyección de agua a estas variables.
- Realizar la inyección de agua utilizando otros métodos de inyección, en orden de simplicidad: mono-punto después del turbo, multipunto múltiple de admisión, inyección directa, emulsión diésel-agua.
- Realizar pruebas con otros combustibles, como por ejemplo hidrógeno, biodiesel, biogás, gas natural y analizar el impacto de la inyección de agua.
- Recirculación del agua inyectada, atrapando el agua de los gases de escape y creando un circuito cerrado de agua.

Bibliografia

- [1] X. Tauzia, A. Maiboom, S.R. Shah, Experimental study of inlet manifold water injection on combustion and emissions of an automotive direct injection Diesel engine, *Energy*. 35 (2010) 3628–3639. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.05.007>.
- [2] Z. Sahin, M. Tuti, O. Durgun, Experimental investigation of the effects of water adding to the intake air on the engine performance and exhaust emissions in a di automotive diesel engine, *Fuel*. 115 (2014) 884–895. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2012.10.080>.
- [3] M. V. Twigg, “Urea-SCR Technology for deNO_x After Treatment of Diesel Exhausts,” *Johnson Matthey Technol. Rev.* 59 (2015) 221–232. <https://doi.org/10.1595/205651315x688280>.
- [4] S. Zhu, B. Hu, S. Akehurst, C. Copeland, A. Lewis, H. Yuan, I. Kennedy, J. Bernards, C. Branney, A review of water injection applied on the internal combustion engine, *Energy Convers. Manag.* 184 (2019) 139–158. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.01.042>.
- [5] G. Rowe, M. and Ladd, WATER INJECTION for Aircraft Engines, *SAE Tech. Pap.* 54 (1946) 13.
- [6] Fw-190, Focke-Wulf, (n.d.). <https://www.fighter-planes.com/info/fw190.htm>.
- [7] D.C. Eaton, Cruising economy by use of water injection, *SAE Tech. Pap.* (1946) 81–88. <https://doi.org/10.4271/460198>.
- [8] BMW M4 GTS, (n.d.). <https://www.bmw-m.com/en/topics/magazine-article-pool/5-litres-of-water-for-500-horses.html>.
- [9] A. Lif, K. Holmberg, Water-in-diesel emulsions and related systems, *Adv. Colloid Interface Sci.* 123–126 (2006) 231–239. <https://doi.org/10.1016/j.cis.2006.05.004>.
- [10] Z. Zhang, Z. Kang, L. Jiang, Y. Chao, J. Deng, Z. Hu, L. Li, Z. Wu, Effect of direct water injection during compression stroke on thermal efficiency optimization of

- common rail diesel engine, *Energy Procedia*. 142 (2017) 1251–1258. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.12.514>.
- [11] M.Y.E. Selim, SAE TECHNICAL Performance and Engine Roughness of a Diesel Engine Running on Stabilized Water Diesel Emulsion Performance and Engine Roughness of a Diesel Engine Running on Stabilized Water Diesel Emulsion, SAE ICE Conf. (2007).
 - [12] A. Sarvi, P. Kilpinen, R. Zevenhoven, Emissions from large-scale medium-speed diesel engines: 3. Influence of direct water injection and common rail, *Fuel Process. Technol.* 90 (2009) 222–231. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2008.09.003>.
 - [13] M. Ishida, H. Ueki, D. Sakaguchi, Prediction of NO_x reduction rate due to port water injection in a di diesel engine, SAE Tech. Pap. (1997). <https://doi.org/10.4271/972961>.
 - [14] H.K. Park, S.H. Ghal, H.C. Park, S.W. Choi, S.H. Kim, A study on NO_x reduction of marine 4-stroke diesel engine using charge air humidification, SAE Tech. Pap. (2011). <https://doi.org/10.4271/2011-24-0172>.
 - [15] A.M. Nande, T. Wallner, J. Naber, Influence of water injection on performance and emissions of a direct-injection hydrogen research engine, SAE Tech. Pap. (2008). <https://doi.org/10.4271/2008-01-2377>.
 - [16] M. Younkins, M.S. Wooldridge, B.A. Boyer, Port Injection of Water into a di Hydrogen Engine, SAE Tech. Pap. 2015-April (2015). <https://doi.org/10.4271/2015-01-0861>.
 - [17] V. Chintala, K.A. Subramanian, Hydrogen energy share improvement along with NO_x (oxides of nitrogen) emission reduction in a hydrogen dual-fuel compression ignition engine using water injection, *Energy Convers. Manag.* 83 (2014) 249–259. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.03.075>.
 - [18] J. Serrano, F.J. Jiménez-Espadafor, A. López, Analysis of the effect of the hydrogen as main fuel on the performance of a modified compression ignition engine with water injection, *Energy*. 173 (2019) 911–925. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.116>.
 - [19] J. Serrano, F.J. Jiménez-Espadafor, A. López, Analysis of the effect of different

hydrogen/diesel ratios on the performance and emissions of a modified compression ignition engine under dual-fuel mode with water injection. *Hydrogen-diesel dual-fuel mode*, *Energy*. 172 (2019) 702–711. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.027>.

- [20] K. Wattanavichien, Spray and Combustion Visualization of LPG-PME Dual Fuelling an IDI Compression Ignition Engine, 3rd Reg. Conf. Mech. Aerosp. Technol. (2011) 15.
- [21] M.Y.E. Selim, Combustion Noise Measurements and Control from Small Diesel and Dual Fuel Engines, SAE Tech. Pap. 2004-Septe (2004). <https://doi.org/10.4271/2004-32-0072>.
- [22] S. Ganesan, A. Ramesh, Investigation on the use of Water - Diesel Emulsion in a LPG - Diesel Dual Fuel Engine, SAE Tech. Pap. 2001-Novem (2001) 223–230. <https://doi.org/10.4271/2001-28-0032>.
- [23] R. Lanzafame, Water injection effects in a single-cylinder CFR engine, SAE Tech. Pap. (1999). <https://doi.org/10.4271/1999-01-0568>.
- [24] R. Zhao, Z. Zhang, W. Zhuge, Y. Zhang, Y. Yin, Comparative study on different water/steam injection layouts for fuel reduction in a turbocompound diesel engine, *Energy Convers. Manag.* 171 (2018) 1487–1501. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.084>.

Anexos

7.1 Anexo A: Datos experimentales en el tiempo, lectura de freno.

Se adjuntan promedios, desviación estándar muestral y coeficiente de variación, en base a 3 réplicas, de todas las variables medidas.

Tabla 7.1: Lectura del freno medida en el tiempo.

Lectura del freno [kgf]																		
Modo operación 100% diésel										Modo operación dual diésel-GLP.								
Wr = 27%				Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
t[min]	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	16.0	0.1	0.7	16.1	0.1	0.7	16.1	0.1	0.4	16.1	0.2	1.0	16.1	0.1	0.7	16.1	0.1	0.7
2	16.1	0.1	0.7	16.1	0.1	0.7	16.1	0.1	0.6	16.0	0.2	1.0	16.2	0.1	0.6	16.1	0.1	0.4
3	16.0	0.1	0.4	16.1	0.1	0.7	16.1	0.1	0.4	16.1	0.1	0.7	16.2	0.1	0.6	16.1	0.0	0.0
4	16.0	0.1	0.4	16.2	0.2	0.9	16.0	0.1	0.4	16.1	0.1	0.7	16.2	0.1	0.7	16.2	0.1	0.7
6	16.0	0.1	0.6	16.1	0.1	0.6	16.0	0.1	0.4	16.1	0.1	0.6	16.2	0.1	0.4	16.1	0.1	0.4
8	16.0	0.1	0.6	16.1	0.2	1.0	16.0	0.0	0.0	16.2	0.1	0.4	16.2	0.1	0.6	16.1	0.1	0.6
9	16.0	0.1	0.6	16.1	0.2	1.2	16.0	0.1	0.6	16.2	0.0	0.0	16.2	0.1	0.4	16.1	0.1	0.7
10	16.0	0.1	0.6	16.1	0.2	1.2	16.1	0.0	0.0	16.2	0.1	0.6	16.1	0.1	0.7	16.2	0.2	0.9
12	16.0	0.1	0.7	16.1	0.2	1.0	16.0	0.0	0.0	16.1	0.1	0.7	16.1	0.2	0.9	16.2	0.1	0.4
14	16.0	0.1	0.4	16.1	0.2	1.0	16.0	0.0	0.0	16.0	0.1	0.4	16.2	0.1	0.6	16.2	0.1	0.4
16	16.0	0.1	0.4	16.1	0.1	0.6	16.0	0.0	0.0	16.1	0.0	0.0	16.2	0.1	0.7	16.1	0.1	0.4

7.2 Anexo B: Datos experimentales en el tiempo, emisiones.

Tabla 7.2: Emisiones de dióxido de carbono, ambos modos de operación.

t[min]	Dióxido de carbono [%]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	5.7	0	0.7	5.7	0	0.8	5.7	0	0.8	5.7	0.5	8.9	5.9	0.3	5.5	6	0.1	0.9
2	5.8	0	0.7	5.7	0.1	1	5.7	0.1	1.4	5.7	0.5	9.1	5.9	0.4	6.9	6	0	0.5
3	5.7	0	0.6	5.7	0.1	1.6	6.1	0	0.2	5.8	0.4	6.1	6	0.3	4.9	6.2	0.1	0.9
4	5.7	0	0.2	5.6	0	0.7	5.9	0.1	1.2	5.7	0.3	5.5	5.9	0.3	5.3	6.2	0	0.2
6	5.6	0	0.3	5.6	0	0.6	5.9	0	0.4	5.7	0.3	5.1	5.9	0.3	5	6.1	0	0.8
8	5.6	0	0.2	5.6	0	0.6	5.9	0	0.4	5.7	0.2	3.8	5.9	0.3	4.7	6.1	0	0.2
9	5.6	0	0.2	5.5	0.1	1.5	5.6	0	0.6	5.7	0.3	5.1	5.7	0.3	5	5.8	0	0.8
10	5.7	0	0.7	5.6	0.1	1.2	5.7	0	0.6	5.8	0.3	4.8	5.8	0.3	5.1	5.9	0	0.5
12	5.8	0	0.7	5.7	0	0.5	5.7	0	0.8	5.8	0.3	4.8	5.8	0.3	5.3	6	0	0.2
14	5.8	0.1	1	5.7	0.1	1	5.7	0.1	1.2	5.9	0.3	4.9	5.9	0.3	5.2	6	0	0.5
16	5.8	0	0.7	5.7	0	0.7	5.7	0.1	1.2	5.8	0.3	5.3	5.9	0.3	5.3	6	0	0.7

Tabla 7.3: Emisiones de monóxido de carbono, ambos modos de operación.

t[min]	Monóxido de carbono [ppm]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	356.3	31.8	8.9	331.3	14.0	4.2	322.3	4.0	1.3	1543.	30.6	2.0	1515.	45.2	3.0	1534.	14.2	0.9
2	361.3	28.7	8.0	321.3	14.4	4.5	323.3	4.0	1.2	1540.	17.1	1.1	1500.	30.6	2.0	1531.	13.5	0.9
3	344.7	37.1	10.8	280.0	13.7	4.9	246.3	5.7	2.3	1535.	17.6	1.1	1558.	51.6	3.3	1554.	12.0	0.8
4	328.7	35.5	10.8	269.3	18.6	6.9	234.3	2.9	1.2	1566.	29.7	1.9	1576.	54.6	3.5	1557.	7.0	0.5
6	318.3	31.2	9.8	264.0	12.5	4.7	220.3	5.5	2.5	1569.	27.5	1.8	1562.	64.0	4.1	1524.	17.9	1.2
8	313.0	33.5	10.7	256.0	16.4	6.4	206.3	7.1	3.4	1568.	47.8	3.0	1558.	75.3	4.8	1503.	14.4	1.0
9	335.0	30.3	9.0	296.0	11.3	3.8	278.0	7.9	2.9	1558.	44.3	2.8	1611.	64.2	4.0	1606.	23.3	1.4
10	341.0	31.7	9.3	305.3	6.4	2.1	294.7	5.5	1.9	1524.	38.2	2.5	1551.	47.7	3.1	1566.	22.7	1.5
12	351.0	33.0	9.4	321.7	5.5	1.7	302.3	5.0	1.7	1502.	28.6	1.9	1519.	49.6	3.3	1524.	21.7	1.4
14	347.7	35.0	10.1	320.3	6.4	2.0	308.0	12.3	4.0	1499.	27.1	1.8	1511.	40.4	2.7	1514.	23.5	1.6
16	351.3	28.4	8.1	318.0	13.0	4.1	313.0	16.8	5.4	1501.	35.0	2.3	1509.	39.4	2.6	1515.	18.6	1.2

Tabla 7.4: Emisiones de hidrocarburos no quemados, ambos modos de operación.

	Hidrocarburos no quemados [ppm]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
t[min]	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	0.3	0.6	173.2	3.3	4.9	148.	4.3	3.1	70.5	131.7	12.2	9.3	119.0	5.6	4.7	120.7	5.5	4.6
2	0.3	0.6	173.2	5.3	2.5	47.2	2.7	3.1	114.6	127.7	14.8	11.6	124.7	19.9	15.9	120.3	2.5	2.1
3	0.7	1.2	173.2	5.0	2.6	52.9	2.0	2.6	132.3	141.0	11.3	8.0	169.0	3.6	2.1	203.0	2.6	1.3
4	0.0	0.0	0	2.7	3.8	142.	1.3	2.3	173.2	141.0	9.5	6.8	189.7	0.6	0.3	231.7	1.5	0.7
6	1.0	1.0	100.0	1.7	2.1	124.	1.0	1.7	173.2	142.0	7.0	4.9	197.7	1.5	0.8	244.3	3.8	1.5
8	0.3	0.6	173.2	3.3	3.1	91.7	0.3	0.6	173.2	139.3	3.8	2.7	199.3	2.5	1.3	248.3	3.8	1.5
9	1.0	1.0	100.0	3.3	3.1	91.7	1.0	1.0	100.0	128.0	3.0	2.3	136.7	7.4	5.4	150.0	3.5	2.3
10	0.3	0.6	173.2	2.7	3.1	114.	1.7	1.2	69.3	122.0	3.6	3.0	121.3	7.4	6.1	132.3	2.1	1.6
12	1.0	1.0	100.0	2.3	3.2	137.	0.3	0.6	173.2	119.7	4.5	3.8	114.3	7.2	6.3	124.3	2.1	1.7
14	0.0	0.0	0	4.7	5.7	121.	0.7	0.6	86.6	119.0	3.6	3.0	111.3	9.0	8.1	123.3	2.1	1.7
16	1.3	0.6	43.3	5.0	6.2	124.	1.7	0.6	34.6	122.0	5.6	4.6	112.0	10.4	9.3	122.0	3.6	3.0

Tabla 7.5: Emisiones de monóxido de nitrógeno, ambos modos de operación.

	Monóxido de nitrógeno [ppm]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
[t][min]	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	925.7	48.5	5.2	906.3	51.8	5.7	915.0	29.5	3.2	910.0	84.8	9.3	912.0	36.4	4.0	1012.	26.4	2.6
2	925.3	41.4	4.5	908.0	34.8	3.8	916.3	37.2	4.1	926.3	94.4	10.2	920.0	69.4	7.5	1017.	4.2	0.4
3	842.0	36.1	4.3	754.3	25.7	3.4	571.7	3.8	0.7	859.0	66.6	7.7	647.3	13.0	2.0	599.7	24.9	4.2
4	812.7	40.6	5.0	691.3	34.4	5.0	488.3	24.8	5.1	832.7	56.4	6.8	574.7	13.0	2.3	506.3	5.5	1.1
6	798.0	49.4	6.2	679.3	44.2	6.5	459.3	27.0	5.9	813.7	50.0	6.1	536.3	16.0	3.0	458.7	5.5	1.2
8	786.7	40.5	5.1	664.7	54.2	8.2	448.3	21.4	4.8	809.0	31.2	3.9	520.7	16.5	3.2	439.3	9.8	2.2
9	860.0	52.0	6.0	799.7	53.5	6.7	740.7	20.2	2.7	892.3	37.9	4.2	772.0	70.5	9.1	753.0	23.5	3.1
10	895.3	46.5	5.2	865.0	29.1	3.4	842.0	20.3	2.4	942.0	51.1	5.4	898.3	51.6	5.7	891.0	5.2	0.6
12	916.7	45.1	4.9	887.7	35.0	3.9	883.3	32.1	3.6	974.3	63.8	6.5	944.3	48.1	5.1	958.7	6.4	0.7
14	908.7	34.0	3.7	909.3	39.1	4.3	893.7	34.8	3.9	980.3	60.0	6.1	972.0	41.6	4.3	965.3	38.6	4.0
16	911.3	24.9	2.7	900.3	47.6	5.3	904.0	35.8	4.0	941.7	63.3	6.7	962.3	49.2	5.1	1003.	5.5	0.5

Tabla 7.6: Emisiones de óxidos de nitrógeno, ambos modos de operación.

	Óxidos de nitrógeno [ppm]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
t[min]	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	972.0	51.0	5.2	951.3	54.4	5.7	960.7	31.0	3.2	955.3	88.6	9.3	957.7	38.7	4.0	1063.	27.9	2.6
2	971.7	43.5	4.5	953.3	36.4	3.8	962.3	38.9	4.0	972.3	99.0	10.2	966.0	73.0	7.6	1068.	4.2	0.4
3	884.0	37.8	4.3	792.0	26.9	3.4	600.3	4.2	0.7	902.0	70.1	7.8	679.7	13.5	2.0	629.7	25.9	4.1
4	853.3	42.9	5.0	726.0	36.5	5.0	512.7	26.3	5.1	874.3	59.7	6.8	603.3	13.5	2.2	531.7	6.0	1.1
6	837.7	51.7	6.2	713.3	46.2	6.5	482.3	28.0	5.8	854.3	52.3	6.1	563.3	17.0	3.0	481.7	5.5	1.1
8	826.0	42.5	5.1	698.0	57.3	8.2	470.7	22.5	4.8	849.7	32.7	3.9	546.7	17.5	3.2	461.0	10.4	2.3
9	903.0	54.6	6.0	839.7	56.5	6.7	777.7	21.2	2.7	936.7	39.9	4.3	810.7	74.0	9.1	790.3	24.7	3.1
10	940.3	49.2	5.2	908.0	30.8	3.4	884.0	21.3	2.4	989.3	54.0	5.5	943.3	54.2	5.7	935.3	5.8	0.6
12	962.3	47.4	4.9	931.7	36.7	3.9	927.3	34.1	3.7	1023.	67.0	6.5	991.3	50.7	5.1	1006.	6.4	0.6
14	954.3	35.5	3.7	954.7	41.1	4.3	938.3	36.9	3.9	1029.	62.9	6.1	1020.	43.3	4.2	1013.	40.6	4.0
16	956.7	26.1	2.7	945.3	49.6	5.3	949.3	37.3	3.9	989.0	66.3	6.7	1010.	51.9	5.1	1053.	5.5	0.5

7.3 Anexo C: Datos experimentales en el tiempo, temperaturas.

Se adjuntan promedios, desviación estándar muestral y coeficiente de variación, en base a 3 réplicas, de todas las variables medidas.

Tabla 7.7: Temperatura aceite, ambos modos de operación.

	Temperatura aceite [°C]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
t[min]	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	115.7	2.1	1.8	115.7	2.3	2.0	116.3	1.6	1.3	115.1	1.9	1.7	113.3	5.2	4.6	117.6	1.0	0.9
2	116.0	2.1	1.8	115.9	2.0	1.7	116.3	1.6	1.3	115.4	2.2	1.9	114.9	3.5	3.0	117.9	1.0	0.8
3	116.1	2.1	1.8	115.9	1.8	1.6	116.1	1.4	1.2	115.4	2.4	2.1	114.8	3.3	2.9	117.7	0.9	0.8
4	116.1	2.0	1.8	115.6	1.7	1.5	115.5	1.3	1.1	115.3	2.6	2.3	114.4	2.9	2.5	116.8	1.1	0.9
6	115.5	2.0	1.8	114.8	1.5	1.3	113.1	1.1	1.0	114.8	3.0	2.6	112.9	2.3	2.1	114.0	1.1	1.0
8	115.2	2.0	1.7	113.9	1.6	1.4	111.3	0.6	0.5	114.5	3.0	2.6	111.6	2.1	1.9	111.7	1.2	1.1
9	115.2	2.1	1.8	113.7	1.6	1.4	111.0	0.5	0.5	114.6	2.7	2.3	111.1	2.0	1.8	111.0	1.2	1.0
10	115.1	1.9	1.7	113.7	1.6	1.4	110.9	0.5	0.4	114.7	2.7	2.3	111.3	1.9	1.7	111.1	1.2	1.1
12	115.4	2.0	1.7	114.2	1.7	1.5	112.0	0.6	0.5	115.3	2.5	2.2	112.7	2.1	1.8	112.7	1.2	1.1
14	115.8	2.0	1.7	114.8	1.7	1.5	113.3	0.9	0.8	115.9	2.4	2.1	114.1	2.0	1.7	114.3	1.3	1.1
16	116.0	1.7	1.5	115.3	1.7	1.5	114.5	1.1	1.0	116.2	2.1	1.8	115.1	2.0	1.7	115.6	1.2	1.0

Tabla 7.8: Temperatura admisión, ambos modos de operación.

	Temperatura admisión [°C]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
	t[<i>min</i>]	<i>x̄</i>	Desv.	CV	<i>x̄</i>	Desv.	CV	<i>x̄</i>	Desv.	CV	<i>x̄</i>	Desv.	CV	<i>x̄</i>	Desv.	CV	<i>x̄</i>	Desv.
0	92.7	0.8	0.9	92.8	0.4	0.4	92.5	1.5	1.6	86.2	3.2	3.7	88.0	1.3	1.4	89.0	0.7	0.8
2	92.6	0.6	0.6	92.2	0.5	0.5	92.6	0.5	0.6	86.6	3.7	4.3	77.5	18.2	23.4	88.5	0.2	0.2
3	83.6	0.8	0.9	68.1	1.9	2.8	44.8	1.0	2.2	76.2	2.4	3.2	45.8	2.0	4.3	43.4	1.0	2.3
4	79.4	0.4	0.5	59.9	1.6	2.7	42.0	0.7	1.6	72.2	2.3	3.1	42.1	0.6	1.5	40.9	0.5	1.1
6	77.7	0.7	0.8	57.7	1.0	1.8	40.9	0.1	0.2	71.1	1.6	2.3	40.9	0.6	1.5	40.4	0.4	1.0
8	77.3	0.5	0.6	56.0	1.2	2.2	40.8	0.1	0.3	71.8	0.3	0.4	40.6	0.6	1.5	40.3	0.5	1.1
9	85.9	1.0	1.1	80.6	1.7	2.1	78.2	0.1	0.1	81.2	0.3	0.4	74.5	2.9	3.9	75.8	1.0	1.3
10	89.9	0.7	0.8	88.0	0.4	0.4	87.2	0.3	0.3	86.1	1.2	1.4	83.8	1.3	1.6	84.2	0.8	0.9
12	92.0	0.7	0.7	91.0	0.2	0.2	90.6	1.0	1.1	88.0	1.3	1.5	87.0	1.2	1.4	87.7	0.9	1.0
14	92.7	1.1	1.2	91.7	0.2	0.2	91.4	1.1	1.2	88.3	1.2	1.4	87.7	1.2	1.4	88.1	0.9	1.0
16	92.9	0.9	1.0	91.7	0.9	1.0	92.4	0.1	0.1	87.7	1.5	1.7	87.8	1.0	1.1	88.2	0.5	0.5

Tabla 7.9: Temperatura refrigerante, ambos modos de operación.

	Temperatura refrigerante [°C]																	
	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
{[min]}	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	88.5	2.4	2.7	89.0	2.0	2.2	89.3	1.8	2.0	89.6	2.0	2.3	88.5	3.6	4.0	91.8	1.4	1.5
2	88.8	2.5	2.8	88.9	1.7	1.9	89.4	1.4	1.6	89.6	2.5	2.8	89.5	2.9	3.2	91.9	1.4	1.5
3	88.6	2.4	2.7	88.6	1.6	1.7	88.3	1.1	1.2	89.3	3.0	3.4	88.8	2.8	3.1	90.8	1.2	1.4
4	88.4	2.3	2.6	87.8	1.4	1.6	85.8	1.0	1.1	88.8	3.3	3.7	87.1	2.5	2.8	87.8	1.3	1.5
6	87.7	2.3	2.6	86.8	1.7	1.9	82.2	0.8	0.9	88.1	3.6	4.1	84.8	2.3	2.8	84.2	1.3	1.6
8	87.3	2.2	2.5	86.0	1.8	2.1	81.3	0.7	0.9	88.0	3.3	3.7	83.7	2.2	2.7	82.4	1.3	1.6
9	87.3	2.2	2.6	86.1	1.8	2.1	82.1	0.5	0.6	88.3	3.0	3.4	84.1	2.2	2.6	83.5	1.1	1.4
10	87.7	2.4	2.7	86.7	1.7	1.9	84.0	0.5	0.6	88.8	3.0	3.3	85.7	2.3	2.7	85.8	1.3	1.5
12	88.2	2.2	2.5	87.6	1.8	2.1	86.3	1.0	1.1	89.7	2.8	3.1	88.0	2.4	2.7	88.8	1.2	1.4
14	88.6	2.4	2.7	88.2	1.8	2.0	87.3	1.1	1.3	90.1	2.6	2.9	89.1	2.4	2.7	90.0	1.3	1.4
16	88.8	2.0	2.2	88.4	1.8	2.0	88.1	1.1	1.3	90.3	2.5	2.8	89.7	2.4	2.6	90.7	1.1	1.2

Tabla 7.10: Temperatura gases de escape, ambos modos de operación.

Temperatura gases de escape [°C]																		
t[min]	Modo operación 100% diésel									Modo operación dual diésel-GLP.								
	Wr = 27%			Wr = 54%			Wr = 143%			Wr = 28%			Wr = 96%			Wr = 132		
	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV	$\bar{x}$	Desv.	CV
0	115.7	2.1	1.8	115.7	2.3	2.0	116.3	1.6	1.3	115.1	1.9	1.7	113.3	5.2	4.6	117.6	1.0	0.9
2	116.0	2.1	1.8	115.9	2.0	1.7	116.3	1.6	1.3	115.4	2.2	1.9	114.9	3.5	3.0	117.9	1.0	0.8
3	116.1	2.1	1.8	115.9	1.8	1.6	116.1	1.4	1.2	115.4	2.4	2.1	114.8	3.3	2.9	117.7	0.9	0.8
4	116.1	2.0	1.8	115.6	1.7	1.5	115.5	1.3	1.1	115.3	2.6	2.3	114.4	2.9	2.5	116.8	1.1	0.9
6	115.5	2.0	1.8	114.8	1.5	1.3	113.1	1.1	1.0	114.8	3.0	2.6	112.9	2.3	2.1	114.0	1.1	1.0
8	115.2	2.0	1.7	113.9	1.6	1.4	111.3	0.6	0.5	114.5	3.0	2.6	111.6	2.1	1.9	111.7	1.2	1.1
9	115.2	2.1	1.8	113.7	1.6	1.4	111.0	0.5	0.5	114.6	2.7	2.3	111.1	2.0	1.8	111.0	1.2	1.0
10	115.1	1.9	1.7	113.7	1.6	1.4	110.9	0.5	0.4	114.7	2.7	2.3	111.3	1.9	1.7	111.1	1.2	1.1
12	115.4	2.0	1.7	114.2	1.7	1.5	112.0	0.6	0.5	115.3	2.5	2.2	112.7	2.1	1.8	112.7	1.2	1.1
14	115.8	2.0	1.7	114.8	1.7	1.5	113.3	0.9	0.8	115.9	2.4	2.1	114.1	2.0	1.7	114.3	1.3	1.1
16	116.0	1.7	1.5	115.3	1.7	1.5	114.5	1.1	1.0	116.2	2.1	1.8	115.1	2.0	1.7	115.6	1.2	1.0