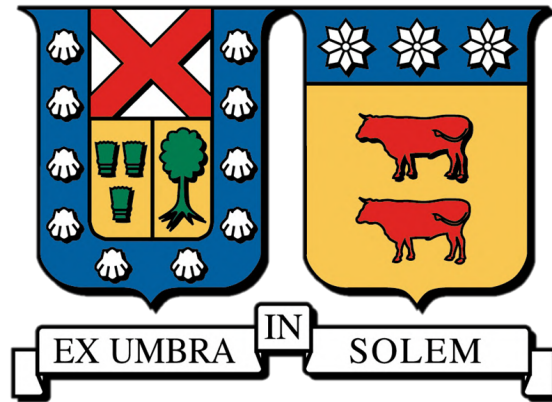


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**"BALANCE TÉRMICO Y ANÁLISIS EXERGÉTICO DE MOTOR
MERCEDES BENZ OM366-LA OPERANDO DE MANERA DUAL CON
DIESEL Y GAS NATURAL"**

NICOLÁS IGNACIO PIZARRO DELGADILLO

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA:
DR. ING. GERMAN AMADOR D.

PROFESOR CORREFERENTE:
DR. ING. ROBERTO LEIVA-ILLANES

VALPARAÍSO, CHILE
2024

Resumen

El presente trabajo tiene como objetivo la realización de un balance térmico y análisis exergético del motor Mercedes-Benz OM366-LA operando de manera dual con diesel y gas natural. Además se toma como objetivos específicos de esta memoria determinar el desempeño y emisiones del motor operando de manera dual y realizar un análisis comparativo de lo mencionado anteriormente entre una línea base, es decir, el motor operando con diesel y el motor operando de manera dual con diesel y 10 % de sustitución energética de diesel por gas natural.

Para esto, se operó el motor en cuestión a tres velocidades de giro (2000, 2200 y 2400 [rpm]) y en tres niveles de carga (60 %, 80 % y 100 %) y se realizó un cálculo de las diferencias relativas entre los resultados obtenidos para el motor operando con diesel y de manera dual con gas natural. Obteniendo como resultados una disminución en cuanto a emisiones de dióxido de carbono (CO_2) de hasta un 11,3 % con el motor operando a 100 % de carga y 13,5 % con el motor operando en cargas parciales, una disminución de hasta un 55 % en cuanto a las emisiones de monóxido de carbono (CO) con el motor operando a plena carga y un aumento en las emisiones de óxidos de nitrógeno con el motor operando en altas cargas, pero una disminución con el motor operando en cargas parciales.

En cuanto a los parámetros de desempeño, el consumo específico de combustible (SFC) tiende a aumentar hasta un 5,1 % con el motor operando a 60 % de carga, pero disminuye 5 % con el motor operando a plena carga y altas velocidades de giro. La eficiencia térmica tiende a aumentar con el motor operando a plena carga y altas velocidades hasta un 6,6 %, pero disminuye entre un 3 % y 5 % con el motor operando a cargas parciales. La eficiencia volumétrica tiende a aumentar para todas las velocidades de giro en todas las cargas cuando el motor es operado de manera dual.

Por último, en cuando al balance térmico y análisis exergético se observan comportamientos similares. El calor perdido por escape sensible y por refrigeración tiende a disminuir cuando el motor es operado de manera dual, al igual que las pérdidas por combustión incompleta, pero aumentan las pérdidas sin contar. En el balance de exergía se observa que a plena carga tiende a aumentar la disponibilidad en el refrigerante y el escape, mientras que disminuye la destrucción de exergía. Caso contrario a cuando se opera en cargas parciales, donde se observa que disminuye la disponibilidad en el escape y refrigerante, mientras que la destrucción de exergía debido a las irreversibilidades aumente.

Abstract

The objective of this work is to perform a thermal balance and exergetic analysis of the Mercedes-Benz OM366-LA engine operating on dual-fuel with diesel and natural gas. Besides, the specific objectives are to determine the performance and emissions of the engine operating in dual mode and perform a comparative analysis of what was mentioned above between a baseline, that is, the engine operating with diesel only and the engine operating in dual mode with 10 % energy substitution for natural gas.

For this, the engine was operated at three rotational speeds (2000, 2200 and 2400 [rpm]) and three load levels (60 %, 80 % and 100 %) and a calculation of the relative differences was made between the results of the baseline and the results of the engine operating on dual mode. Obtaining as results a decrease in terms of carbon dioxide (CO_2) emissions of up to 11.3 % with the engine operating at 100 % load and 13.5 % with the engine operating at partial loads, a decrease of up to 55 % in terms of carbon monoxide (CO) emissions with the engine operating at full load and an increase in nitrogen oxides (NO_X) emissions with the engine operating at high loads, but a decrease with the engine operating at high loads partial.

Regarding the performance parameters, the specific fuel consumption (SFC) tends to increase up to 5.1 % with the engine operating at 60 % load, but decreases 5 % with the engine operating at full load and high rotational speeds. The thermal efficiency tends to increase with the engine operating at full load and high speeds up to 6.6 %, but it decreased between 3 % and 5 % with the engine operating at partial loads. The volumetric efficiency tends to increase for all rotation speeds in all loads when the motor is operated in dual mode.

Finally, regarding the thermal balance and exergetic analysis, we observe similar tendencies. The heat lost through sensible exhaust and cooling tends to decrease when the engine is operated in dual mode, as do the losses due to incomplete combustion, but uncounted losses increase. In the exergy balance it is observed that at full load the availability of the refrigerant and the exhaust tends to increase, while decreasing the destroyed exergy. Contrary to when operates in partial loads, where it is observed that availability decreases in the exhaust and the refrigerant, while the destruction of exergy due to irreversibilities increase.

Glosario de términos

Abreviaturas

MCI	Motor de combustión interna	
BT	Balance térmico	
IC	Intercooler	
GN	Gas natural	
GEI	Gases de efecto invernadero	
LHV	Poder calorífico inferior del combustible	$[kJ/kg]$
SFC	Consumo específico de combustible	$[kJ/kg]$
AFR	Relación aire-combustible	

Letras griegas

λ	Relación aire/combustible	$[-]$
η_T	Eficiencia térmica	$[-]$
η_v	Eficiencia volumétrica	$[-]$
ρ_a	Densidad del aire	$[kg/m^3]$
ρ_{ref}	Densidad de líquido refrigerante	$[kg/m^3]$

Fórmulas químicas

CO	Monóxido de carbono
CO_2	Dióxido de carbono
N_2	Nitrógeno
O_2	Oxígeno
H_2O	Agua
NO_x	Óxidos de nitrógeno
H_2	Hidrógeno
CH_4	Metano
C_4H_{10}	Butano
C_2H_6	Etano
C_3H_8	Propano

Lista de símbolos

$\dot{Q}_{comb}$	Calor suministrado por el combustible	$[kW]$
$\dot{Q}_{esc}$	Pérdidas de calor por escape sensible	$[kW]$
$\dot{Q}_{ic}$	Pérdidas de calor por combustión incompleta	$[kW]$
$\dot{W}_{\acute{u}til}$	Trabajo útil producido por el motor	$[kW]$
$\dot{Q}_{ref}$	Pérdidas de calor por refrigerante	$[kW]$
$\dot{Q}_{un}$	Pérdidas sin contar	$[kW]$
$C_{p,esc}$	Calor específico de los gases de escape	$[kJ/kgK]$
$C_{p,ref}$	Calor específico de refrigerante	$[kJ/kgK]$
$\dot{m}_{esc}$	Flujo másico de gases de escape	$[kg/s]$
$\dot{m}_{ref}$	Flujo másico de refrigerante	$[kg/s]$
$\dot{m}_{air}$	Flujo másico de aire	$[kg/s]$
$\dot{m}_{comb}$	Flujo másico de combustible	$[kg/s]$
$T_{air,in}$	Temperatura de aire después de pasar por intercooler	$[^{\circ}C]$
T_{esc}	Temperatura de gases de escape	$[^{\circ}C]$
$T_{ref,in}$	Temperatura de refrigerante entrando al motor	$[^{\circ}C]$
$T_{ref,out}$	Temperatura de refrigerante a la salida del motor	$[^{\circ}C]$
T	Torque	$[Nm]$
F	Fuerza aplicada por el freno dinamométrico	$[kgf]$
N	Velocidad de giro del eje del motor	$[rpm]$
T_0	Temperatura de referencia	$[^{\circ}C]$
P_0	Presión de referencia	$[Pa]$
R_{exh}	Constante de gas ideal de los gases de escape	$[kJ/kg \cdot K]$
E_{comb}	Exergía del combustible	$[kJ/kg]$
E_W	Exergía del trabajo neto	$[kW]$
E_{ref}	Exergía del refrigerante	$[kW]$
E_{exh}	Exergía de los gases de escape	$[kW]$
E_{dest}	Destrucción de exergía	$[kW]$
T_{amb}	Temperatura dentro de la cabina	$[^{\circ}C]$
P_{amb}	Presión dentro de la cabina	$[hPa]$
ϕ	Humedad del aire	$[\%]$

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Objetivo general	2
1.1.1. Objetivos específicos	2
2. Estado del arte	3
3. Marco Teórico	7
3.1. Operación dual	7
3.2. Balance de masa, energía y exergía	8
3.3. Ecuaciones de equilibrio/Balance de masas, energía y exergía en un motor	9
3.3.1. Balance de masas	9
3.3.2. Balance de energía	9
3.3.2.1. Calor suministrado por el combustible	10
3.3.2.2. Trabajo Útil	10
3.3.2.3. Pérdidas de calor por refrigerante	10
3.3.2.4. Pérdidas de calor por escape sensible	11
3.3.2.5. Pérdidas de calor por combustión incompleta (CO) . . .	11
3.3.2.6. Pérdidas sin contar	11
3.3.3. Balance de exergía	12
3.3.3.1. Exergía de combustible	12
3.3.3.2. Exergía de trabajo neto	13
3.3.3.3. Exergía de refrigerante	13
3.3.3.4. Exergía de escape	13
3.3.3.5. Destrucción de exergía	14
3.3.4. Parámetros de desempeño	14
3.3.4.1. Consumo específico de combustible (SFC)	14
3.3.4.2. Eficiencia volumétrica (η_v)	14
3.3.4.3. Eficiencia térmica (η_t)	14
3.3.5. Otros cálculos realizados	15
3.3.5.1. Cargas parciales	15
3.3.5.2. Sustitución energética	15
3.3.5.3. Diferencias relativas	15
4. Metodología	16
4.1. Equipos	16

4.1.1.	Motor	16
4.1.2.	Freno Dinamométrico	17
4.1.3.	Flujómetro de aire	18
4.1.4.	Flujómetro de refrigerante	18
4.1.5.	Balanza (Flujo másico de diesel)	19
4.1.6.	Adquisidor de datos (Temperaturas)	19
4.1.7.	Analizador de gases de escape	21
4.2.	Operación Dual	22
4.2.1.	Línea de gas	22
4.2.1.1.	Medidor de flujo de gas	23
4.2.1.2.	Manómetros	23
4.2.1.3.	Válvulas	24
4.2.1.4.	Detector de fugas	25
4.2.2.	Protocolo de revisión de fugas	25
4.2.3.	Procedimiento experimental	26
4.2.4.	Medición de parámetros	27
5.	Análisis de Resultados	30
5.1.	Balances térmicos	30
5.1.1.	Balances a 100 % de carga	30
5.1.2.	Balances a 80 % de carga	32
5.1.3.	Balances a 60 % de carga	33
5.2.	Balances de exergía	34
5.2.1.	Balances de exergía a 100 % de carga	34
5.2.2.	Balances de exergía a 80 % de carga	35
5.2.3.	Balances de exergía a 60 % de carga	36
5.3.	Parámetros de desempeño	37
5.3.1.	Consumo específico de combustible (SFC)	37
5.3.2.	Eficiencia volumétrica (η_V)	38
5.3.3.	Eficiencia térmica (η_T)	39
5.4.	Emisiones	40
5.4.1.	CO_2	40
5.4.2.	CO	41
5.4.3.	NO_X	42
5.5.	Comparación	43
6.	Conclusiones	45
7.	Trabajos Futuros y Recomendaciones	47
7.1.	Flujómetro de aire	47
7.2.	Termocuplas	48
7.3.	Refrigerante	49
7.4.	Método de los 13 modos	50
	Bibliografía	51

Anexos	52
A. Manual de uso para hoja de cálculo (Excel)	52
A.1. Ingreso de datos	52
A.1.1. Temperaturas	52
A.1.2. Gases de escape	52
A.1.3. Flujos	52
A.1.3.1 Flujo de diesel	53
A.2. Gráficos entregados	54
B. Resultados completos	56
B.1. Línea base	56
B.2. Sustitución 10 %	57

Índice de Tablas

3.1.	Contenido de gases de escape de motor diesel [6].	7
3.2.	Comparación de contenido de energía de distintos combustibles convencionales líquidos [7].	7
3.3.	Contenido de energía de combustibles gaseosos a 1 [atm] y 15 [°C] [8]. . . .	8
4.1.	Puntos de medición.	26
4.2.	Fuerza en cada punto de medición.	26
4.3.	Flujo de gas para una sustitución energética de 10 %.	27
4.4.	Cuadro de pruebas teórico.	28
7.1.	Relación aire-combustible a 100 % de carga.	47
7.2.	Relación aire-combustible a 80 % de carga.	47

Índice de Ilustraciones

2.1.	Desempeño del motor operando de manera dual.	4
2.2.	Análisis exergético del motor operando de manera dual.	5
2.3.	Consumo específico de combustible.	5
2.4.	Contenido de escape del motor.	6
2.5.	Contenido de escape del motor.	6
3.1.	Volumen de control del motor.	8
4.1.	Motor.	16
4.2.	Freno dinamométrico utilizado y esquema de montaje.	17
4.3.	Flujómetro de aire.	18
4.4.	Flujómetro de refrigerante.	18
4.5.	Báscula digital.	19
4.6.	Sistema de adquisición de datos.	19
4.7.	Ubicación de termocuplas.	20
4.8.	Pantalla de muestra de temperaturas.	20
4.9.	Analizador de gases de escape.	21
4.10.	Analizador de gases de escape.	21
4.11.	Layout de líneas de entrada y salida del motor.	22
4.12.	Sistema de adquisición de datos.	23
4.13.	Manómetros de la línea.	23
4.14.	Válvula de bola y válvula de globo.	24
4.15.	Llegada y entrada de línea de gas al motor.	24
4.16.	Detector de gases.	25
4.17.	Ejemplo de foto para adquirir datos con: (1) Composición de gases de escape, (2) Velocidad de giro, (3) Flujo de gas y (4) Pantalla de temperaturas.	29
5.1.	Comparación a 100 % de carga.	31
5.2.	Comparación a 80 % de carga.	32
5.3.	Comparación a 60 % de carga.	33
5.4.	Comparación a 100 % de carga.	34
5.5.	Comparación a 80 % de carga.	35
5.6.	Comparación a 60 % de carga.	36
5.7.	Consumo específico de combustible en distintos niveles de carga.	37
5.8.	Eficiencia volumétrica en distintos niveles de carga y sustitución.	38
5.9.	Eficiencia volumétrica en distintos niveles de carga.	39
5.10.	Emisiones de CO_2 en distintos niveles de carga y sustitución.	40
5.11.	Emisiones de CO en distintos niveles de carga y sustitución.	41

5.12.	Emisiones de NO_X en distintos niveles de carga y sustitución.	42
5.13.	Diferencias relativas en energía y exergía al operar el motor con 10 % de sustitución energética.	43
5.14.	Diferencias relativas en desempeño y emisiones al operar el motor con 10 % de sustitución energética.	43
7.1.	Flujómetro de aire Testo 6456.	48
7.2.	Reubicación de termocupla de $T_{ref,in}$	49
7.3.	Resistencia eléctrica.	49
7.4.	Freno dinamométrico utilizado y esquema de montaje.	50
A.1.	Ingreso de temperaturas.	52
A.2.	Ingreso de gases.	52
A.3.	Bloc de notas generado por balanza de combustible.	53
A.4.	Ingreso de datos para flujo de refrigerante.	53
A.5.	Páginas de gráficos.	54
A.6.	Gráficos entregados por excel.	54
A.7.	Diferencias relativas de energía y exergía.	54
A.8.	Diferencias relativas de emisiones y desempeño.	55
B.1.	Resultados obtenidos para 100 % de carga en línea base.	56
B.2.	Resultados obtenidos para 100 % de carga en línea base.	56
B.3.	Resultados obtenidos para 80 % de carga en línea base.	56
B.4.	Resultados obtenidos para 80 % de carga en línea base.	56
B.5.	Resultados obtenidos para 60 % de carga en línea base.	57
B.6.	Resultados obtenidos para 60 % de carga en línea base.	57
B.7.	Resultados obtenidos para 100 % y 10 % de sustitución energética.	57
B.8.	Resultados obtenidos para 100 % y 10 % de sustitución energética.	57
B.9.	Resultados obtenidos para 80 % y 10 % de sustitución energética.	57
B.10.	Resultados obtenidos para 80 % y 10 % de sustitución energética.	58
B.11.	Resultados obtenidos para 60 % de carga y 10 % de sustitución energética.	58
B.12.	Resultados obtenidos para 60 % de carga y 10 % de sustitución energética.	58

Capítulo 1

Introducción

El documento que se presenta a continuación describe el estado del arte, marco teórico, metodología y resultados obtenidos de la realización de un balance térmico y análisis exergético del motor Mercedes-Benz OM366-LA operando con Diesel y de manera dual con gas natural, junto con un análisis y comparación de los resultados obtenidos en estos. Además, se determina el desempeño y emisiones que trae la sustitución de diesel por gas natural.

En la primera sección del documento se realiza un estado del arte. Se expone información encontrada en otros estudios o en la literatura acerca de la operación de un motor de encendido por compresión cuando este es operado de manera dual con gas natural. Se observa además estudios de la misma metodología utilizada en este documento, con diferentes combustibles para corroborar el uso correcto de esta y el cambio de emisiones y desempeño que provoca la inyección de gas natural al motor.

Luego, en el marco teórico se exponen todos los conceptos utilizados en la realización del balance térmico y análisis exergético. En él, es posible encontrar los diferentes balances de flujo estacionario en el motor (masa, energía y exergía) y como se llegó a las fórmulas utilizadas para los cálculos y las aproximaciones utilizadas. Luego, se presentan las fórmulas para caracterizar el desempeño del motor, estas son: Eficiencia térmica, eficiencia volumétrica y consumo específico de combustible.

Después, en la sección "Metodología" se describen los equipos utilizados para la toma de datos en los experimentos realizados, junto con sus rangos de operación, resolución y precisión de estos. Luego, es descrito el procedimiento experimental de la forma de obtener datos durante los experimentos, las consideraciones que hay que tener con las temperaturas o flujos en la operación de algunos de los instrumentos. Luego, se establece el cuadro de pruebas de los experimentos realizados y por qué se utilizan estos parámetros de operación. Por último, se expone la operación dual del motor, en donde se describe los componentes de la línea de inyección de gas a este y las consideraciones de seguridad que hay que tener en cuenta previo y durante la operación dual del motor.

Siguiendo, se presentan los resultados y análisis de estos, en donde se presentan de

manera numérica y gráfica los resultados obtenidos tanto en la comparación del balance térmico como en el análisis exergético realizado en el motor operando de manera dual. Además, se presenta un cuadro comparativo de las diferencias relativas en cuanto a emisiones, desempeño, energía y exergía al inyectar gas a diferentes cargas y velocidades de giro del motor respecto a la línea base establecida

Finalmente, se presentan las conclusiones obtenidas de la metodología utilizada y los resultados obtenidos junto con recomendaciones de cambio de equipos para una mejor toma de datos.

1.1. Objetivo general

Este trabajo de titulación tiene como objetivo general realizar de un balance térmico y análisis exergético del motor Mercedes-Benz OM366-LA operando de manera dual con diesel y gas natural.

1.1.1. Objetivos específicos

En forma específica se consideran los siguientes objetivos:

1. Realizar un estado del arte sobre balances térmicos y análisis exergéticos encontrados en la literatura realizado en motores operando de manera dual con gas natural.
2. Determinar el desempeño y emisiones del motor Mercedes-Benz OM366-LA operando con sustitución de diesel por gas natural.
3. Realizar análisis comparativo de balance térmico y análisis exergético del motor operando con diesel y con sustitución de diesel por gas natural.

Capítulo 2

Estado del arte

Revisión bibliográfica

A continuación se presentan algunos trabajos relacionados con el tema de esta memoria. En primer lugar, se exponen documentos encontrados en cuanto a análisis energéticos, análisis exergéticos y medición de emisiones y parámetros de desempeño en motores operando con solo un combustible, en primer lugar diesel, para corroborar cálculos realizados para la línea base, como gas natural. Luego, se exponen los resultados encontrados en documentos de experimentos realizados en motores operando de manera dual con diesel y gas natural, tanto en desempeño, análisis de energía, exergía y emisiones. Todos los documentos expuestos en esta sección fueron encontrados utilizando ScienceDirect y Google, no existen documentos mas actualizados que los presentados.

- (Al-Najem, 1991) [1] Se realizó un balance térmico y análisis exergético (o análisis de disponibilidad) en un motor Mercedes-Benz OM422 de encendido por compresión operando con diesel. Al ser un motor de la misma marca que el utilizado en esta memoria se puede comparar los valores obtenidos en este documento con la línea base a establecer más adelante en este documento. Se encontró que las pérdidas de calor por refrigerante son de 25,6 % y el calor perdido en el escape es de 24,1 %, además que las pérdidas sin contar son de 14,7 % y la eficiencia térmica es de 35,5 %. Por otro lado, en el análisis de disponibilidad (exergía) se encontró que la energía disponible en el refrigerante es de 4,1 % y de 11,41 % en el escape, mientras que la exergía destruida (inutilizable dadas las irreversibilidades del motor) es de 49,4 %.
- (Caliskan, 2010) [2] Se realizó un análisis de disponibilidad (exergía) en un motor de encendido por compresión operando con diesel y distintos tipos de biodiesels. Se concluyó que en un motor operando únicamente con diesel, la disponibilidad en el agua de refrigerante del motor es de aproximadamente 5 %, mientras que en el escape es de aproximadamente 12,8 % y la energía no utilizable dado las irreversibilidades es de 44,6 %.
- (Gharehghani, 2013) [3] Se realizó un balance térmico y análisis exergético en un motor de encendido por chispa turbocargado operando únicamente con gas natural y con gasolina de manera separada, no dual. Se encontró que al operar el motor

únicamente con gas natural, la eficiencia térmica aumentó hasta 4,5 % en comparación a la operación con gasolina. Se encontró además, que el calor perdido a través del refrigerante fue 3,2 % menor en operación a plena carga y el perdido a través de gases de escape fue entre 3 % y 6 % mayor a plena carga que cargas parciales.

Finalmente, en cuanto a los documentos encontrados de motores operando con diesel y de manera dual con gas natural, se encuentran:

- (Ramos da Costa, 2012) [4] Se realizaron análisis de disponibilidad en un motor comercial operando con diesel y de manera dual con gas natural. Cabe destacar primero que, los porcentajes de sustitución energética en este experimento fueron desde 30 % con el motor a plena carga, hasta 60 % con el motor en cargas bajas (entre 10 % y 15 %). Luego, se encontraron algunos resultados que pueden ser útiles a esta memoria tales como; en cuanto al desempeño del motor, la eficiencia energética calculada aumenta claramente al sustituir parte de la energía aportada al motor por gas natural (Figura 2.1.a). Al igual que en la eficiencia de la combustión, para cargas bajas esta es mayor con el motor operando solo con diesel y aumenta hasta casi 5 % cuando opera de manera dual (Figura 2.1.b).

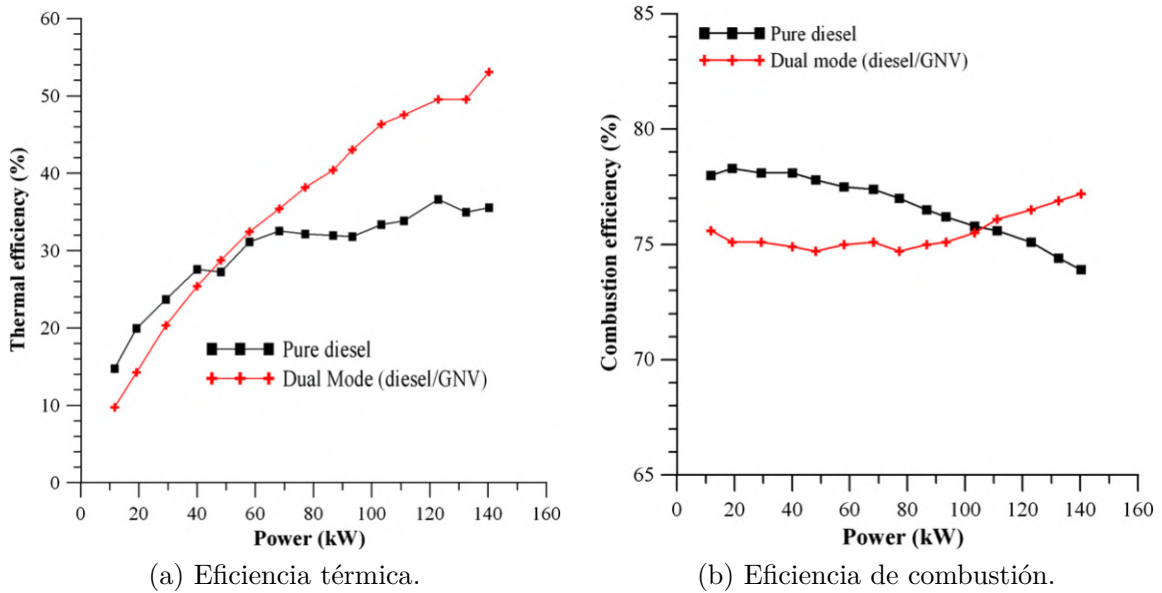


Figura 2.1: Desempeño del motor operando de manera dual.

Luego, se realizó un análisis exergético, en donde se aprecia una clara disminución en la exergía destruida en casi todas las cargas (2.2.a), al igual que una mayor eficiencia exergética cuando el motor opera de manera dual con gas natural. (2.1.a).

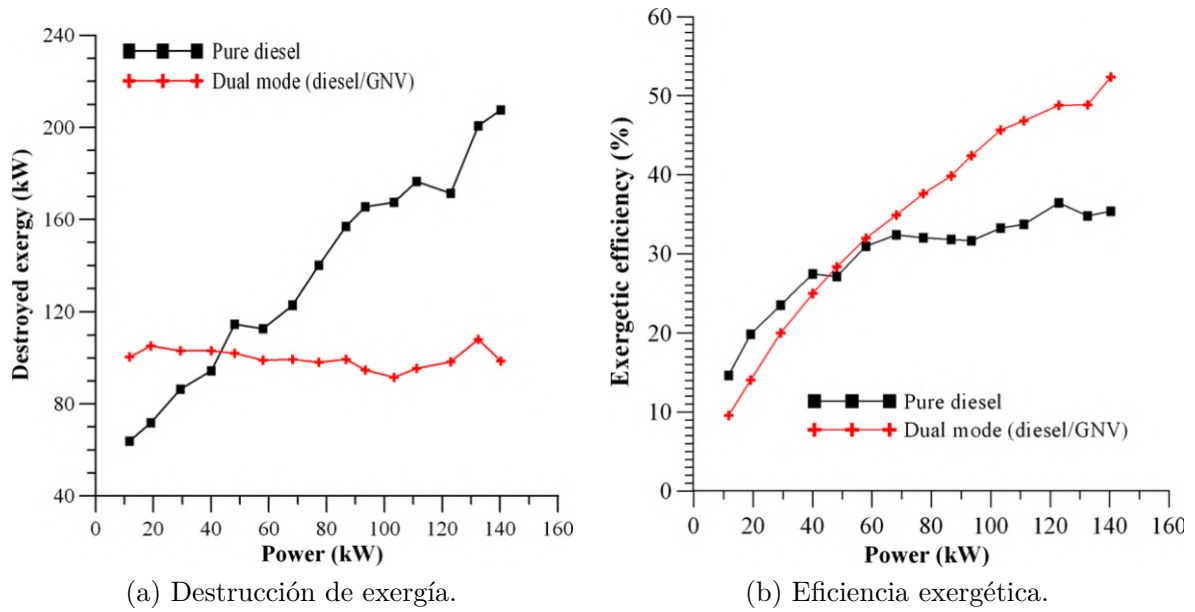


Figura 2.2: Análisis exergetico del motor operando de manera dual.

- (Papagiannakis, 2004) [5] En este documento se realizó una investigación en cuanto a las emisiones de un motor encendido por compresión operando con diesel y de manera dual con gas natural en altos niveles de sustitución (cercanos al 80 %). En él se encontró que, en cuanto al desempeño del motor, el consumo específico de combustible aumenta cuando el motor opera de manera dual (Figura 2.3).

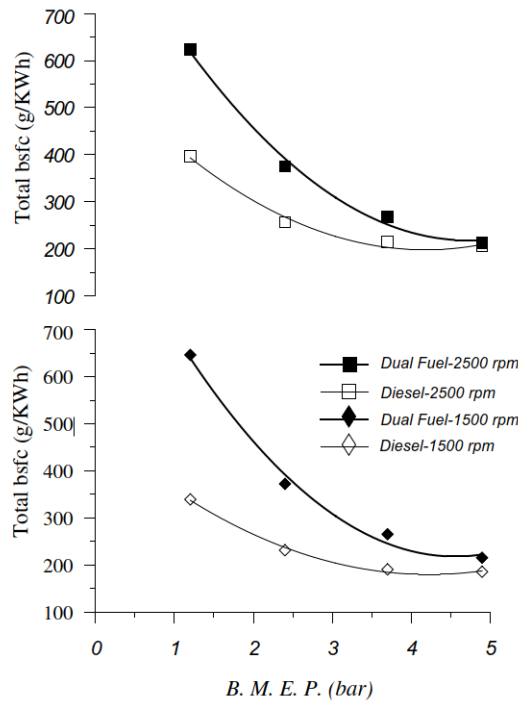


Figura 2.3: Consumo específico de combustible.

Luego, en cuanto a las emisiones se tiene que tanto el CO, los NOx y los HC

aumentan en la operación dual del motor, pero disminuye el hollín en los gases de escape a casi 0.

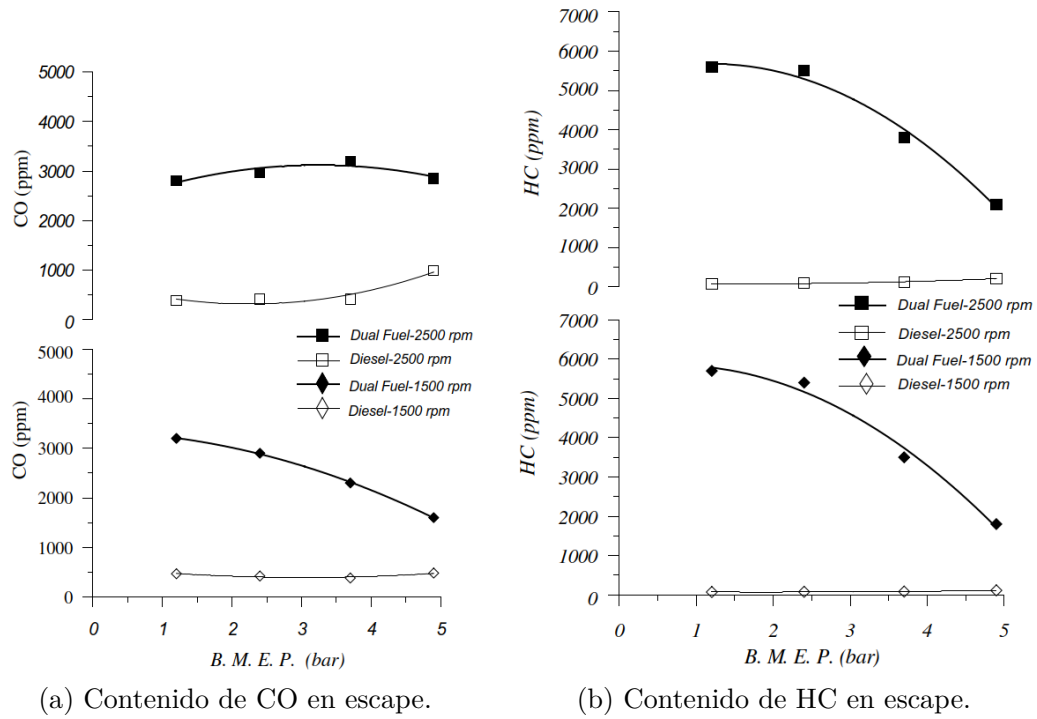


Figura 2.4: Contenido de escape del motor.

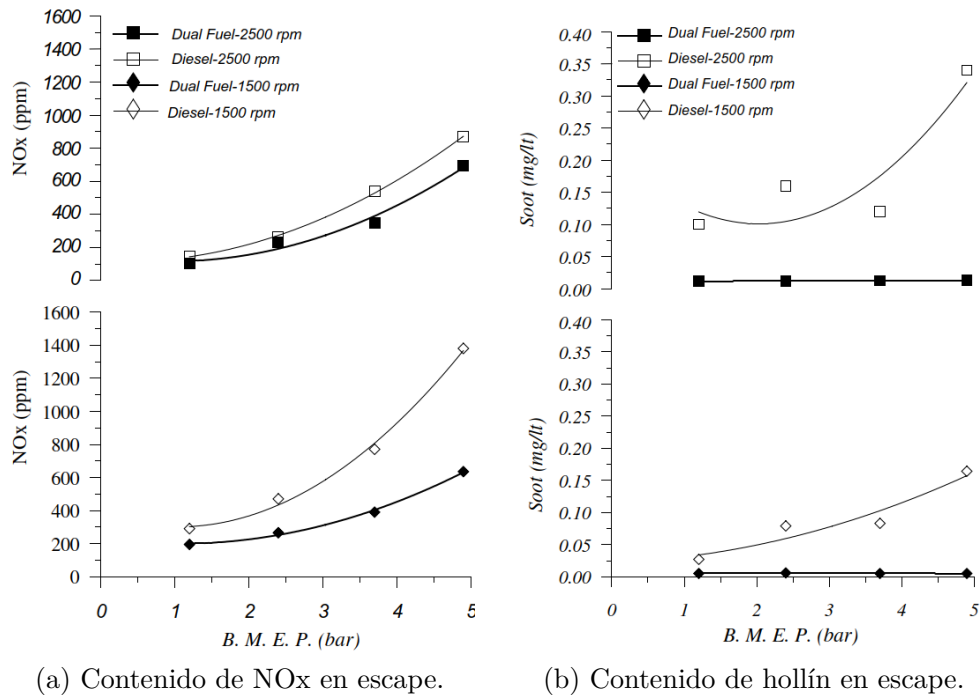


Figura 2.5: Contenido de escape del motor.

Capítulo 3

Marco Teórico

3.1. Operación dual

Como se vió en el capítulo anterior, la operación dual de un motor diesel es una herramienta muy importante a tener en cuenta para la disminución de sus emisiones, ya que al sustituir gran parte del combustible principal por un gas, este al estar en estado gaseoso tendrá una mayor superficie de contacto con el aire y presentará menos impurezas que un combustible líquido o sólido y tenderá a disminuir la emisiones contaminantes y nocivas al quemarse mejor. En la Tabla 3.1, se puede observar las emisiones típicas de un motor de encendido por compresión operando únicamente con diesel.

Tabla 3.1: Contenido de gases de escape de motor diesel [6].

Volumen en gases de escape [%]	
N_2	60 - 70 %
H_2O	10 - 12 %
CO_2	8 -12 %
O_2	4 - 8 %
Otros	>1 %

Además de ayudar a las emisiones y desempeño, los combustibles gaseosos poseen un poder calorífico inferior mayor a los combustibles líquidos utilizados convencionalmente. Como se puede observar en la Tabla 3.2, el gas natural posee casi un 20 % más de poder calorífico que el diesel, mientras que el hidrógeno posee casi el triple.

Tabla 3.2: Comparación de contenido de energía de distintos combustibles convencionales líquidos [7].

Combustible	Contenido de energía [MJ/kg]	
	Poder calorífico inferior	Poder calorífico superior
Diesel	42.68	45.53
Gasolina convencional	43.44	46.52

Tabla 3.3: Contenido de energía de combustibles gaseosos a 1 [atm] y 15 [°C] [8].

Combustible	Contenido de energía [MJ/m^3]	
	Poder calorífico inferior	Poder calorífico superior
Hidrógeno gaseoso	9.9	11.7
Gas natural	10.8	12.7

3.2. Balance de masa, energía y exergía

El tercer objetivo de esta memoria es ver cómo afecta la adición de gas natural en un motor operando de manera dual con diesel y este combustible. Para esto, se realiza un balance de masas, de energía (balance térmico) y de exergía (análisis exergético) y así observar de mejor manera hacia donde se está yendo la energía sustituida. Para observar las masas que entran y salen del motor, se realiza el volumen de control de la Figura 3.1.

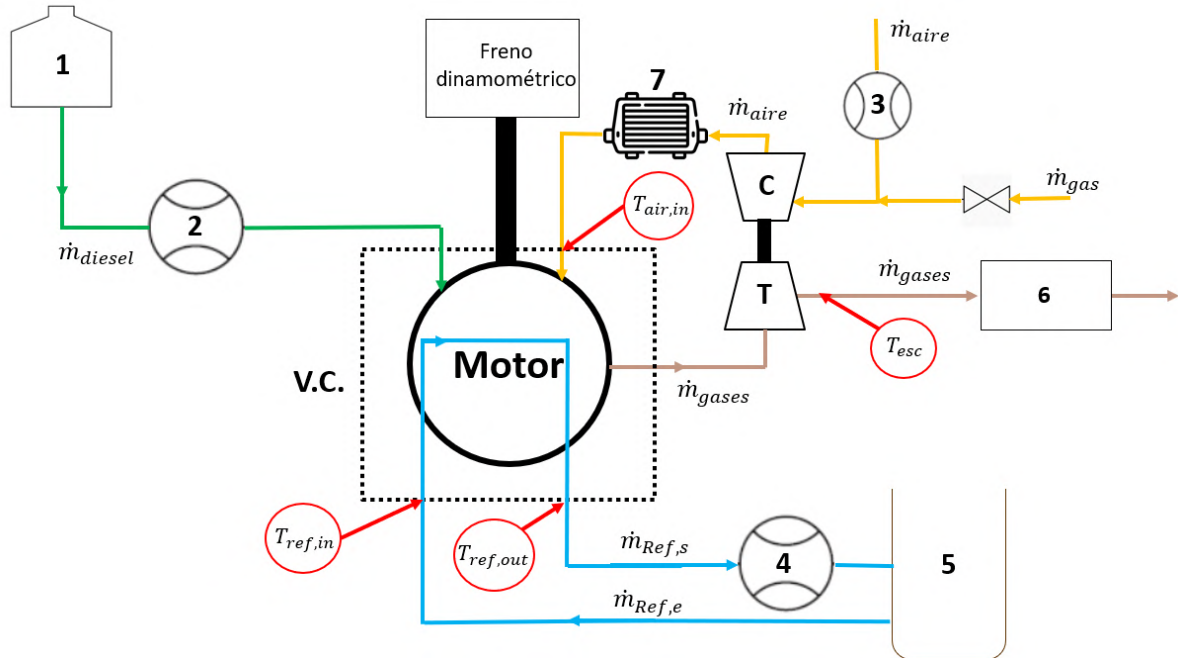


Figura 3.1: Volumen de control del motor.

En donde, los equipos utilizados para la medición de parámetros están numerados en el bosquejo. Estos son:

1. Estanque de diesel.
2. Balanza de diesel.
3. Flujómetro de aire.
4. Flujómetro de refrigerante.

5. Estanque de agua de refrigerante.
6. Analizador de gases de escape.
7. Intercooler.

En este se puede observar que las masas entrantes al motor son los combustibles (diesel y gas natural) y el aire, que luego salen de este en forma de gases de escape. Además, se puede observar el flujo continuo de refrigerante entrando y saliendo del motor (línea celeste). Por último, se aclara que el lugar en donde se posiciona el volumen de control está dado por la ubicación de las termocuplas y que se aproximará el valor de temperatura a la salida del motor como el de la termocupla instalada a la salida del turbocompresor.

3.3. Ecuaciones de equilibrio/Balance de masas, energía y exergía en un motor

A continuación se presentan las ecuaciones de equilibrio para el volumen de control de la Figura 3.1.

3.3.1. Balance de masas

En primer lugar, se tiene la ecuación de balance de masas, que indica que todos los flujos que entran al volumen de control salen de este (ver Ecuacion 3.1)).

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (3.1)$$

Para el caso del motor en donde se realizaron los experimentos, la Ecuacion 3.1 se transforma en la Ecuación 3.2), en donde las masas que entran son el combustible (para este caso diesel y gas natural) y aire. Por otro lado, la única masa que sale son los gases de escape. Cabe destacar que las unidades de cada una de estas son [kg/s].

$$\dot{m}_{diesel} + \dot{m}_{gas} + \dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gases} \quad (3.2)$$

Para efecto de los cálculos realizados, se considera que no existe una recirculación de los gases de escape en el motor.

3.3.2. Balance de energía

Luego, dado el volumen de control de la Figura 3.1, se tiene la ecuación de balance de energía (balance térmico), que indica que la suma de potencias que ingresan al volumen de control, son iguales a la suma de potencias que salen de este [4] (ver Ecuación 3.3).

$$\dot{Q}_{in} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \dot{W}_{out} + \sum \dot{m}_{out} h_{out} + \dot{Q}_{out} \quad (3.3)$$

Para el caso de la Ecuación 3.3, la energía que entra en forma de calor es el combustible, la masas entrantes son del refrigerante, el trabajo que sale es trabajo útil ($\dot{W}_{\text{útil}}$), las entalpías que salen son de gases de escape y el refrigerante del motor (en este caso agua) a través de la transferencia de calor, se medirá también, con las emisiones, el calor perdido por combustión incompleta y el resto se considerará como "pérdidas sin contar", el cual es generalmente referido en la literatura como "pérdidas por radiación".

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{W}_{\text{útil}} + \dot{Q}_{ref} + \dot{Q}_{esc} + \dot{Q}_{ic} + \dot{Q}_{un} \quad (3.4)$$

El cálculo cada una de estas potencias se describen a continuación.

3.3.2.1. Calor suministrado por el combustible

En primer lugar, la potencia suministrada por el combustible es obtenida por la Ecuación 3.5 [6].

$$\dot{Q}_{comb} = LHV_{diesel} \cdot \dot{m}_{diesel} + LHV_{gas} \cdot \dot{m}_{gas} \quad (3.5)$$

Donde LHV es el poder calorífico inferior del combustible con unidades [kJ/kg], cuyo valor para cada combustibles típicos utilizados en motores se describen en la Tabla 3.3.

3.3.2.2. Trabajo Útil

El trabajo útil producido por un motor es calculado según la Ecuación 3.6 [9].

$$\dot{W}_{\text{útil}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N \cdot T}{6000} \quad (3.6)$$

En donde T es el torque generado por el freno dinamométrico, calculada según la Ecuación 3.7 y N son las revoluciones a las que gira el eje del motor en [rpm].

$$T = 0,716 \cdot F \quad (3.7)$$

En donde F es la fuerza aplicada por freno dinamométrico medida en [kgf] y 0,716 [m] es el brazo con el que aplica el torque.

3.3.2.3. Pérdidas de calor por refrigerante

El calor perdido por transferencia de calor o refrigerante es el calor perdido por el líquido que circula a través del motor para su enfriamiento. En donde, dado que es un proceso a presión constante, se calcula con la Ecuación 3.19 [9].

$$\dot{Q}_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot C_{p,ref} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (3.8)$$

En donde $\dot{m}_{ref}$ es el caudal de refrigerante en $[kg/s]$ y es obtenido por el flujómetro instalado en el sistema de refrigeración del motor (Figura 4.4) y $C_{p,ref}$ es el calor específico del agua de refrigerante a la temperatura media entre la salida (T_{out}) y entrada (T_{in}) de esta al motor.

3.3.2.4. Pérdidas de calor por escape sensible

Las pérdidas de calor a través de los gases de escape son calculadas mediante la Ecuación 3.9 [9].

$$\dot{Q}_{esc} = \dot{m}_{esc} \cdot C_{p,esc} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (3.9)$$

En donde, $\dot{m}_{esc}$ es el flujo másico de los gases de escape en $[kg/s]$, calculado mediante la Ecuación 3.2, $C_{p,esc}$ es una ponderación de los calores específicos de los gases de escape según la composición medida de estos a una temperatura media entre la salida y entrada y calculados según los polinomios obtenidos en [7], T_{in} se considera como la temperatura del aire luego de pasar por el intercooler. Para efecto de los cálculos realizados se considera esta temperatura, dado que es la temperatura que realmente está entrando al motor y puesto que el trabajo del compresor y el intercooler se consideran como externos a este, dado que no son movidos por la potencia suministrada por el combustible. Por último, T_{out} es la temperatura de salida de los gases de escape en $[^{\circ}C]$, medida luego de que los gases de escape pasen por el turbocompresor.

3.3.2.5. Pérdidas de calor por combustión incompleta (CO)

El calor perdido por combustión incompleta es el calor perdido dado que el combustible no se alcanza a quemar completamente. Este se calcula mediante la Ecuación 3.10 [10].

$$\dot{Q}_{IC} = 23.550 \cdot \dot{m}_{comb} \cdot \%C_{comb} \cdot \frac{\%CO}{\%CO + \%CO_2} \quad (3.10)$$

En donde, $\dot{m}_{comb}$ es el flujo másico de combustible en $[kg/s]$, $\%C_{comb}$ es el porcentaje de carbono del combustible (másico) y $\%CO$ y $\%CO_2$ son el porcentaje de monóxido y dióxido de carbono en los gases de escape.

3.3.2.6. Pérdidas sin contar

Por último, se entiende como pérdidas sin contar a las pérdidas por radiación, pérdidas de calor por el aceite lubricante, la potencia utilizada por los equipos auxiliares del motor, pérdidas por el flujo de fluido, entre otras [1] y se calculará con la Ecuación 3.11.

$$\dot{Q}_{sincontar} = \dot{Q}_{comb} - \dot{W}_{\acute{u}til} - \dot{Q}_{ref} - \dot{Q}_{esc} - \dot{Q}_{ic} \quad (3.11)$$

3.3.3. Balance de exergía

Se entiende exergía como la cantidad de trabajo útil que se puede extraer de gases (o combustibles en este caso) que entran a un sistema en operación [6]. Para ver la disponibilidad energética en cada punto de motor, se tiene la ecuación del cambio de exergía en el sistema (Ecuación 3.12), en donde el cambio de exergía en el tiempo es igual a la diferencia entre las exergías de los fluidos que entran y salen y la exergía destruida [9] (ver Ecuación 3.12).

$$\Delta \dot{E}_{sist} = [\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out}] - \dot{E}_{dest} \quad (3.12)$$

Para el caso de un motor, la Ecuación 3.12 se transforma en la Ecuación 3.13 [9].

$$\dot{E}_{comb} = \dot{E}_W + \sum \dot{m}_{out} \psi_{out} - \sum \dot{m}_{in} \psi_{in} + \dot{E}_{dest} \quad (3.13)$$

En donde las sumatorias son las exergías de las masas que entran y salen del motor y ψ la exergía específica en los diferentes puntos, que es equivalente a:

$$\Delta \psi = (\psi_2 - \psi_1) = (h_2 - h_1) - T_0 \cdot (s_2 - s_1) \quad (3.14)$$

Considerando el volumen de control expuesto en la Figura 3.1, se tiene que, al igual que en el balance de energía, las masas que entran son del refrigerante y el aire-combustible y salen estas mismas en forma de gases de escape (Ecuación 3.15).

$$\dot{E}_{comb} = \dot{E}_W + \dot{E}_{esc} + \dot{E}_{ref} + \dot{E}_{dest} \quad (3.15)$$

El cálculo de cada una de estas se detalla a continuación.

3.3.3.1. Exergía de combustible

La exergía del combustible es calculada según la Ecuación 3.16 [2].

$$\dot{E}_{comb} = (\varepsilon_{diesel} \cdot \dot{Q}_{diesel}) + (\varepsilon_{gas} \cdot \dot{Q}_{gas}) \quad (3.16)$$

En donde ε es el factor de exergía del combustible, que es calculado mediante la Ecuación 3.17.

$$\varepsilon = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,0432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \cdot (1 - 2,0628 \frac{h}{c}) \quad (3.17)$$

Donde c, h, o y s son las fracciones molares del carbono, hidrógeno, oxígeno y azufre en el combustible. En la literatura [11] se pueden obtener valores de 1,07 para diesel y 0,93 para gas natural. En este caso, el factor obtenido para el diesel es de 1,062.

3.3.3.2. Exergía de trabajo neto

La exergía de trabajo neto es equivalente al trabajo neto realizado por el motor, por lo que se tiene:

$$\dot{E}_W = \dot{W}_{\text{útil}} \quad (3.18)$$

3.3.3.3. Exergía de refrigerante

Para el caso de la exergía de refrigerante, se tiene la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_{ref} = \dot{m}_{ref} \cdot \psi = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_1) - \dot{m}_{ref} \cdot T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (3.19)$$

Considerando que el flujo de refrigerante es un proceso a presión constante, la diferencia de entropías en él se aprecian en la Ecuación 3.20 y la de entalpías específicas en la Ecuación 3.21. [6]:

$$(s_1 - s_0) = \dot{m}_{ref} \cdot C_{p,ref} \cdot \ln(T_1/T_0) \quad (3.20)$$

$$(h_2 - h_1) = \dot{m}_{ref} \cdot C_{p,ref} \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.21)$$

Luego, al reemplazar estas ecuaciones en la Ecuación 3.19:

$$\dot{E}_{ref} = \dot{Q}_{ref} - \dot{m}_{ref} \cdot C_{p,ref} \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{T_{ref,out}}{T_0}\right) \quad (3.22)$$

3.3.3.4. Exergía de escape

Asimismo, se tiene que la Exergía de escape se expresa como:

$$\dot{E}_{esc} = \dot{m}_{esc} \cdot \psi = \dot{m}_{esc} \cdot (h_2 - h_1) - \dot{m}_{esc} \cdot T_0 \cdot (s_1 - s_0) \quad (3.23)$$

Luego, tratándose de gases de escape, se puede aplicar la ley de gases ideales [6], en donde la diferencia de entropías se transforma en:

$$(s_1 - s_0) = \dot{m}_{escape} \cdot (C_{p,escape} \cdot \ln\left[\frac{T_{esc}}{T_0}\right] - R_{escape} \cdot \ln\left[\frac{P_{esc}}{P_0}\right]) \quad (3.24)$$

Finalmente, al reemplazar se obtiene:

$$\dot{E}_{esc} = \dot{m}_{escape} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_{escape} \cdot T_0 \cdot (C_{p,escape} \cdot \ln\left[\frac{T_0}{T_{esc}}\right] - R_{escape} \cdot \ln\left[\frac{P_0}{P_{esc}}\right]) \quad (3.25)$$

En donde, la primera expresión, al igual que con el calor de refrigerante, es la pérdida

de calor por escape sensible (Ecuación 3.9), por lo que la exergía de escape es:

$$\dot{E}_{esc} = \dot{Q}_{esc} + \dot{m}_{esc} \cdot T_0 \cdot (C_{p,esc} \cdot \ln[\frac{T_0}{T_{esc}}] - R_{esc} \cdot \ln[\frac{P_0}{P_{esc}}]) \quad (3.26)$$

3.3.3.5. Destrucción de exergía

Finalmente, la destrucción de exergía se calcula como la diferencia entre la exergía suministrada por el combustible y las calculadas anteriormente [9].

$$\dot{E}_{dest} = \dot{E}_{comb} - \dot{W}_{\acute{u}til} - \dot{E}_{ref} - \dot{E}_{esc} \quad (3.27)$$

3.3.4. Parámetros de desempeño

3.3.4.1. Consumo específico de combustible (SFC)

El consumo específico de combustible (SFC) es una medida de que tan eficientemente un motor de combustión interna utiliza el combustible que se le suministra y es calculado mediante la Ecuación 3.28 [6].

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{\dot{W}_{\acute{u}til}} \quad (3.28)$$

Donde $\dot{m}_f$ es el flujo masico de combustible.

3.3.4.2. Eficiencia volumétrica (η_v)

La eficiencia volumétrica (η_v) es una medida de la cantidad de espacio que ocupa el aire para el tamaño de los cilindros del motor, por lo que en el caso de un motor turbocargado, este valor debería ser idealmente mayor a 1. Esta se calcula mediante la Ecuación 3.29 [6].

$$\eta_v = \frac{2 \cdot \dot{m}_a}{\rho_{a,i} \cdot V_d \cdot N} \quad (3.29)$$

Donde $\dot{m}_a$ es el flujo másico de aire entrando al motor en [kg/s], $\rho_{a,i}$ es la densidad del aire entrando al motor en [kg/m³], V_d es el volumen de desplazamiento en [m³] y N es la velocidad de giro en [RPS].

3.3.4.3. Eficiencia térmica (η_t)

La eficiencia térmica describe que tan bien se está utilizando la potencia suministrada por el combustible para generar trabajo. Se calcula mediante la Ecuación 3.30 [6].

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_{\acute{u}til}}{\dot{Q}_{comb}} \quad (3.30)$$

3.3.5. Otros cálculos realizados

A continuación se presentan otros cálculos que son realizados en segundo plano para los experimentos.

3.3.5.1. Cargas parciales

Un motor opera en X % de carga parcial cuando la razón entre la fuerza con la que opera este en cierto punto y la fuerza con la que opera el motor a plena carga es X. Se toma como ejemplo la Ecuación 3.32, en donde se ejemplifica el cálculo para una carga de 80 %.

$$Carga = \frac{F_{80\%decarga}}{F_{100\%decarga}} = 0,8 \quad (3.31)$$

Luego, dada una fuerza encontrada para el motor a 100 % de carga a cierta velocidad de giro, la fuerza necesaria despejando la Ecuación 3.32 es:

$$F_{80\%decarga} = F_{100\%decarga} \cdot 0,80 \quad (3.32)$$

3.3.5.2. Sustitución energética

Para el cálculo de los caudales para cada porcentaje de sustitución energética se toma en cuenta en primer lugar, los $\dot{Q}_{comb}$ expuestos al comienzo de esta sección. Luego, con la Ecuación 3.33 se calculó el caudal necesario para cada porcentaje de sustitución.

$$\%Sust = \frac{\dot{Q}_{comb,gas}}{\dot{Q}_{comb,gas} + \dot{Q}_{comb,diesel}} \cdot 100\% \quad (3.33)$$

3.3.5.3. Diferencias relativas

En la parte final de esta memoria, se realiza un cálculo de las diferencias relativas que se presentan al operar el motor de manera dual con diesel y gas natural. Estas se calculan para cada parámetro mediante la Ecuación 3.34.

$$\%Dif = \frac{\dot{W}_{\acute{u}til,sust} - \dot{W}_{\acute{u}til,base}}{\dot{W}_{\acute{u}til,base}} \cdot 100\% \quad (3.34)$$

En donde, $\dot{W}_{\acute{u}til,sust}$ es el porcentaje de potencia útil en el balance térmico realizado a cierta velocidad de giro con 10 % de sustitución energética y $\dot{W}_{\acute{u}til,base}$ el porcentaje de potencia útil en el balance térmico realizado en la misma velocidad de giro anterior para la línea base.

Capítulo 4

Metodología

4.1. Equipos

A continuación, se detallan los equipos utilizados para realizar los experimentos realizados.

4.1.1. Motor

Un motor es una máquina térmica que convierte la energía química de un combustible, ya sea en estado líquido o gaseoso, con un oxidante, en este caso aire, en energía mecánica a través de un ciclo de trabajo en donde un (o más) pistones comprimen y expanden el combustible en una cámara de combustión para que este libere toda su energía y así producir trabajo. Luego de que el motor logra producir trabajo, los gases producidos en la combustión son liberados por el escape del motor y vuelve a entrar nuevamente aire con combustible a la cámara.



Figura 4.1: Motor.

El motor utilizado para los experimentos detallados en esta memoria es un motor Mercedes-Benz OM366-LA Turbocooler (ver Figura 4.1), de encendido por compresión y enfriamiento externo por agua, que cuenta con las siguientes características [12]:

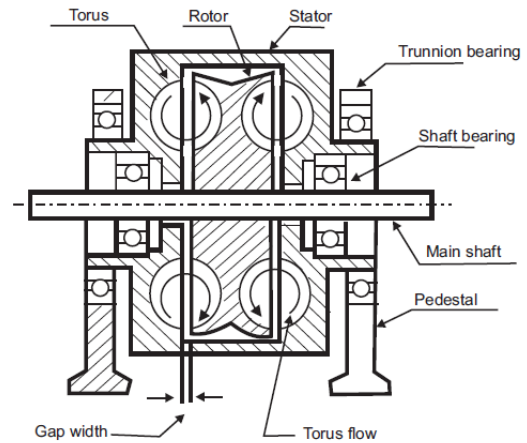
- Potencia indicada: 155 [kW].
- 6 cilindros en línea.
- Cilindrada: 5958 [cm³].
- Carrera: 133 [mm].
- Diámetro de cilindros: 97,5 [mm].
- Relación de compresión: 18:1.
- Emisiones: Euro 2.

4.1.2. Freno Dinamométrico

Para la aplicación y medición de torque al eje del motor, se utiliza un freno dinamométrico marca Schwenk (Figura 4.2.a). Este posee un rango de medición de 0-150 [kg] con resolución de 1 [kg] y una precisión de fabricación de $\pm 2\%$.



(a) Freno dinamométrico.



(b) Esquema de montaje de freno dinamométrico.

Figura 4.2: Freno dinamométrico utilizado y esquema de montaje.

El funcionamiento de este se puede apreciar en la Figura 4.2.b, en donde el eje del motor es apoyado entre dos descansos (bearings) y se le es aplicado un torque (T) con un brazo correspondiente a 0,716 [m].

4.1.3. Flujómetro de aire

Para la medición del aire a la entrada del motor, se utiliza un flujómetro de aire marca Aerzen.



Figura 4.3: Flujómetro de aire.

Este posee un caudal máximo de medición de $650 \text{ [m}^3/\text{h]}$ y una resolución de $0,1 \text{ [m}^3]$.

4.1.4. Flujómetro de refrigerante

Uno de los primeros desafíos para este trabajo fue conseguir medir el caudal de líquido refrigerante que utiliza el motor. Para esto, se adquirió un flujómetro de tipo hélice de agua caliente Apator Powogaz MWN130 (Figura 4.4), capaz de soportar temperaturas de hasta $130 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

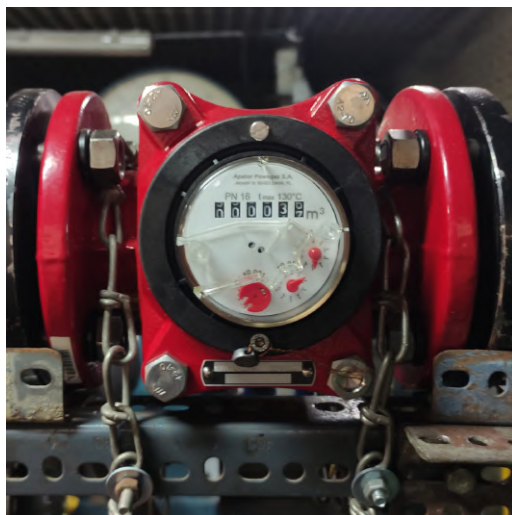


Figura 4.4: Flujómetro de refrigerante.

Este se utiliza como totalizador, es decir, que se graba cierta cantidad de flujo que pasa por él y luego se divide por el tiempo que transcurre. La medición de caudal tiene

una resolución de 0,5 [l] y un error de fabricación de entre 2 % y 1 % para los caudales que maneja el motor [13].

4.1.5. Balanza (Flujo másico de diesel)

Para la medición de flujo másico de diesel se utiliza un sistema compuesto por un galón y una báscula digital (Figura 4.5), que es capaz de medir en tiempo real el cambio de peso en esta con una resolución de 1 [g].



Figura 4.5: Báscula digital.

4.1.6. Adquisidor de datos (Temperaturas)

Como se vio anteriormente en la Figura 3.1, el motor tiene 4 termocuplas instaladas para la medición de temperatura en los distintos lugares a utilizar. Luego, la información de la temperaturas de estas termocuplas llega al sistema adquisidor de datos marca National Instruments (Figura 4.6), el cual entrega el valor de las temperaturas con una resolución de 0,1 [°C]. En la Figura 4.7 es posible observar la instalación de estas en el motor.

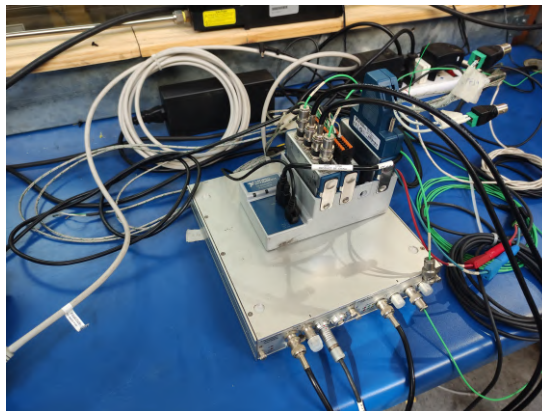
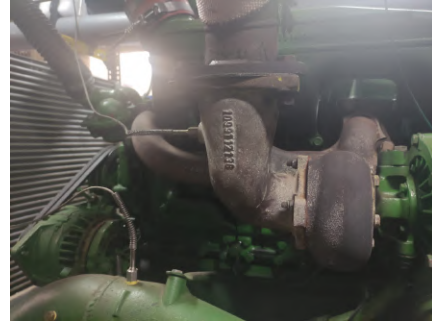


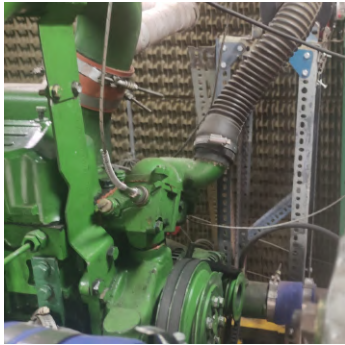
Figura 4.6: Sistema de adquisición de datos.



(a) Termocupla de $T_{ref,in}$



(b) Termocupla de T_{esc}



(c) Termocupla de $T_{ref,out}$



(d) Termocupla de $T_{air,in}$

Figura 4.7: Ubicación de termocuplas.

Luego, dada la configuración de las termocuplas instaladas observables en la Figura 4.7 son mostradas en el programa de la Figura 4.8

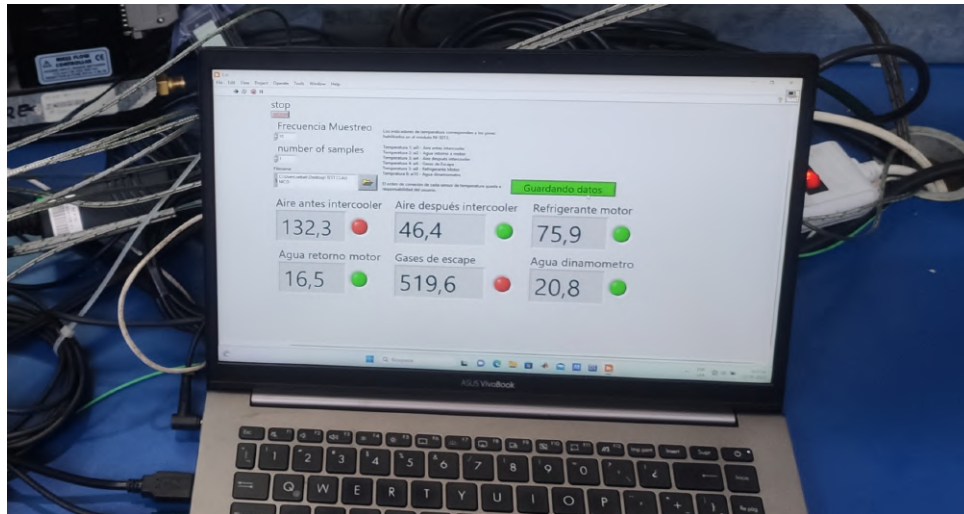


Figura 4.8: Pantalla de muestra de temperaturas.

4.1.7. Analizador de gases de escape

Para obtener la composición de gases de escape utilizada para los cálculos del $C_{p,gases}$ y para el posterior análisis de emisiones contaminantes del motor, se utiliza un analizador de gases de escape Bosch BEA150 (Figura 4.9).



Figura 4.9: Analizador de gases de escape.

Este entrega el porcentaje en volumen de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2) y oxígeno (O_2). En tanto, entrega en [ppm] las emisiones de hidrocarburos (HC) y óxidos de nitrógeno (NO_X). Tal como se puede ver en la Figura 4.10.



Figura 4.10: Analizador de gases de escape.

4.2. Operación Dual

Para el tercer objetivo de esta memoria fue necesario operar el motor mencionado anteriormente de manera dual con diesel y un gas de sustitución, que en este caso fue gas natural. Dado que el motor nunca había sido operado de manera dual, se tuvieron que realizar pruebas para comprobar y mitigar la existencia de fugas antes de realizar las mediciones en el motor.

4.2.1. Línea de gas

La línea de gas de sustitución presente en el laboratorio consta de las siguientes secciones. En primer lugar, la llegada de gas natural al laboratorio se encuentra en la sala contigua a donde se encuentra el motor y está constituida por una válvula de bola (corte) y un manómetro. Esta posee una línea que va desde este sector hasta la entrada al motor, pasando por diferentes fittings y válvulas. En primer lugar, la línea pasa por el medidor de flujo (Figura 4.12), un manómetro (Figura 4.13) y una válvula de bola junto con una válvula de globo (Figura 4.14). La primera se utiliza para cortar de manera rápida el paso de gas a través de la línea hasta el motor, la segunda se utiliza para regular el flujo de gas a través de esta. Luego, la línea sigue hasta la entrada al motor, en donde la inyección de gas natural se realizó a la entrada de aire en el motor, previo al turbocompresor-intercooler (Figura 4.15.b), por lo que el gas natural es comprimido y enfriado en estos equipos antes de ingresar a la cámara de combustión.

A continuación se presenta un layout de las líneas de entrada al motor. En color rojo se puede observar la línea de gas descrita previamente, que parte desde la sala contigua a la del motor, pasa los instrumentos mencionados e ingresa al motor. Además se puede observar el camino que hace por fuera del motor la línea de agua de refrigeración (color celeste) y la línea de los gases de escape (color café).

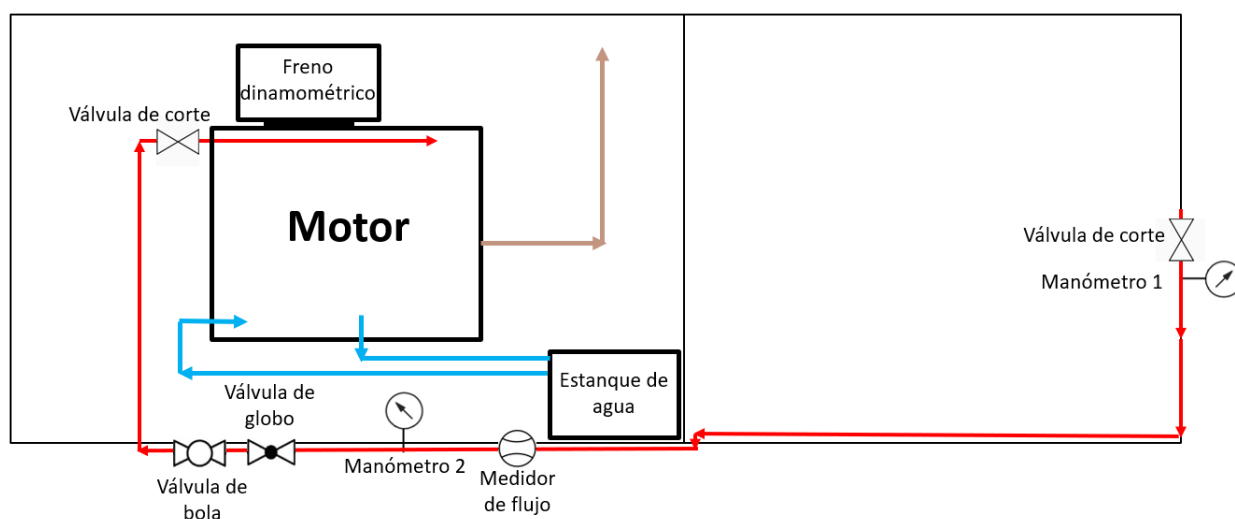


Figura 4.11: Layout de líneas de entrada y salida del motor.

4.2.1.1. Medidor de flujo de gas

Para la medición de flujo de gas se utiliza un medidor de flujo Aalborg, con una resolución de 1 [lt/min].



Figura 4.12: Sistema de adquisición de datos.

4.2.1.2. Manómetros

Los manómetros instalados en la línea de gas son marca Vet.



Figura 4.13: Manómetros de la línea.

Estos poseen un rango de medición de 0-4 [bar], una resolución de 0,1 [bar] y una exactitud de $\pm 1,6\%$.

4.2.1.3. Válvulas

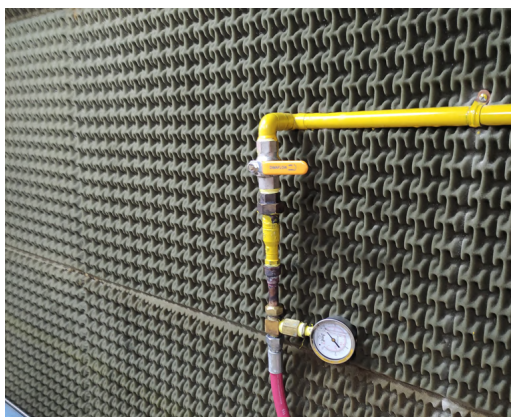
Existen 4 válvulas en la línea de gas, las dos más usadas son las de la Figura 4.14.



Figura 4.14: Válvula de bola y válvula de globo.

La válvula izquierda es una válvula de bola utilizada para cortar de manera rápida el flujo de gas. La válvula de la derecha es una válvula de globo, utilizada para regular de manera fina el flujo de gas.

Luego, en la imagen a continuación se tiene tanto la llegada al laboratorio en la sala junto al motor (Figura 4.15.a), como la entrada de gas al motor, que se realiza antes de que el aire pase por el turbocompresor (Figura 4.15.b).



(a) Llegada de gas al laboratorio.



(b) Entrada de gas de sustitución al motor.

Figura 4.15: Llegada y entrada de línea de gas al motor.

4.2.1.4. Detector de fugas

Para la detección de fugas del protocolo de revisión de fugas mencionado más adelante, se utiliza un detector de fugas TIF8900. Este posee una sensibilidad de 5 [ppm] y una temperatura de trabajo de entre 0 y 52 [°C].



Figura 4.16: Detector de gases.

4.2.2. Protocolo de revisión de fugas

Dado el peligro que puede ocurrir si existen fugas de gas en la línea, se estableció un protocolo de revisión de fugas para realizar en la línea de gas previo a cada vez que esta se utilice.

1. Se verifica con el detector de gases (Figura 4.16) al comienzo y término de cada unión presente en la línea, desde la llegada de esta (Figura 4.15.a) hasta la entrada de gas al motor (Figura 4.15.b).
2. En cada uno de los puntos en donde se haya detectado alguna fuga, se utiliza un detergente mas agua para verificar la magnitud de esta. Si se forman burbujas, la fuga posee una magnitud significativa, si no, son fugas demasiado pequeñas como para que sea un peligro o pueden ser imprecisión del detector.
3. En cada fuga detectada se debe apretar los puntos de unión de mejor manera y volver a repetir el punto 1 y 2, para apreciar si se mitigó completamente la fuga o si hay que cambiar el fitting por alguna ruptura existente.

4.2.3. Procedimiento experimental

En primer lugar, hay que tomar en consideración las limitaciones presentes en el motor, modificables a partir de las recomendaciones presentadas en la última sección de este documento.

En primer lugar, el flujómetro de la Figura 4.3 tiene un caudal máximo de operación de $650 [m^3/h]$, equivalente a $0,18 [lt/s]$. En las mediciones tomadas se corroboró que este instrumento es insuficiente para medir el flujo de aire en el motor Mercedes (Tabla 7.1), dado que los valores de λ obtenidos en la operación del motor a 100 % de carga fueron de entre 0,7 a 0,9, es decir, que el motor estaba operando en mezcla pobre de aire (Tabla 7.1). Es por esto por lo que para los cálculos expuestos en la siguiente sección se debe tomar en consideración que el motor no está operando de manera correcta a plena carga.

Luego, dada las limitaciones de la línea de sustitución de gas (máximo caudal de $70 [lt/min]$), es que la sustitución que se toma en cuenta para los resultados son una sustitución energética de 10 %.

Finalmente, dado que el motor baja considerablemente su desempeño en velocidades de giro cercanas o superiores a $2600 [rpm]$, se tomó como máxima velocidad de giro para la toma de datos $2400 [rpm]$.

Luego, las mediciones tomadas en el motor fueron en los puntos de operación que se observan en la Tabla 7.2.

Tabla 4.1: Puntos de medición.

N [rpm]		Carga [%]	
2000	100 %	80 %	60 %
2200	100 %	80 %	60 %
2400	100 %	80 %	60 %

En donde, la fuerza en cargas parciales fue calculada según su razón entre este valor y la cantidad de fuerza para su velocidad de giro a 100 [%] de carga (Ecuación 3.32). Luego, con estos cálculos, se obtiene la Tabla 4.2, en donde se puede observar la fuerza que hay que aplicar al motor en cada punto para cada porcentaje de carga.

Tabla 4.2: Fuerza en cada punto de medición.

		Fuerza [kg]	
N [rpm]	100 [%]	80 [%]	60 [%]
2000	107,5	86	64,2
2200	106	84,8	63,6
2400	95	76	57

Dado que, a cargas parciales, el flujo de diesel es el mismo para cada uno de estos tres valores de revoluciones por minuto, los valores flujo de gas de sustitución para cada una de estas será la misma. Estos valores se aprecian en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Flujo de gas para una sustitución energética de 10 %.

N [rpm]	Flujo de gas [lt/min]		
	60 %	80 %	100 %
2000	38	52	64
2200	38	52	70
2400	38	52	70

Se observa además que a 100 % de carga, dado que el máximo flujo que es capaz de entregar la línea es de 70 [lt/min], la sustitución a 2200 [rpm] es de 10 %, pero con el mismo caudal, a 2400 [rpm] la sustitución es de 9,6 %.

4.2.4. Medición de parámetros

Para cada medición del motor operando a cierto porcentaje de carga a cierta velocidad de giro del eje del motor, se utilizó el mismo procedimiento experimental descrito a continuación:

1. Se enciende el motor y se lleva a temperatura de operación ($T_{ref,out} > 74$ [°C]). Esta temperatura es la indicada en el manual del motor como la temperatura a la que se comienza a abrir el termostato del motor [12].
2. Para que el flujómetro de refrigerante sea capaz de captar el caudal que pasa a través de él, es necesario superar cierto flujo umbral, que para el caso de este motor es alcanzado cuando la temperatura de entrada de refrigerante ($T_{ref,in}$) supera aproximadamente los 30 [°C]. Una vez alcanzado los dos puntos anteriores, el flujo debe ser mayor a 0,3 [lt/min], por lo que según el manual del flujómetro de agua el caudal supera el caudal de inicio del instrumento y el error de medición es mínimo [13]. Luego, es posible continuar con el siguiente punto y comenzar la medición de parámetros.
3. El freno dinamométrico posee dos escalas de medición, una para fuerzas mayores a 40 ± 5 [kg] y otra para fuerzas inferiores a esta. Como los valores de fuerza a medir en el motor (Tabla 4.2) están en la escala alta, no es necesario cambiarla en mitad de las mediciones (siempre debe estar en la escala alta), cosa que si se debe hacer en el caso de trabajar en cargas bajas.
4. Para cada punto de medición expuesto en la Tabla 7.2 se debe realizar 4 mediciones de sustitución (línea base más tres niveles de sustitución), 3 veces cada una de manera aleatoria. Como ejemplo se tomaron las 12 mediciones para el motor operando a 2000 [rpm] y 100 % de carga de manera aleatoria en el orden que se observa en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4: Cuadro de pruebas teórico.

N [rpm]	Carga [%]	Sustitución [%]
2000	100	10
2000	100	0
2000	100	30
2000	100	20
2000	100	30
2000	100	20
2000	100	0
2000	100	10
2000	100	0
2000	100	10
2000	100	20
2000	100	30

Luego, se tomarán todos los puntos de la tabla anterior a 2200 [rpm] y 2400 [rpm], y luego cada uno de estos a 80 y 60 % de carga, como se conversó con el profesor guía de esta memoria, dado que la finalidad de esta es la de establecer la metodología de esta prueba, una hoja de cálculo que permita los calcular los gráficos expuestos en la siguiente sección de manera automática y recomendar cambios o modificaciones de equipos para repetir este trabajo con otros combustibles. Por otro lado, dado que se averió el freno dinamométrico previo a la últimas mediciones de esta memoria, solo se tomarán en cuenta para los resultados las mediciones con una sustitución energética de 10 %.

5. Para cada punto de medición, en primer lugar se espera a que las temperaturas se estabilicen lo más posible. La temperatura de mayor variabilidad es la temperatura de salida de gases de escape (T_{esc}), por lo que hay que esperar a que esta varíe su valor lo más lento posible, aproximadamente menos de 0,5 [°C] cada 10 segundos. Cuando esto sucede se inician las mediciones.
6. En primer lugar se toma una foto encuadrando tanto la composición de los gases de escape, la velocidad de giro y pantalla de temperaturas (Ejemplo Figura 4.17), o bien se anotan los valores iniciales en el computador. Se inicia la grabación de flujo de refrigerante mencionando por voz la velocidad de giro, carga, fuerza y flujo de gas de sustitución para poder ordenar los videos, y la grabación de flujo de aire mencionando lo mismo. En el caso del refrigerante se deja grabar aproximadamente un minuto de video, en donde deberían pasar 100 litros de refrigerante y para el aire se espera a que el flujómetro gire completamente 2 veces ($2 [m^3]$). Al terminar estas también se toma una foto a las condiciones ambientales para caracterizar en cada medición temperatura, presión y humedad dentro de la cabina. Finalmente, al terminar la grabación de refrigerante se vuelve a tomar una foto como la Figura

4.17. Los valores de temperatura tomados en cuenta son el promedio de los valores de la primer y segunda foto (instante inicial y final de grabación).

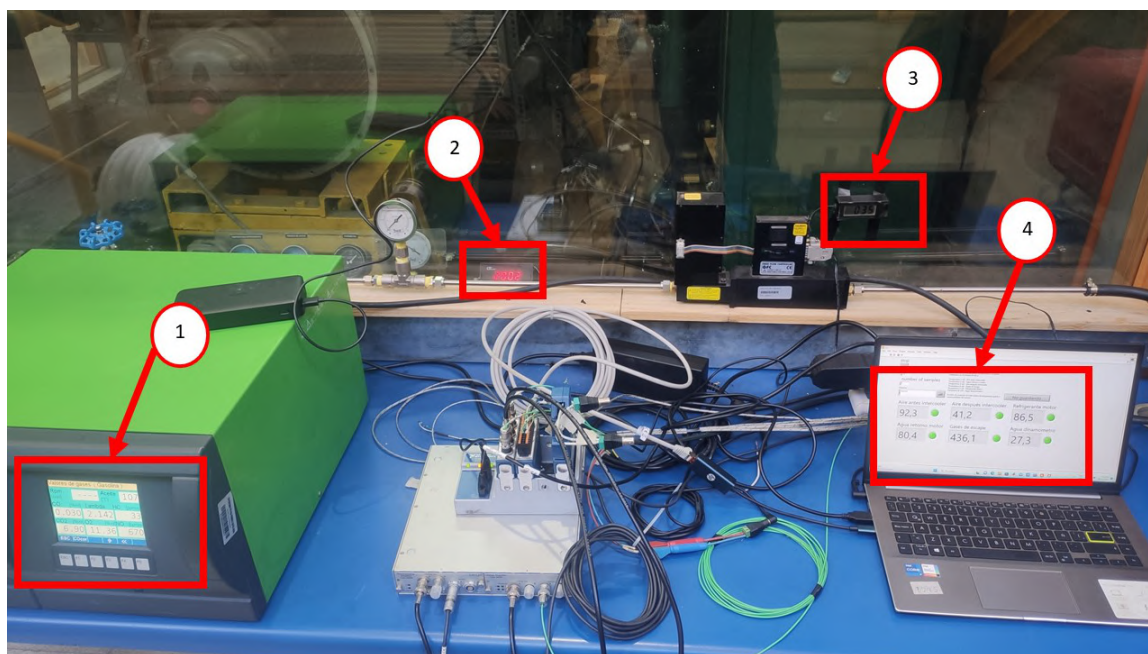


Figura 4.17: Ejemplo de foto para adquirir datos con: (1) Composición de gases de escape, (2) Velocidad de giro, (3) Flujo de gas y (4) Pantalla de temperaturas.

Capítulo 5

Análisis de Resultados

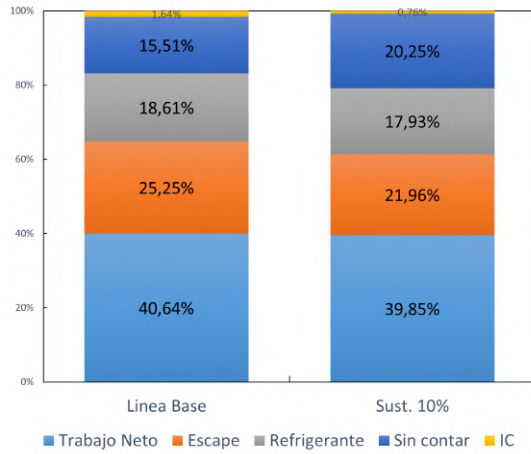
En esta sección se exponen los resultados obtenidos en los balances térmicos y análisis exergéticos realizados tanto para la línea base como para el motor operando de manera dual. Los resultados a continuación se expresan en porcentaje promedio entre los resultados para cada velocidad de giro, carga y sustitución. Todos los resultados obtenidos sin procesar se encuentran en el Anexo B.

5.1. Balances térmicos

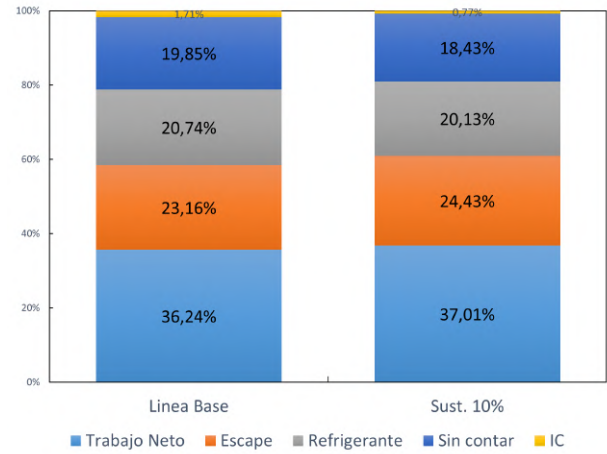
A continuación se presentan los balances térmicos para el motor operando en línea base y de manera dual con diesel y gas natural. Estos son expuestos en gráficos de barras realizados en excel para velocidades de giro de 2000, 2200 y 2400 [rpm], a 100, 80 y 60 % de carga y 0 y 10 % de sustitución energética de gas natural.

5.1.1. Balances a 100 % de carga

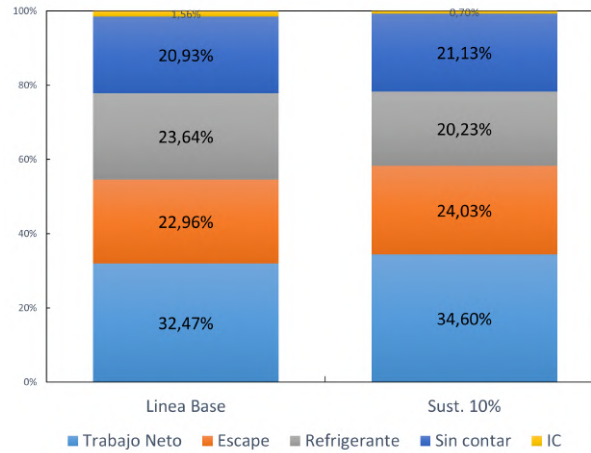
En los gráficos a continuación se observa la distribución de potencia a plena carga tanto de la línea base como con el motor operando de manera dual con gas natural.



(a) Balances a 2000 rpm



(b) Balances a 2200 rpm



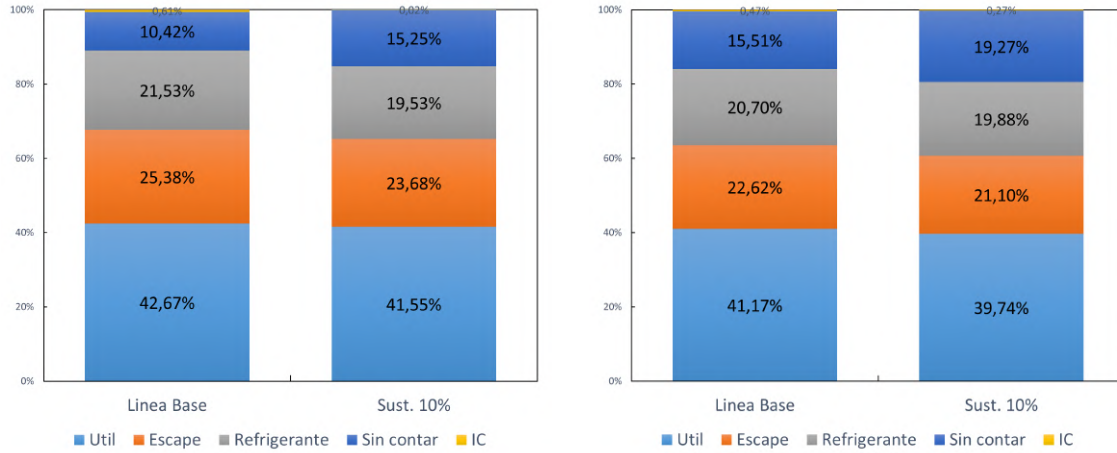
(c) Balances a 2400 rpm

Figura 5.1: Comparación a 100 % de carga.

Se observa en primer lugar que el porcentaje de potencia que se lleva la potencia útil tiende a aumentar con el motor operando a plena carga, esto debido a que, como se mencionó en el Capítulo 3, el gas natural, al estar en estado gaseoso, se quema de mejor manera que un combustible en estado líquido. Luego, se observa también que el calor perdido por transferencia de calor (refrigerante) tiende a disminuir para todas las velocidades de giro. Por último se observa que las pérdidas sin contar tienden a aumentar con el motor operando de manera dual.

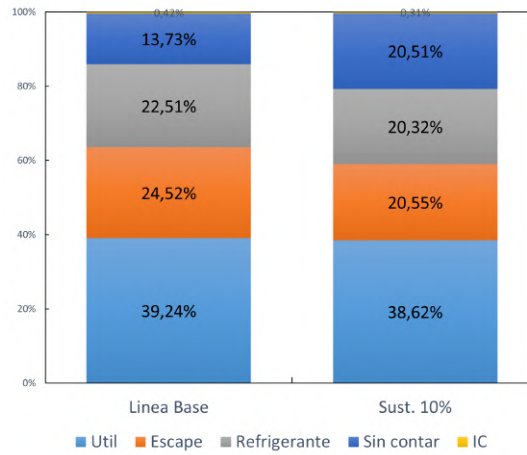
5.1.2. Balances a 80 % de carga

A continuación se presentan los resultados obtenidos de los balances térmicos realizados en el motor operando a 80 % de carga con diesel y de manera dual con gas natural.



(a) Balances a 2000 rpm

(b) Balances a 2200 rpm



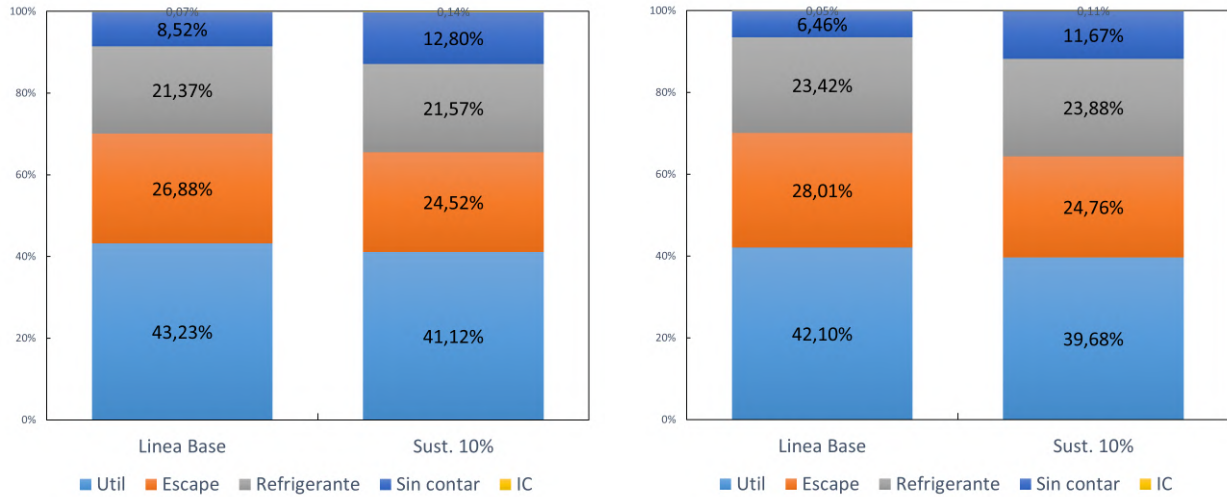
(c) Balances a 2400 rpm

Figura 5.2: Comparación a 80 % de carga.

Se observa que para los tres casos, las pérdidas sin contar aumentan al operar el motor de manera dual. Por otro lado, se observa que la ganancia de las pérdidas sin contar es nivelada con una disminución tanto en el porcentaje que se lleva la potencia útil, el calor perdido por refrigeración, como con el calor perdido por escape sensible.

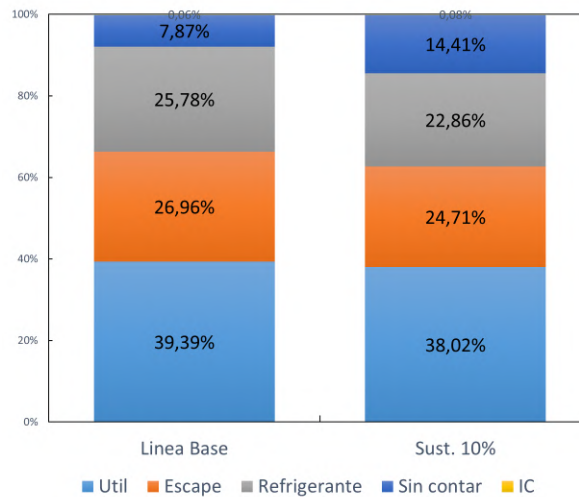
5.1.3. Balances a 60 % de carga

A continuación se presentan los gráficos de los resultados obtenidos de los experimentos realizados al operar el motor a 60 % de carga con diesel y de manera dual con gas natural.



(a) Balances a 2000 rpm

(b) Balances a 2200 rpm



(c) Balances a 2400 rpm

Figura 5.3: Comparación a 60 % de carga.

En donde se observa que sucede lo mismo que con el motor operando a 80 % de carga. Las pérdidas sin contar aumentan, mientras que los porcentajes de la potencia útil, pérdidas de calor por refrigeración y escape sensible disminuyen.

5.2. Balances de exergía

5.2.1. Balances de exergía a 100 % de carga

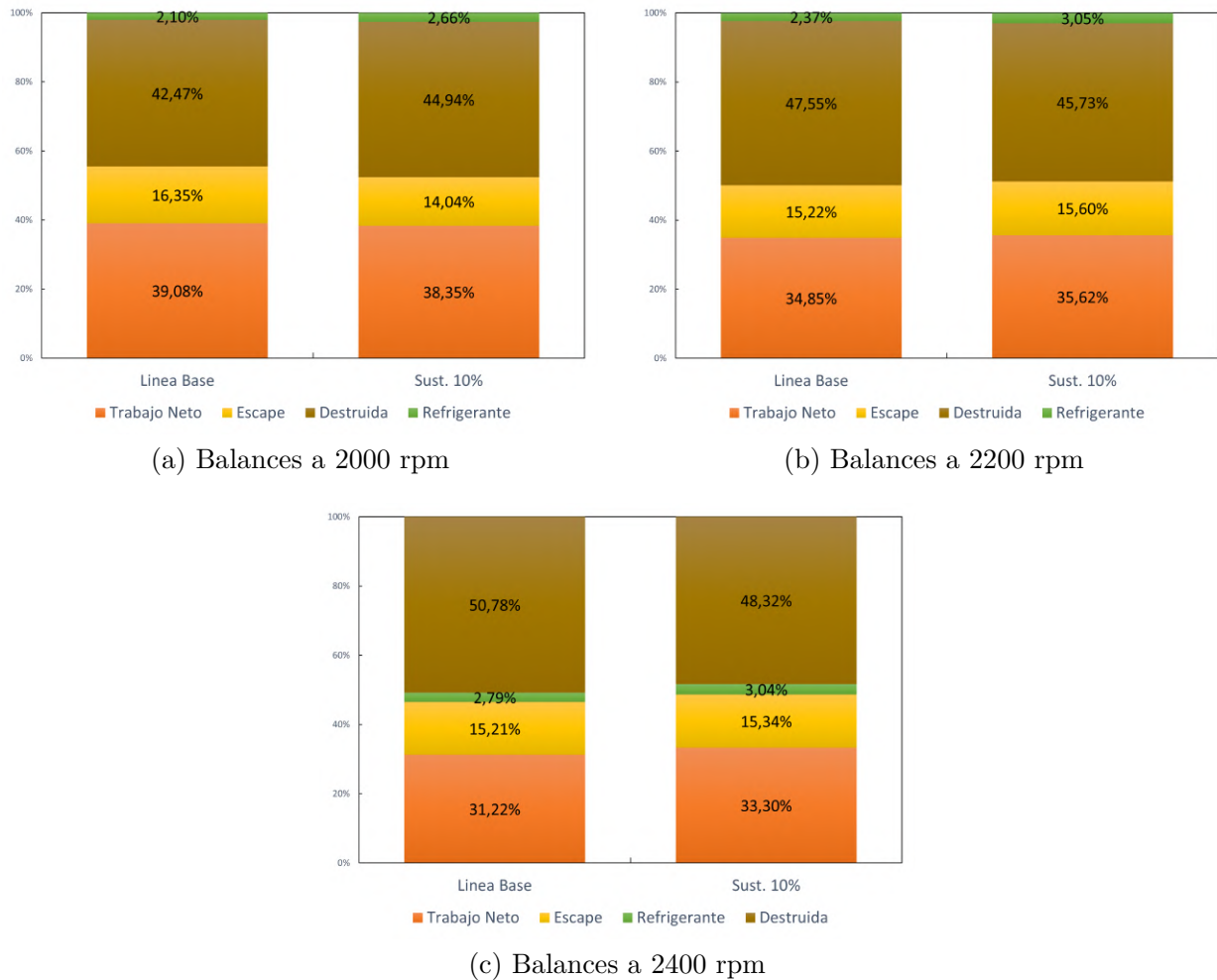
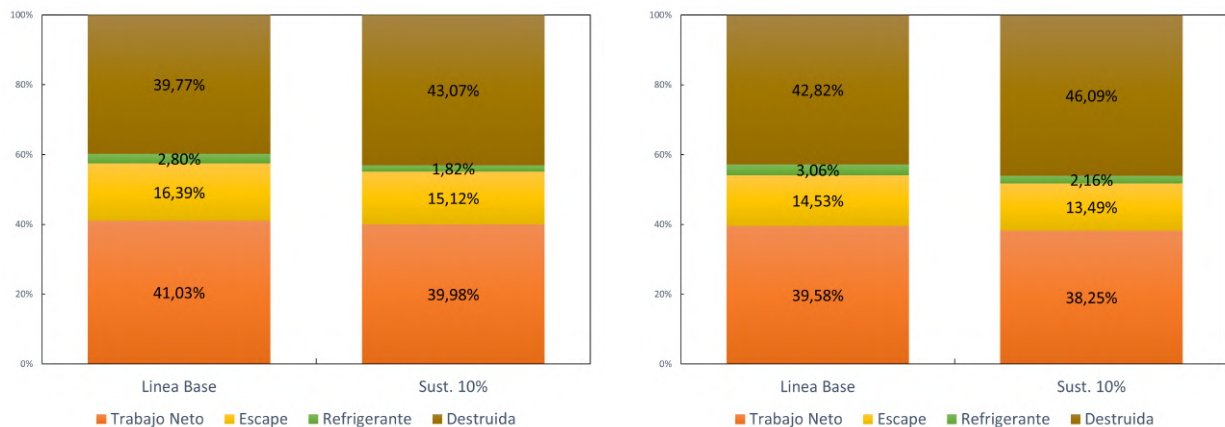


Figura 5.4: Comparación a 100 % de carga.

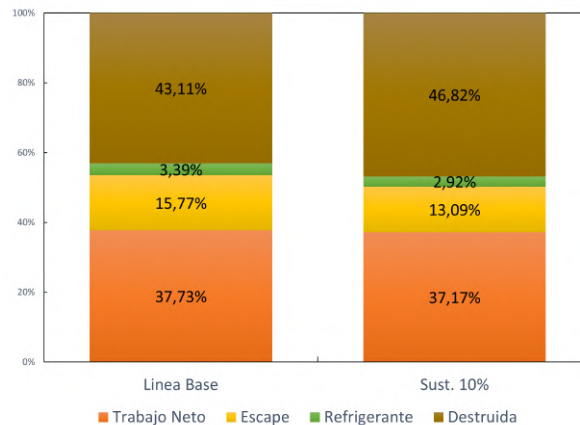
En cuanto a los balances de exergía se observan valores similares a los expuestos en el estado del arte. Se observa que a 100 % de carga hay un comportamiento similar al del balance térmico, en donde la disponibilidad en el refrigerante tiende a aumentar, junto con la exergía del trabajo neto. Caso contrario, al operar el motor de manera dual con diesel y gas natural, se observa que la destrucción de exergía tiende disminuir, es decir, que las irreversibilidades tienden a disminuir al inyectar el gas.

5.2.2. Balances de exergía a 80 % de carga



(a) Balances a 2000 rpm

(b) Balances a 2200 rpm



(c) Balances a 2400 rpm

Figura 5.5: Comparación a 80 % de carga.

Con el motor operando a 80 % de carga se observa que la exergía de trabajo neto tiende a disminuir para los tres casos de velocidad de giro, al igual que la disponibilidad en el escape y el refrigerante. Por otro lado, al contrario que con el motor operando a 100 % de carga, la destrucción de exergía tiende a aumentar cuando se opera el motor de manera dual.

5.2.3. Balances de exergía a 60 % de carga

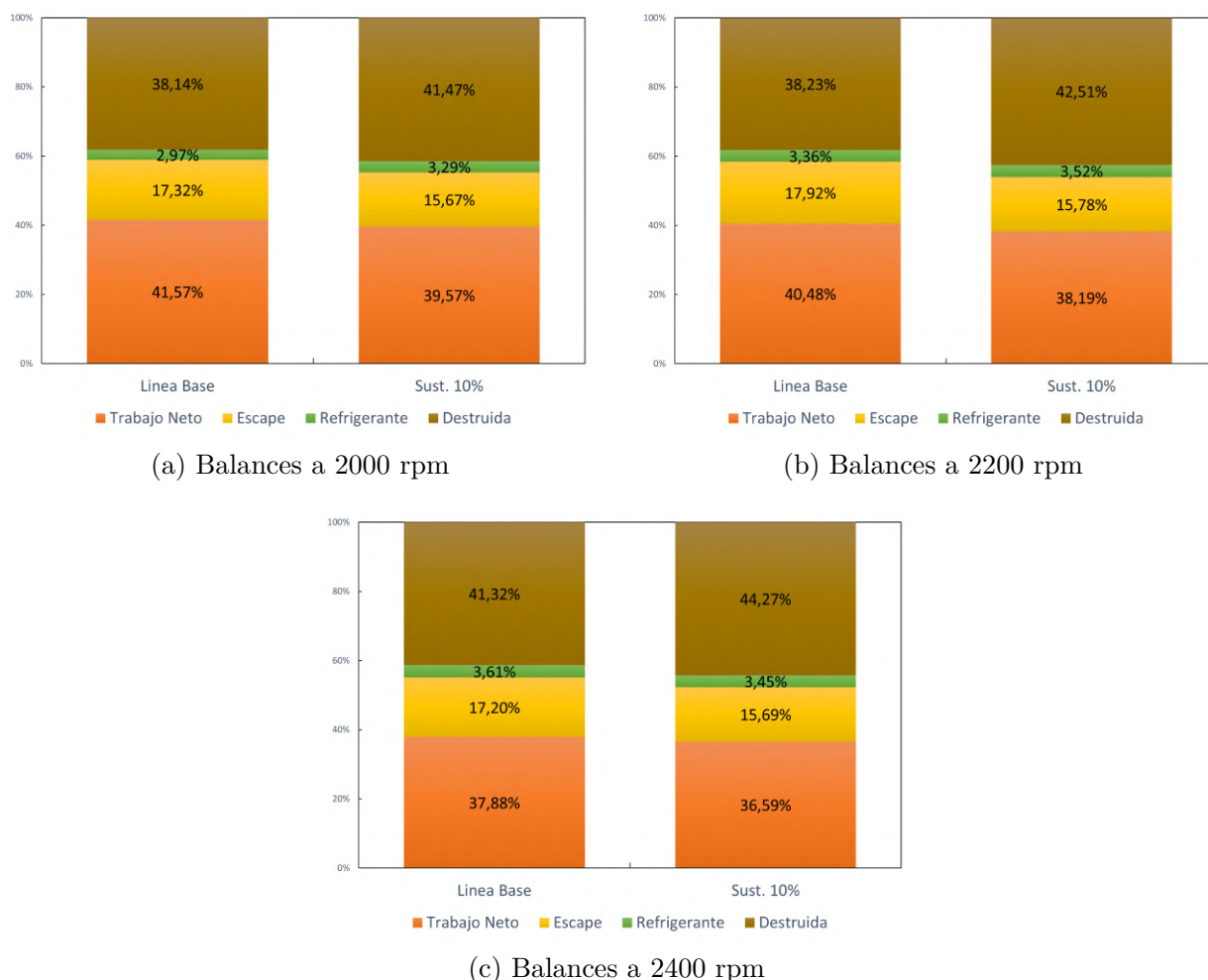


Figura 5.6: Comparación a 60 % de carga.

Por último, cuando el motor opera a 60 % de carga, se observa el mismo comportamiento que con el motor operando a 80 % de carga, en donde, tanto la exergía del trabajo neto, como la disponibilidad en el escape y el refrigerante tienden a disminuir y la destrucción de exergía tiende a aumentar.

5.3. Parámetros de desempeño

5.3.1. Consumo específico de combustible (SFC)

A continuación se presentan los resultados obtenidos al graficar el consumo específico de combustible (*SFC*).

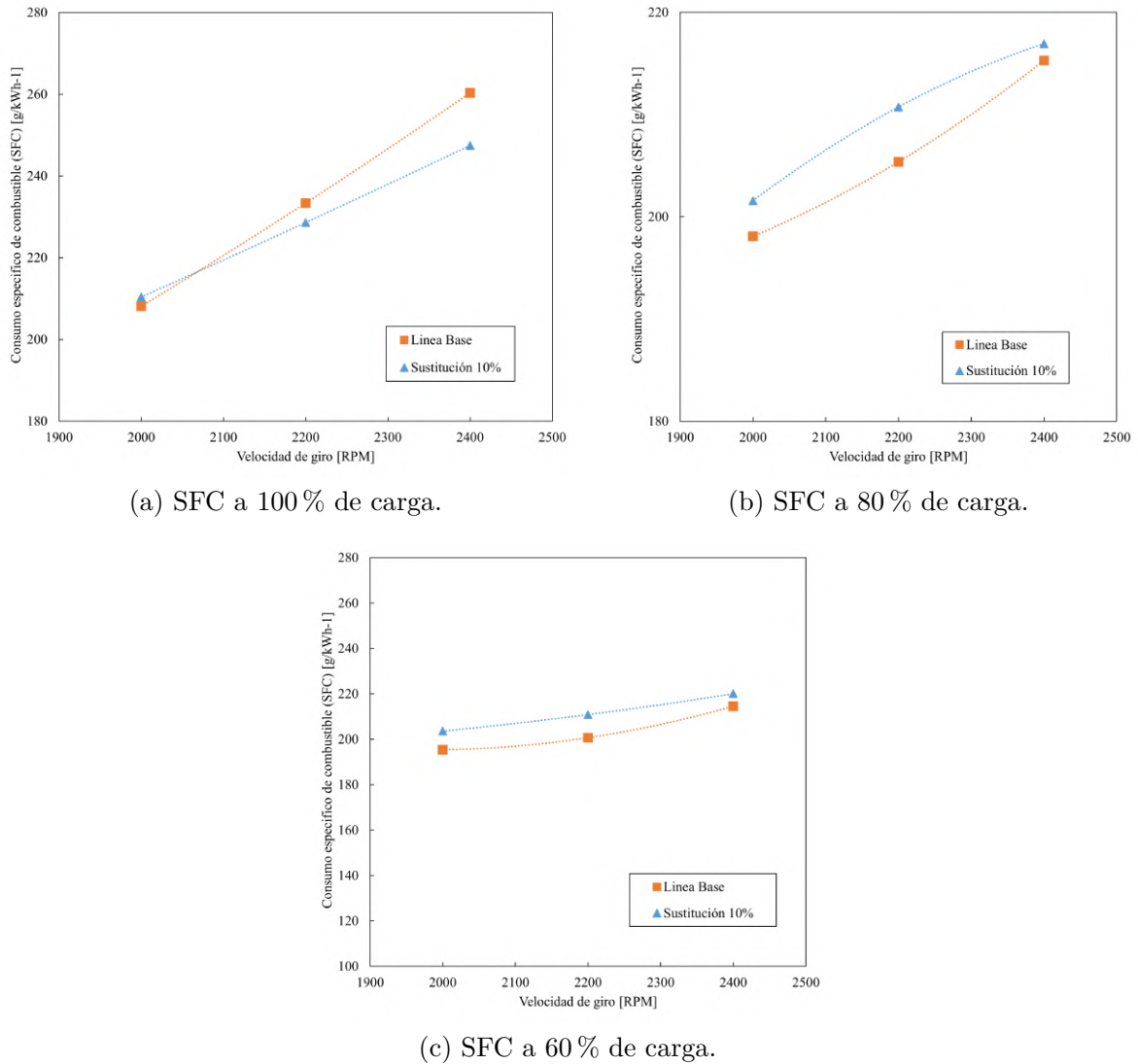


Figura 5.7: Consumo específico de combustible en distintos niveles de carga.

De los gráficos es posible observar que el consumo específico de combustible disminuye a plena carga, es decir, que el motor utiliza menos combustible para producir la misma potencia, esto puede ser debido a un mayor poder calorífico inferior del gas natural. Por otro lado, también es posible observar que el consumo específico de combustible aumenta en cargas parciales, esto puede deberse a que el motor no es capaz de quemar de buena manera el combustible de sustitución que se le está inyectando.

5.3.2. Eficiencia volumétrica (η_V)

A continuación se presentan los gráficos de la eficiencia volumétrica calculada en los experimentos.

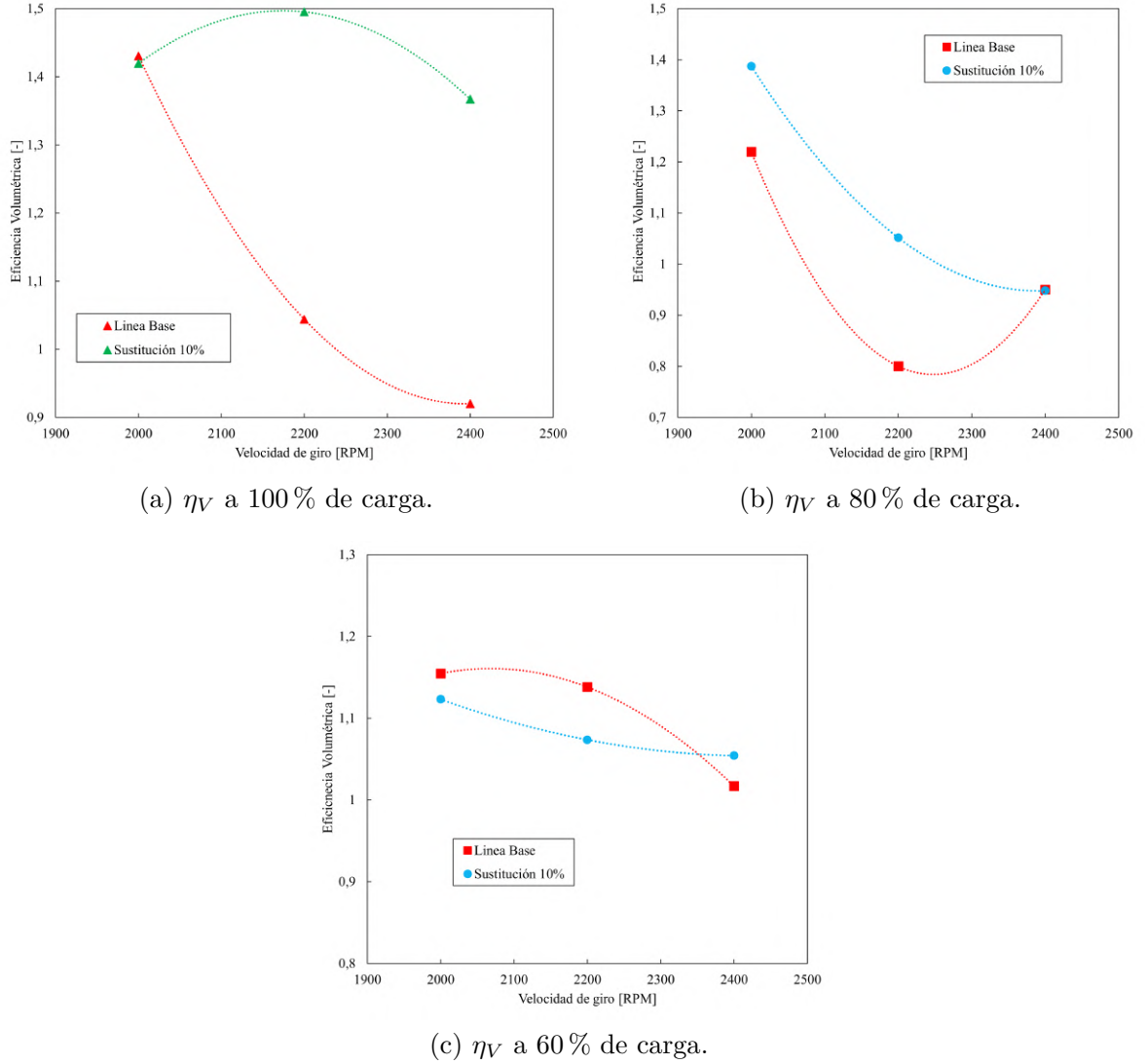
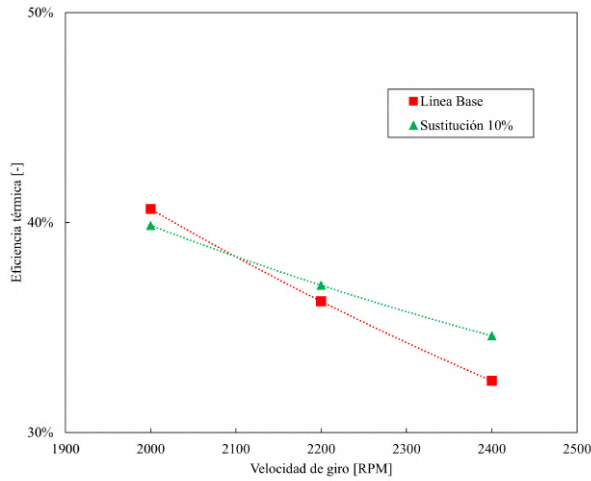


Figura 5.8: Eficiencia volumétrica en distintos niveles de carga y sustitución.

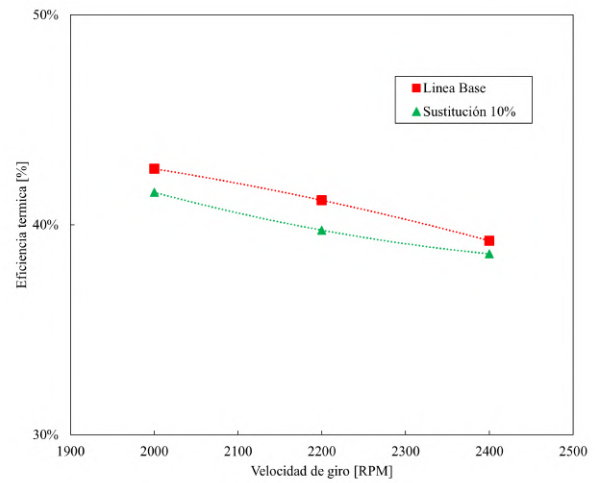
En primer lugar se observa que, dado que el motor es de aspiración turbocargado, la eficiencia volumétrica es generalmente mayor a 1, mientras que si fuera de aspiración natural, sería menor [6]. Luego, se observa que cuando el motor opera a altas cargas (100 % y 80 %) la eficiencia volumétrica tiende a aumentar al inyectar gas de sustitución, esto se debe a que la densidad del gas natural es menor que la del aire, por lo que al estar debajo de la división en la ecuación, el valor de la eficiencia volumétrica tenderá a subir. Por otro lado, se observa que a 60 % de carga y menor velocidad de giro, la eficiencia volumétrica es menor al operar de manera dual, mientras que vuelve a ser mayor para 2400 [rpm].

5.3.3. Eficiencia térmica (η_T)

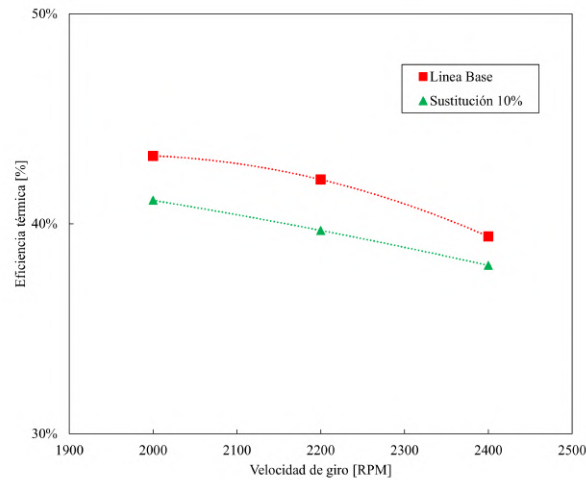
A continuación se presentan los gráficos de eficiencia térmica realizados para el motor operando en línea base y con 10 % de sustitución.



(a) η_T a 100 % de carga.



(b) η_T a 80 % de carga.



(c) η_T a 60 % de carga.

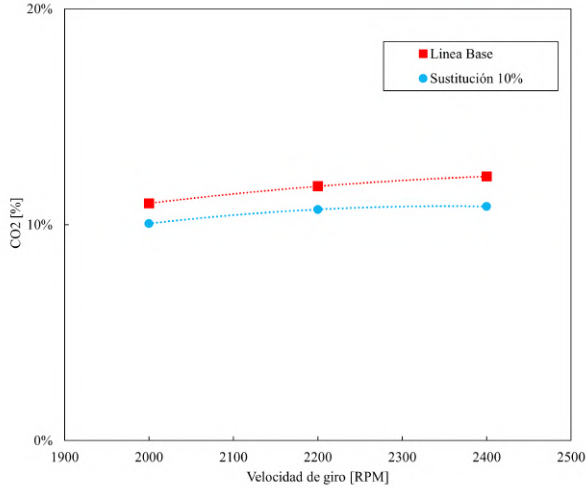
Figura 5.9: Eficiencia volumétrica en distintos niveles de carga.

En donde se observa que para una sustitución energética de 10 % la eficiencia térmica tiende a disminuir, esto puede ser debido a que, pese a que la potencia útil que es capaz de suministrar el motor con sustitución es mayor (entre 5 y 10 [kW]), también aumenta el calor disponible (entre 20 y 50 [kW]), por lo que al hacer la división, esta tiende a disminuir.

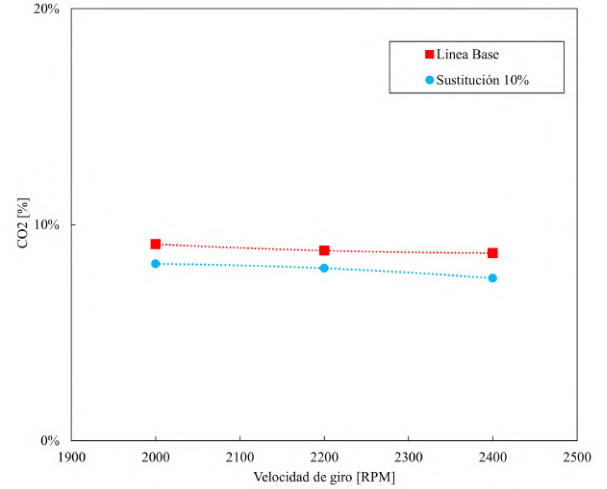
5.4. Emisiones

A continuación se presentan gráficos para las emisiones medidas de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO_2) y óxidos de nitrógeno (NO_X) para el motor operando en línea base y con 10 % de sustitución energética.

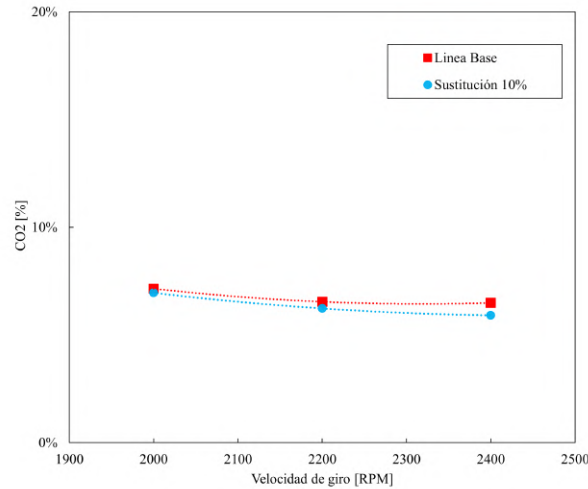
5.4.1. CO_2



(a) CO_2 a 100 % de carga.



(b) CO_2 a 80 % de carga.



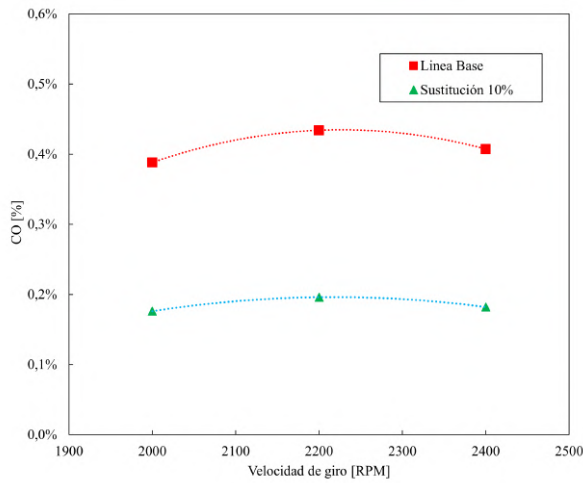
(c) CO_2 a 60 % de carga.

Figura 5.10: Emisiones de CO_2 en distintos niveles de carga y sustitución.

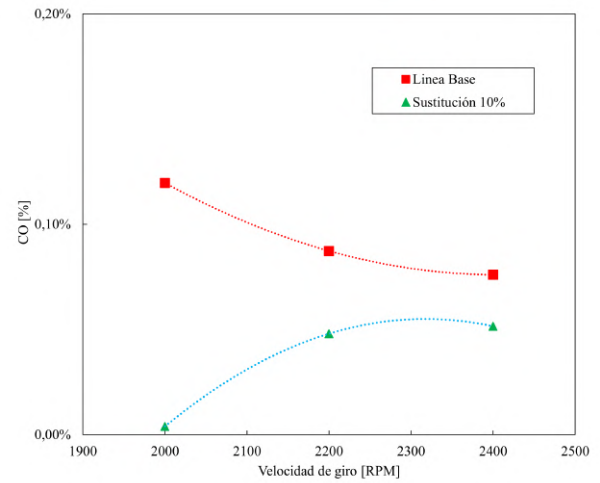
En donde se observa que la sustitución por gas natural ayuda ligeramente en la disminución de emisiones de CO_2 para todas las cargas medidas en el motor y en todas las velocidades de giro.

5.4.2. CO

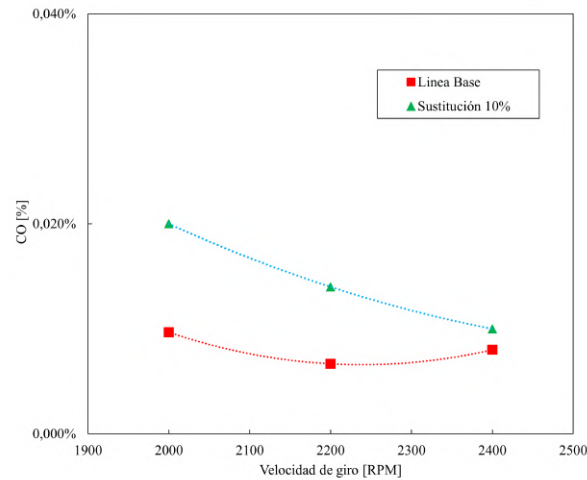
A continuación se exponen los resultados obtenidos de las mediciones de CO .



(a) CO a 100 % de carga.



(b) CO a 80 % de carga.



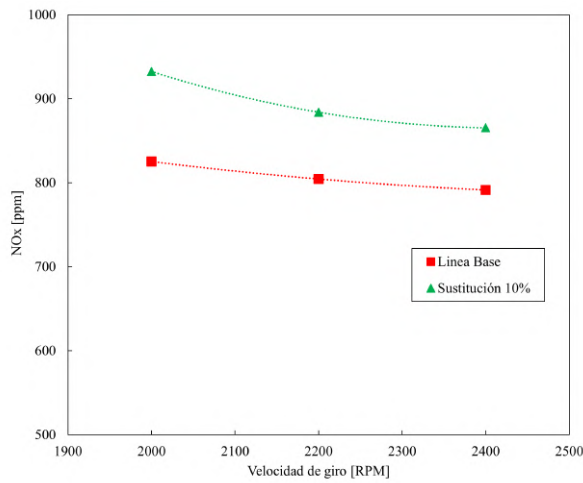
(c) CO a 60 % de carga.

Figura 5.11: Emisiones de CO en distintos niveles de carga y sustitución.

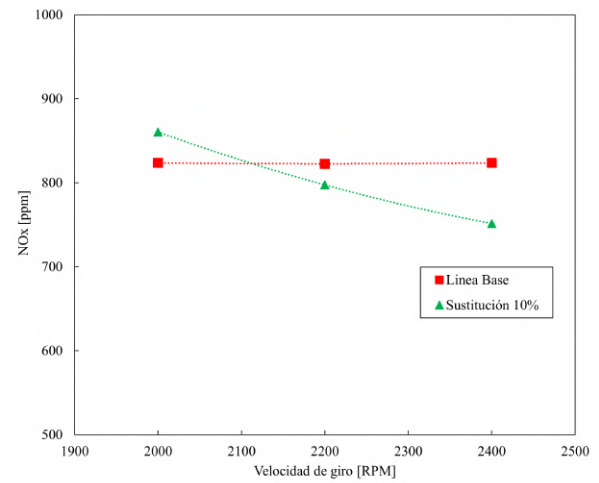
Se observa una gran disminución de monóxido de carbono cuando se inyecta gas natural el motor y se opera en altas cargas. Esto es debido a que el gas ayuda a que el combustible se queme mejor y así disminuir este compuesto. Sin embargo, a 60 % de carga las emisiones de CO son mayores cuando el motor opera de manera dual.

5.4.3. NO_X

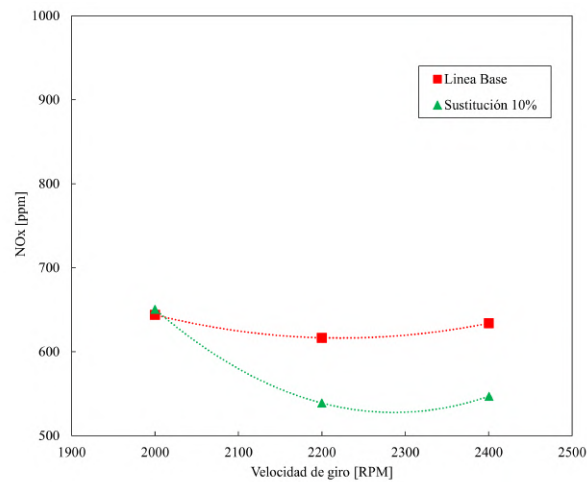
Finalmente se exponen a continuación los resultados obtenidos de la medición de NO_X en los gases de escape.



(a) NO_X a 100 % de carga.



(b) NO_X a 80 % de carga.



(c) NO_X a 60 % de carga.

Figura 5.12: Emisiones de NO_X en distintos niveles de carga y sustitución.

Se observa que a plena carga la adición de gas natural ayuda en la disminución de óxidos de nitrógeno. Sin embargo, cuando el motor opera a cargas bajas se observa que la sustitución de gas de 10 % no hace disminuir de gran manera las emisiones de este compuesto.

5.5. Comparación

Finalmente, a modo de resumen se exponen las diferencias relativas de los resultados expuestos anteriormente. En donde, los colores simbolizan si cada parámetro mejoró o empeoró, por ejemplo, el consumo específico de combustible es mejor que baje, pero la eficiencia térmica es mejor si este valor incrementa.

N [RPM]	Carga	Sust [%]	Energía					Exergía			
			W_{util}	Q_{esc}	Q_{ref}	Q_{IC}	Q_{un}	E_W	E_{esc}	E_{ref}	E_{dest}
2000	100%	10%	-1,9%	-13,0%	-3,6%	-53,4%	30,6%	-1,9%	-14,1%	26,5%	5,8%
2200	100%	10%	2,1%	5,5%	-2,9%	-55,3%	-7,1%	2,2%	2,5%	28,3%	-3,8%
2400	100%	10%	6,6%	4,7%	-14,4%	-54,9%	0,9%	6,7%	0,8%	9,0%	-4,8%
2000	80%	10%	-2,6%	-6,7%	-9,3%	-96,3%	46,3%	-2,5%	-7,8%	-35,2%	8,3%
2200	80%	10%	-3,5%	-6,7%	-4,0%	-42,9%	24,3%	-3,4%	-7,1%	-29,4%	7,6%
2400	80%	10%	-1,6%	-16,2%	-9,7%	-25,9%	49,3%	-1,5%	-17,0%	-13,9%	8,6%
2000	60%	10%	-4,9%	-8,8%	1,0%	110,9%	50,2%	-3,4%	-8,8%	-4,3%	7,1%
2200	60%	10%	-5,8%	-11,6%	2,0%	119,8%	80,6%	-5,7%	-11,9%	4,6%	11,2%
2400	60%	10%	-3,5%	-8,4%	-11,3%	43,4%	83,1%	-3,4%	-8,8%	-4,3%	7,1%

Figura 5.13: Diferencias relativas en energía y exergía al operar el motor con 10 % de sustitución energética.

Como se mencionó en su sección, la energía y exergía presentan la misma tendencia de aumento y disminución. Las pérdidas de calor por escape sensible tienden a disminuir hasta un 14 % con el motor operando a plena carga y hasta 16 % con el motor operando a cargas parciales. Sin embargo, las pérdidas sin contar mencionadas en el marco teórico tienden a aumentar cuando el motor opera de manera dual, esto puede ser debido a que hay cierta parte del gas natural que el motor no es capaz de quemar de manera correcta y que no pueden ser contabilizados como combustión incompleta. Esto puede deberse a que se utilizó un nivel de sustitución muy bajo respecto a los documentos expuestos en el estado del arte.

N [rpm]	Carga	Sust [%]	Desempeño			Emisiones		
			SFC	η_T	η_V	CO	CO_2	NO_x
2000	100%	10%	1,1%	-1,9%	-0,8%	-54,6%	-8,5%	13,0%
2200	100%	10%	-2,0%	2,1%	43,2%	-54,8%	-9,1%	9,9%
2400	100%	10%	-4,9%	6,6%	48,6%	-55,3%	-11,4%	9,3%
2000	80%	10%	1,8%	-2,6%	13,8%	-96,7%	-10,1%	4,5%
2200	80%	10%	2,6%	-3,5%	31,4%	-45,0%	-9,3%	-3,1%
2400	80%	10%	0,8%	-1,6%	-0,2%	-32,2%	-13,5%	-8,8%
2000	60%	10%	4,2%	-4,9%	-2,7%	106,9%	-2,7%	1,0%
2200	60%	10%	5,1%	-5,8%	-5,7%	110,0%	-4,8%	-12,6%
2400	60%	10%	2,6%	-3,5%	3,7%	25,0%	-8,9%	-13,7%

Figura 5.14: Diferencias relativas en desempeño y emisiones al operar el motor con 10 % de sustitución energética.

En cuanto a las emisiones y desempeño del motor se observan tendencias similares a las expuestas en el Capítulo 2 de esta memoria. Las emisiones de dióxido y monóxido de carbono tienden a disminuir cuando el motor opera en altas cargas pese al bajo nivel de sustitución energética.

En los parámetros de desempeño considerados los cálculos se observa que, al igual que en el estado del arte, que el consumo específico de combustible tiende a aumentar cuando se le es inyectado gas al motor entre un 2,6 % a 80 % de carga hasta un 5 % con el motor operando a 6 % de carga, pero este disminuye cuando el motor es operado a altas cargas. En cuanto a la eficiencia volumétrica esta tiende a aumentar con el motor operando de manera dual respecto de la línea base establecida, mientras que la eficiencia térmica aumenta a altas cargas, pero tiende a disminuir con el motor operando en cargas parciales hasta en 5,7 % a 60 % de carga.

Dado los resultados expuestos anteriormente, se observa que en cuanto a emisiones y desempeño del motor se cumple el mismo comportamiento que el expuesto en el estado del arte.

Capítulo 6

Conclusiones

A continuación, se presentan las conclusiones generales y específicas de los resultados obtenidos luego de los experimentos realizados en el motor operando con diesel y de manera dual con gas natural. De estos se concluye que:

- El flujómetro utilizado para medir el aire entrante al motor no posee el caudal de funcionamiento necesario para este, por lo que el motor a plena carga opera con cargas ricas en combustible con valores de ϕ entre 0,7 y 0,8, por lo que se recomendó un flujómetro para reemplazarlo.
- Del estado del arte se observa que para niveles de sustitución energética altos (cerca al 50 %), el gas natural tiende a disminuir las emisiones contaminantes y nocivas, como también ayudar en mejorar el desempeño del motor, aumentando la eficiencia térmica y volumétrica. En cuanto a la energía y exergía este ayuda a utilizar de mejor manera la potencia que se utiliza por lo que aumenta la eficiencia de combustión y eficiencia exergética.
- En cuanto a parámetros de desempeño se concluye que a niveles bajos de sustitución el gas natural ayuda a aumentar (η_T) la eficiencia térmica cuando el motor opera a plena carga (hasta 6,57 % con el motor operando a 2400 [rpm]). Sin embargo esta tiende a disminuir a cargas parciales desde 2,63 % a 2000 [rpm] y 80 % de carga, hasta 5,75 % a 2200 [rpm] y 60 % de carga. Además tiende a aumentar la eficiencia volumétrica, dado que el gas natural al tener una menor densidad del aire hace que este entre más masa de aire al motor para la cantidad de combustible suministrada.
- Para el consumo específico de combustible sucede el mismo caso que en la eficiencia térmica. El valor de este disminuye cuando el motor opera a plena carga hasta 5 %, pero aumenta cuando el motor opera en cargas parciales.
- Las emisiones del motor medidas en esta memoria tienden a mejorar cuando el motor se opera de manera dual. En cuanto a dióxido de carbono (CO_2), el valor de este tiende a disminuir para todas las cargas, en todas las velocidades de giro. Esta disminuye hasta 11,36 % a plena carga respecto a la línea base y hasta 8,9 % a 60 % de carga.

- Las emisiones de monóxido de carbono tienden a disminuir casi hasta en 55,3 % a plena carga, esto dado que el motor quema de mejor manera el combustible. Sin embargo, estas emisiones tienden a aumentar con el motor operando a 60 % de carga hasta casi el doble del valor de la línea base.
- El balance térmico presenta grandes disminuciones del motor operando de manera dual respecto a la línea base en cuando a pérdidas por combustión incompleta cuando el motor opera a 80 y 100 % de carga, sin embargo, estas tienden a disminuir con el motor operando a 60 % de carga. Las pérdidas de calor por escape sensible y por refrigeración disminuyen entre un 13 % para el escape con el motor operando a plena carga y hasta 11 % a 16 % con el motor operando a 60 % y 80 % de carga respectivamente. Y para el refrigerante desde un 14 % con el motor operando a plena carga y hasta 9 % y 14 % para el motor operando a 80 % y 60 % de carga.
- También se observan mismos comportamientos para la distribución de exergía del sistema, en donde disminuye la disponibilidad en el escape desde 14 % con el motor operando a plena carga, hasta un 17 % con el motor operando a 80 % de carga. En cuanto a la exergía destruida esta tiende a aumentar con el motor operando de manera dual de un 5 % con el motor operando a plena carga, hasta un 11 % con el motor operando a 60 % de carga.
- Por último, se deja como producto de esta memoria una hoja de cálculo en Excel que realiza todos los cálculos expuestos en esta memoria, junto con los gráficos presentados en el capítulo 5 de manera automática.

Capítulo 7

Trabajos Futuros y Recomendaciones

En esta sección se exponen diferentes tipos de recomendaciones para futuros trabajos en el motor, específicamente para las mediciones realizadas durante esta memoria.

7.1. Flujómetro de aire

En primer lugar, el flujómetro de la Figura 4.3 es incapaz de medir el aire que succiona el motor cuando este opera a plena carga. Esto es posible apreciar, dado que los experimentos previos a los expuestos en esta memoria, se observa que la el λ (razón entre la relación aire-combustible con la relación aire-combustible estequiométrica) es menor a 1 en dos de las velocidades de giro (N) utilizadas. Esto se puede observar en la Tabla 7.1.

Tabla 7.1: Relación aire-combustible a 100 % de carga.

Velocidad de giro [rpm]	$\dot{m}_{aire}$ [kg/s]	$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	AFR [-]	λ
2000	0,1230	0,0081	15,22	1,05
2200	0,1043	0,0087	11,95	0,82
2400	0,1003	0,0096	10,47	0,72

En cambio, los valores de la relación aire-combustible con el motor operando a 80 % cargar son:

Tabla 7.2: Relación aire-combustible a 80 % de carga.

Velocidad de giro [rpm]	$\dot{m}_{aire}$ [kg/s]	$\dot{m}_{comb}$ [kg/s]	AFR [-]	λ
2000	0,1089	0,0066	16,63	1,14
2200	0,1042	0,0065	16,10	1,11
2400	0,1087	0,0062	17,79	1,22

Considerando que la relación aire-combustible estequiométrica para un motor diesel es de aproximadamente 14,5 [6] y que estos generalmente operan es mezclas pobres en combustible, se concluye que el aire que deja pasar el flujómetro hacia el motor es insuficiente para que este opere de manera correcta. Es por esto, que se recomienda la compra de un flujómetro como el de la Figura 7.1. Un flujómetro magnético Testo 6456.



Figura 7.1: Flujómetro de aire Testo 6456.

7.2. Termocuplas

En cuanto a las termocuplas, la recomendación consiste en el cambio de lugar de la termocupla que capta la temperatura de entrada del agua de refrigeración en el motor (Figura 7.2). Esto dado que es probable que el agua sufra una pequeña caída de temperatura previa a la entrada al motor.

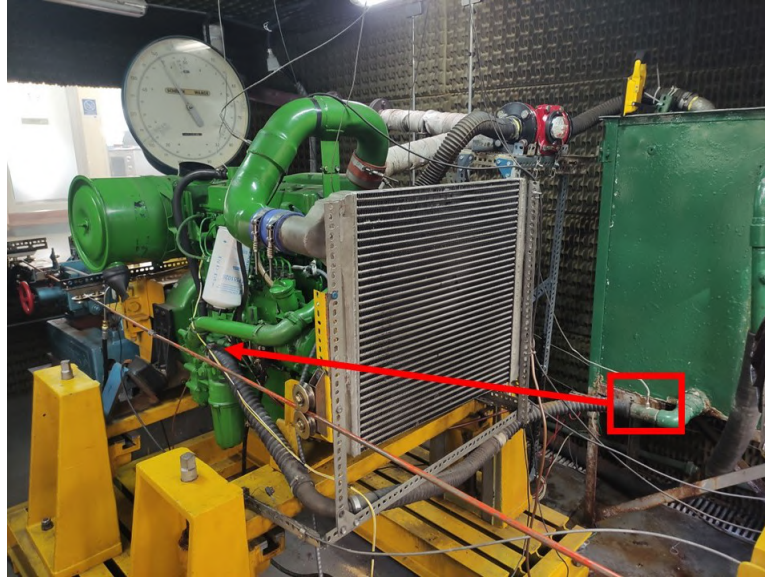


Figura 7.2: Reubicación de termocupla de $T_{ref,in}$.

En la imagen anterior es posible observar igualmente el nuevo lugar en donde es posible reubicar la termocupla mencionada.

7.3. Refrigerante

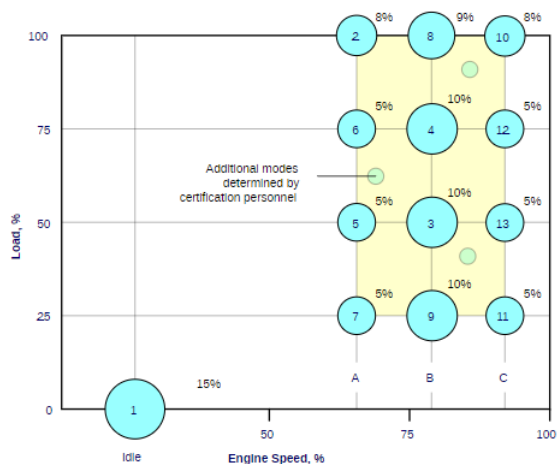
La última recomendación tiene que ver con el tiempo que se demora en operar el flujómetro de refrigerante. Para que este se comience a mover, el flujo de refrigerante en el motor debe ser superior a $0,3 [m^3/s]$, esto se logra cuando la temperatura de entrada de refrigerante al motor ($T_{ref,in}$) es superior a $30 [^{\circ}C]$ aproximadamente. Es por esto por lo que se recomienda la compra de una resistencia eléctrica para precalentar el agua (similar a las utilizadas en termos de agua caliente para edificios), dado que en días de invierno o en horas de la mañana, la temperatura del agua es menor a $15 [^{\circ}C]$ y tarda un buen tiempo en calentar. La resistencia recomendada se observa en la Figura 7.3.



Figura 7.3: Resistencia eléctrica.

7.4. Método de los 13 modos

El método de los 13 modos o European Stationary Cycle es un procedimiento de estado transiente utilizado para caracterizar las emisiones de un motor. En este se opera un motor en distintas cargas a distintas velocidades de giro durante un tiempo determinado (Figura 7.4. Se deja como recomendación ver la factibilidad de aplicación y la aplicación misma de este método para la realización de balances energéticos y análisis exergéticos.



Mode	Engine Speed	Load, %	Weight, %	Duration
1	Low idle	0	15	4 minutes
2	A	100	8	2 minutes
3	B	50	10	2 minutes
4	B	75	10	2 minutes
5	A	50	5	2 minutes
6	A	75	5	2 minutes
7	A	25	5	2 minutes
8	B	100	9	2 minutes
9	B	25	10	2 minutes
10	C	100	8	2 minutes
11	C	25	5	2 minutes
12	C	75	5	2 minutes
13	C	50	5	2 minutes

(a) Tabla de modos de operación.

(b) Gráfica de modos de operación.

Figura 7.4: Freno dinamométrico utilizado y esquema de montaje.

Bibliografía

- [1] Najem, N. M. A., “Energy-exergy analysis of a diesel engine,” Heat Recovery Systems and CHP, 1991, [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(92\)90021-9](https://doi.org/10.1016/0890-4332(92)90021-9).
- [2] Caliskan, H., “Exergy analysis of engines fuelled with biodiesel from high oleic soybeans based on experimental values,” International Journal of Exergy, 2010, <https://doi.org/10.1016/j.joei.2020.01.024>.
- [3] Gharehghani, A., “Experimental investigation of thermal balance of a turbocharged si engine operating on natural gas,” Applied Thermal Engineering, 2013, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.029>.
- [4] da Costa, Y. J. R., “Energetic and exergetic analyses of a dual-fuel diesel engine,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.04.013>.
- [5] Papagiannakis, R., “Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot diesel fuel and natural gas,” Energy Conversion and Management, 2003, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2004.01.013>.
- [6] Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill Education, 2018.
- [7] Cengel, Y. A., Termodinámica. McGraw-Hill Education, 2019.
- [8] Engineering Toolbox, “Fuels - higher and lower calorific values (heating values),” 2003, https://www.engineeringtoolbox.com/fuels-higher-calorific-values-d_169.html.
- [9] Das, A. K., “Thermal balancing and exergetic performance evaluation of a compression ignition engine fuelled with waste plastic pyrolytic oil and different fuel additives,” Journal of the Energy Institute, 2021, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120629>.
- [10] J., R., “Introducción al motor de combustión interna, transformador de energía, fuente de energía mecánica y calor,” 2011.
- [11] Motasemi, F., “Energy and exergy utilization efficiencies and emission performance of canadian transportation sector,” Energy, 2014, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.09.064>.
- [12] ADE, Engine repair manual ADE 360 series, 1988.
- [13] Apator Powogaz, Operating manual flanged flowmeters DN40-400, 2018.

Anexos

Anexo A. Manual de uso para hoja de cálculo (Excel)

A continuación se presenta un manual de uso y de ubicaciones de resultados y datos de la hoja de cálculo elaborada para esta memoria.

A.1. Ingreso de datos

Para la elaboración de los cálculos realizados son necesarios 3 tipos de datos: Temperaturas, flujos y gases de escape. Todos estos datos se ingresan en la hoja llamada "Datos", de donde excel sacará toda la información para realizar los cálculos y gráficos presentados en el presente documento, ya sean gráficos de barra como tablas de diferencias relativas.

A.1.1. Temperaturas

Las temperaturas ingresadas a la hoja de cálculo son el promedio entre las fotos tomadas al inicio y término de una medición son ingresadas en la sección "Temperaturas" de la hoja llamada "Datos" (Figura A.1).

INGRESAR				
TEMPERATURAS				
Tantes,icoo	Tdps,icoo	Tref,o	Tref,in	Tesc

Figura A.1: Ingreso de temperaturas.

A.1.2. Gases de escape

Luego, de la misma forma que se ingresan las temperaturas, se ingresan los datos de la composición de gases de escape (Figura A.2).

INGRESAR								
GASES DE ESCAPE								
CO2	CO	O2	Nox [ppm]	HC	T, gases pron	Cp, gase	R gases	

Figura A.2: Ingreso de gases.

A.1.3. Flujos

Para los cálculos a realizar se necesita la adquisición de 3 flujos:

A.1.3.1. Flujo de diesel

En primer lugar, el flujo de combustible principal (diesel en este caso) se adquiere mediante un bloc de notas generado por la balanza de la Figura 4.5, este tiene el formato que se observa en la Figura A.3. Al momento de la toma de datos, se debe anotar en el excel la hora de inicio y término del experimento para así tener un valor másico al inicio y final de la prueba, para luego dividirlo en el tiempo que tardó la medición y obtener el flujo.

```

Registro Másico de combustible a intervalos fijos de tiempo
Ensayo número      :282
Marca Motor       :MERCEDES BENZ
Modelo Motor      :OM366-LA
Número de serie   :
Potencia del Motor:
RPM del Motor     :
Comentario :
Intervalo entre muestras :1 Segundos
Fecha y hora de inicio del ensayo :18-10-2023 9:10:32

Tiempo de Muestra (seg)  Peso (Kg)      Hora de la muestra
0      24,399            18-10-2023 9:10:32
1      24,395            18-10-2023 9:10:33
2      24,395            18-10-2023 9:10:34
3      24,395            18-10-2023 9:10:35
4      24,390            18-10-2023 9:10:36
5      24,390            18-10-2023 9:10:37
6      24,390            18-10-2023 9:10:38
7      24,390            18-10-2023 9:10:39
8      24,382            18-10-2023 9:10:40
9      24,374            18-10-2023 9:10:41
10     24,372            18-10-2023 9:10:42

```

Figura A.3: Bloc de notas generado por balanza de combustible.

Luego, el flujo del aire es adquirido grabando el flujómetro de la Figura 4.3. Se toma el instante inicial y final de la grabación y se divide la cantidad de flujo que pasa por el tiempo tomado. Finalmente, el valor del flujo es calculado de manera instantánea en relación con la densidad de este obtenida por las condiciones ambientales.

Finalmente, el flujo de refrigerante es adquirido mediante la grabación de la pantalla expuesta del flujómetro, se graba durante toda la toma de datos (1 minuto app.) y luego mediante un programa editor de videos se observa el tiempo transcurrido para cierta cantidad de volumen. Finalmente, dada la temperatura ingresada, la hoja de cálculo calculará automáticamente el valor de flujo en [kg/s] (Figura A.5).

INGRESAR									
FLUJO REFRIGERANTE									
T _{ref,pro}	Volume	Tiempo ini	Tiempo fin	Tiempo	Tiempo s	Flujo [lt/	Rho [kg/	Flujo [kg/s]	Cp,ref [kJ/

Figura A.4: Ingreso de datos para flujo de refrigerante.

A.2. Gráficos entregados

Luego, el excel está preparado para realizar gráficos para 3 niveles de sustitución y 3 cargas, modificables en las siguientes páginas:

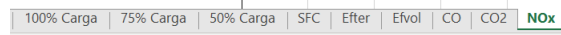
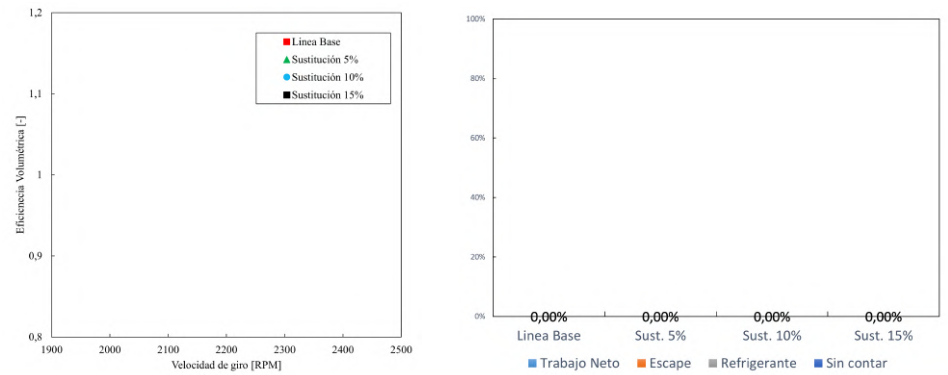


Figura A.5: Páginas de gráficos.

En estas, se graficará de manera automática en gráficos de barra la distribución de energía (balance térmico) y de exergía (disponibilidad) (Figura A.6.b). En las páginas siguientes, se grafica los parámetros de desempeño y emisiones (A.6.a).



(a) Gráficos de desempeño y emisiones.

(b) Gráficos de barra para energía y exergía.

Figura A.6: Gráficos entregados por excel.

Finalmente, la hoja de cálculo también realiza una comparación de las diferencias relativas que tienen los distintos niveles de sustitución energética respecto de la línea base y entrega una tabla comparativa tanto para energía y exergía (Figura A.7), como para emisiones y parámetros de desempeño (Figura A.8).

N [RPM]	Carga	Sust [%]	Energía					Exergía			
			W_{util}	Q_{esc}	Q_{ref}	Q_{ic}	Q_{un}	E_W	E_{esc}	E_{ref}	E_{dest}
2000	100%	10%	-1.9%	-13.0%	-3.6%	-53.4%	-20.6%	-1.9%	-14.1%	26.5%	5.8%
2200	100%	10%	2.1%	5.5%	-2.9%	-55.3%	-7.1%	2.2%	2.5%	28.3%	3.8%
2400	100%	10%	6.6%	4.7%	-14.4%	-54.9%	0.9%	6.7%	0.8%	9.0%	-4.8%
2000	80%	10%	-2.6%	-6.7%	-9.3%	-96.3%	-36.3%	-2.5%	-7.8%	-35.2%	8.3%
2200	80%	10%	-2.5%	-6.7%	-4.0%	-11.9%	-14.3%	-3.4%	-7.1%	-29.9%	7.6%
2400	80%	10%	-1.6%	-16.2%	-9.7%	-15.9%	-49.3%	-1.5%	-17.0%	-1.1%	8.6%
2000	60%	10%	-4.9%	-8.8%	1.0%	110.9%	50.2%	-3.4%	-8.8%	-4.1%	7.1%
2200	60%	10%	-5.8%	-11.6%	2.0%	119.8%	80.6%	-5.7%	-11.9%	4.6%	11.2%
2400	60%	10%	-3.5%	-8.4%	-11.3%	43.4%	83.1%	-3.4%	-8.8%	-4.1%	7.1%

Figura A.7: Diferencias relativas de energía y exergía.

N [rpm]	Carga	Sust [%]	Desempeño			Emisiones		
			SFC	η_T	η_P	CO	CO_2	NO_x
2000	100%	10%	1.1%	-1.9%	-0.8%	-54.6%	-8.5%	13.0%
2200	100%	10%	-2.0%	2.1%	43.2%	-54.8%	-9.1%	9.9%
2400	100%	10%	-4.9%	6.6%	48.6%	-55.3%	-11.4%	9.3%
2000	80%	10%	1.8%	-2.6%	13.8%	-96.7%	-10.1%	4.5%
2200	80%	10%	2.6%	-3.5%	31.4%	-45.0%	-9.3%	-3.1%
2400	80%	10%	0.8%	-1.6%	-0.2%	-32.2%	-13.5%	-8.8%
2000	60%	10%	4.2%	-4.9%	-2.7%	106.9%	-2.7%	1.0%
2200	60%	10%	5.1%	-5.8%	-5.7%	110.0%	-4.8%	-12.6%
2400	60%	10%	2.6%	-3.5%	3.7%	25.0%	-8.9%	-13.7%

Figura A.8: Diferencias relativas de emisiones y desempeño.

Anexo B. Resultados completos

A continuación se presentan todos los resultados en las unidades correspondientes a cada parámetro. Las potencias y exergías en [kW], los parámetros de desempeño en [%], salvo el SFC que están en [g/kWh] y las emisiones de gases de escape están en [%] salvo los NOx, que están en [ppm].

B.1. Línea base

RPM	Carg.	Sust.	Q disp [kW]	W util [kW]	Q esc [kW]	Q Ref [kW]	Q ic	Resto [kW]	Pb %	Q escQ	Qref %	Q icQ	Resto %	Parametros de desempeño		
														SFC [g/kW]	η ter	η vol
2000	100%	0%	335,932	129,437	82,387	78,272	6,475	45,836	38,53%	24,52%	23,30%	1,93%	13,64%	219,3	0,38531	1,2007
2000	100%	0%	344,557	143,990	77,649	56,915	4,286	66,002	41,79%	22,54%	16,52%	1,24%	19,16%	202,2	0,41790	1,2773
2000	100%	0%	344,455	143,300	98,772	55,102	5,975	47,281	41,60%	28,67%	16,00%	1,73%	13,73%	203,1	0,41602	1,8137
2200	100%	0%	375,705	129,404	90,282	79,586	6,667	76,433	34,44%	24,03%	21,18%	1,77%	20,34%	245,3	0,34443	1,0109
2200	100%	0%	372,154	137,179	84,487	74,650	6,470	75,838	36,86%	22,70%	20,06%	1,74%	20,38%	229,2	0,36861	1,0142
2200	100%	0%	382,097	143,023	86,934	80,175	6,226	71,965	37,43%	22,75%	20,98%	1,63%	18,83%	225,7	0,37431	1,1071
2400	100%	0%	391,329	123,264	93,325	87,479	6,231	87,261	31,50%	23,85%	22,35%	1,59%	22,30%	268,2	0,31499	0,8816
2400	100%	0%	408,019	132,289	92,065	91,871	5,946	91,794	32,42%	22,56%	22,52%	1,46%	22,50%	260,6	0,32422	0,9141
2400	100%	0%	410,505	137,459	92,214	106,942	6,645	73,890	33,49%	22,46%	26,05%	1,62%	18,00%	252,3	0,33485	0,9648

Figura B.1: Resultados obtenidos para 100 % de carga en línea base.

			GASES DE ESCAPE									
RPM	Carg	Sust	CO2	CO	O2	Nox [ppm]	HC		T, gases proi	Cp, gase	R gase	
2000	100%	0%	11%	0,459%	6%	850	1		343,55	1,1831	0,3010	
2000	100%	0%	10%	0,275%	7%	807	1		292,2	1,1684	0,3013	
2000	100%	0%	12%	0,430%	5%	819	0		283	1,1668	0,3006	
2200	100%	0%	12%	0,459%	4%	791	0		391,05	1,1974	0,3004	
2200	100%	0%	12%	0,440%	5%	818	0		363,6	1,1892	0,3004	
2200	100%	0%	12%	0,403%	5%		0		341,05	1,1827	0,3006	
2400	100%	0%	12%	0,414%	4%	788	1		425,15	1,2070	0,3004	
2400	100%	0%	13%	0,389%	13%	795	0		403,75	1,1955	0,2968	
2400	100%	0%	12%	0,419%	4%		1		377,55	1,1935	0,3003	

Figura B.2: Resultados obtenidos para 100 % de carga en línea base.

RPM	Carg.	Sust.	Q disp [kW]	W util [kW]	Q esc [kW]	Q Ref [kW]	Q ic	Resto [kW]	Pb %	Q escQ	Qref %	Q icQ	Resto %	Parametros de desempeño		
														SFC [g/kW]	η ter	η vol
2000	80%	0%	279,115	116,311	68,554	54,214	2,664	40,037	41,67%	24,56%	19,42%	0,95%	14,34%	202,7	41,67%	112,11%
2000	80%	0%	271,303	114,875	67,178	58,003	1,760	31,247	42,34%	24,76%	21,38%	0,65%	11,52%	199,5	42,34%	114,69%
2000	80%	0%	261,005	114,816	70,013	62,050	0,584	14,126	43,99%	26,82%	23,77%	0,22%	5,41%	192,0	43,99%	139,04%
2200	80%	0%	262,070	110,043	47,546	56,367	1,090	48,114	41,99%	18,14%	21,51%	0,42%	18,36%	201,2	41,99%	12,06%
2200	80%	0%	275,919	108,986	64,131	56,764	1,952	46,038	39,50%	23,24%	20,57%	0,71%	16,69%	213,9	39,50%	95,75%
2200	80%	0%	272,723	114,585	72,238	54,605	0,773	31,295	42,01%	26,49%	20,02%	0,28%	11,48%	201,1	42,01%	132,23%
2400	80%	0%	264,201	104,111	65,170	67,778	1,399	27,141	39,41%	24,67%	25,65%	0,53%	10,27%	214,4	39,41%	91,88%
2400	80%	0%	269,409	105,876	67,134	62,927	1,182	33,472	39,30%	24,92%	23,36%	0,44%	12,42%	215,0	39,30%	94,76%
2400	80%	0%	275,564	107,506	66,061	51,035	0,786	50,963	39,01%	23,97%	18,52%	0,29%	18,49%	216,5	39,01%	98,40%

Figura B.3: Resultados obtenidos para 80 % de carga en línea base.

GASES DE ESCAPE												
RPM	Carg	Sust	CO2	CO	O2	Nox [ppm]	HC	T, gases pro	Cp, gase	R gases		
2000	80%	0%	10%	0,192%	8%	803	0	296,7	1,1690	0,3018		
2000	80%	0%	9%	0,128%	8%	890	1	284,65	1,1656	0,3018		
2000	80%	0%	8%	0,039%	10%	778	1	248,55	1,1554	0,3024		
2200	80%	0%	9%	0,077%	9%	863	1	280,6	1,1640	0,3021		
2200	80%	0%	9%	0,135%	8%	821	1	292,5	1,1675	0,3021		
2200	80%	0%	8%	0,050%	10%	784	0	246,35	1,1546	0,3022		
2400	80%	0%	9%	0,096%	9%	812	0	285,9	1,1654	0,3023		
2400	80%	0%	9%	0,081%	9%	866	1	285,75	1,1654	0,3021		
2400	80%	0%	9%	0,051%	9%	793	0	269,9	1,1610	0,3022		

Figura B.4: Resultados obtenidos para 80 % de carga en línea base.

														Parametros de desempeño		
RPM	Carg.	Sust.	Q disp [kW]	W util [kW]	Q esc [kW]	Q Ref [kW]	Q ic	Resto [kW]	Pb %	Q esc%	Qref %	Q ic%	Resto %	SFC [g/kW]	η ter	η vol
2000	60%	0%	201,702	86,068	53,764	45,965	0,202	15,904	42,67%	26,66%	22,79%	0,10%	7,89%	198,0	0,42671	1,1183
2000	60%	0%	196,375	86,156	52,065	39,847	0,053	18,306	43,87%	26,51%	20,29%	0,03%	9,32%	192,6	0,43873	1,1407
2000	60%	0%	199,334	86,024	54,782	41,895	0,135	16,633	43,16%	27,48%	21,02%	0,07%	8,34%	195,8	0,43156	1,2053
2200	60%	0%	196,020	81,612	54,242	44,440	0,087	15,726	41,63%	27,67%	22,67%	0,04%	8,02%	202,9	0,41634	1,0955
2200	60%	0%	202,412	87,347	55,574	49,440	0,161	10,050	43,15%	27,46%	24,43%	0,08%	4,96%	195,8	0,43153	1,1388
2200	60%	0%	196,730	81,686	56,878	45,588	0,044	12,579	41,52%	28,91%	23,17%	0,02%	6,39%	203,5	0,41522	1,1799
2400	60%	0%	205,963	79,506	52,260	50,831	0,251	23,365	38,60%	25,37%	24,68%	0,12%	11,34%	218,9	0,38602	0,8982
2400	60%	0%	198,861	77,610	52,568	55,926	0,062	12,757	39,03%	26,43%	28,12%	0,03%	6,42%	216,5	0,39027	1,0298
2400	60%	0%	196,020	79,473	56,999	48,069	0,030	11,479	40,54%	29,08%	24,52%	0,02%	5,86%	208,4	0,40543	1,1227

Figura B.5: Resultados obtenidos para 60 % de carga en línea base.

GASES DE ESCAPE											
RPM	Carg	Sust	CO2	CO	O2	Nox [ppm]	HC	T gases prom	Cp.gase	R.gase	
2000	60%	0%	7%	0,015%	11%	662	1	238,8	1,1522	0,3031	
2000	60%	0%	7%	0,004%	11%	593	0	217,45	1,1468	0,3031	
2000	60%	0%	7%	0,010%	11%	677	2	219,35	1,1473	0,3031	
2200	60%	0%	7%	0,006%	12%	614	0	222,65	1,1478	0,3035	
2200	60%	0%	7%	0,011%	12%	582	1	215,05	1,1460	0,3034	
2200	60%	0%	6%	0,003%	12%	654	2	212,45	1,1452	0,3035	
2400	60%	0%	7%	0,018%	11%	643	0	232,45	1,1505	0,3031	
2400	60%	0%	6%	0,004%	12%	616	1	213,45	1,1454	0,3037	
2400	60%	0%	6%	0,002%	12%	643	1	209,35	1,1443	0,3036	

Figura B.6: Resultados obtenidos para 60 % de carga en línea base.

B.2. Sustitución 10 %

														Parametros de desempeño		
RPM	Carg	Sust	Q disp [kW]	W util [kW]	Q esc [kW]	Q Ref [kW]	Q ic	Resto [kW]	Pb %	Q esc%	Qref %	Q ic%	Resto %	SFC [g/kW]	η ter	η vol
2000	100%	10%	381,193	146,766	84,414	64,714	5,127	85,300	38,50%	22,14%	16,98%	1,35%	22,38%	217,6	0,38502	1,2448
2000	100%	10%	389,821	160,627	84,911	73,631	0,694	70,653	41,21%	21,78%	18,89%	0,18%	18,12%	203,3	0,41205	1,5943
2200	100%	10%	413,863	137,991	90,858	86,320	5,559	98,694	33,34%	21,95%	20,86%	1,34%	23,85%	251,4	0,33342	1,0008
2200	100%	10%	413,178	168,072	111,136	80,169	0,781	53,803	40,68%	26,90%	19,40%	0,19%	13,02%	205,9	0,40678	1,9897
2400	100%	10%	430,435	127,157	95,218	87,090	4,883	120,970	29,54%	22,12%	20,23%	1,13%	28,10%	283,8	0,29541	0,8833
2400	100%	10%	422,648	167,636	109,660	85,518	1,132	59,833	39,66%	25,95%	20,23%	0,27%	14,16%	211,2	0,39663	1,8510

Figura B.7: Resultados obtenidos para 100 % y 10 % de sustitución energética.

GASES DE ESCAPE												
RPM	Carg	Sust	CO ₂	CO	O ₂	Nox [ppm]	HC	T _{gases} [°C]	Cp _{gase}	R _{gase}		
2000	100%	10%	11%	0,318%	6%	931	1	338,05	1,1813	0,3009		
2000	100%	10%	9%	0,034%	8%	934	9	280,725	1,1643	0,3020		
2200	100%	10%	12%	0,356%	4%	820	0	396,1	1,1989	0,3002		
2200	100%	10%	9%	0,036%	8%	948	6	289,9	1,1667	0,3020		
2400	100%	10%	13%	0,315%	3%	786	1	433,65	1,2103	0,2998		
2400	100%	10%	9%	0,049%	9%	945	4	292,075	1,1670	0,3022		

Figura B.8: Resultados obtenidos para 100 % y 10 % de sustitución energética.

														Parametros de desempeño		
RPM	Carg.	Sust.	Q disp [kW]	W util [kW]	Q esc [kW]	Q Ref [kW]	Q ic	Resto [kW]	Pb %	Q esc%	Qref %	Q ic%	Resto %	SFC [g/kWh]	η ter	η vol
2000	80%	10%	296,100	125,055	69,525	60,032	0,068	41,489	42,23%	23,48%	20,27%	0,02%	14,01%	198,2	0,42234	1,3867
2000	80%	10%	302,624	123,645	72,273	56,834	0,069	49,872	40,86%	23,88%	18,78%	0,02%	16,48%	205,0	0,40858	1,3878
2200	80%	10%	269,244	109,993	53,487	52,788	0,176	52,976	40,85%	19,87%	19,61%	0,07%	19,68%	204,8	0,40853	1,0448
2200	80%	10%	299,073	115,549	66,816	60,296	1,407	56,412	38,64%	22,34%	20,16%	0,47%	18,86%	216,7	0,38636	1,0586
2400	80%	10%	264,509	105,831	49,904	52,143	0,409	56,631	40,01%	18,87%	19,71%	0,15%	21,41%	209,0	0,40011	0,9449
2400	80%	10%	289,130	107,640	64,292	60,521	1,343	56,676	37,23%	22,24%	20,93%	0,46%	19,60%	224,8	0,37229	0,9509

Figura B.9: Resultados obtenidos para 80 % y 10 % de sustitución energética.

GASES DE ESCAPE											
RPM	Carg	Sust	CO2	CO	O2	Nox [ppm]	HC	T, gases pro	Cp, gas	R gas	
2000	80%	10%	8%	0,004%	10%	885	3	249,45	1,1553	0,3024	
2000	80%	10%	8%	0,004%	10%	836	18	258,8	1,1580	0,3025	
2200	80%	10%	7%	0,010%	11%	761	1	233,7	1,1508	0,3029	
2200	80%	10%	9%	0,086%	9%	834	17	279	1,1636	0,3023	
2400	80%	10%	7%	0,022%	12%	692	33	225,45	1,1487	0,3033	
2400	80%	10%	8%	0,081%	9%	811	31	274,85	1,1623	0,3025	

Figura B.10: Resultados obtenidos para 80 % y 10 % de sustitución energética.

														Parametros de desempeño		
RPM	Carg	Sust	Q disp [kW]	W util [kW]	Q esc [kW]	Q Ref [kW]	Q ic	Resto [kW]	Pb %	Q esc%	Qref %	Q ic%	Resto %	SFC [g/kW]	η ter	η vol
2000	60%	10%	215,660	88,274	54,563	43,751	0,299	29,072	40,93%	25,30%	20,29%	0,14%	13,48%	204,5	0,40932	1,1226
2000	60%	10%	220,530	91,079	52,336	50,403	0,299	26,712	41,30%	23,73%	22,86%	0,14%	12,11%	202,8	0,41300	1,1236
2200	60%	10%	205,616	81,723	50,051	49,723	0,220	24,119	39,75%	24,34%	24,18%	0,11%	11,73%	210,6	0,39746	1,0728
2200	60%	10%	208,325	82,532	52,467	49,138	0,223	24,188	39,62%	25,18%	23,59%	0,11%	11,61%	211,2	0,39617	1,0744
2400	60%	10%	212,039	80,289	53,150	51,847	0,170	26,753	37,87%	25,07%	24,45%	0,08%	12,62%	220,9	0,37865	1,0530
2400	60%	10%	208,220	79,473	50,709	44,299	0,169	33,739	38,17%	24,35%	21,27%	0,08%	16,20%	219,3	0,38168	1,0551

Figura B.11: Resultados obtenidos para 60 % de carga y 10 % de sustitución energética.

GASES DE ESCAPE											
RPM	Carg	Sust	CO2	CO	O2	Nox [ppm]	HC	T, gases pro	Cp, gas	R gas	
2000	60%	10%	7%	0,020%	11%	661	33	237,45	1,1518	0,3033	
2000	60%	10%	7%	0,020%	11%	640	27	227,65	1,1493	0,3032	
2200	60%	10%	6%	0,014%	12%	523	31	210,5	1,1447	0,3036	
2200	60%	10%	6%	0,014%	12%	555	36	219,95	1,1471	0,3037	
2400	60%	10%	6%	0,010%	13%	560	38	211,55	1,1449	0,3039	
2400	60%	10%	6%	0,010%	13%	534	29	203,35	1,1428	0,3038	

Figura B.12: Resultados obtenidos para 60 % de carga y 10 % de sustitución energética.