

**Balance exergético global del motor de combustión diésel de un vehículo
operando bajo un ciclo de conducción europeo (NEDC) durante su
calentamiento**

Richard Alfonso Escobar Escobar
alfonso_escobar@utp.edu.co

Universidad Tecnológica de Pereira
Facultad de Ingeniería Mecánica
Pereira, Risaralda

2022

**Balance exergético global del motor de combustión diésel de un vehículo
operando bajo un ciclo de conducción europeo (NEDC) durante su
calentamiento**

Richard Alfonso Escobar Escobar

alfonso_escobar@utp.edu.co

Proyecto de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

Director

PhD. Carlos Alberto Romero Piedrahita

Universidad Tecnológica de Pereira

Facultad de Ingeniería Mecánica

Pereira, Risaralda

2022

RESUMEN

El balance exergético de forma global aplicado a motores de combustión interna durante un nuevo ciclo de conducción (NEDC) es un tema que no ha sido desarrollado de forma extensa hasta la actualidad. Existe evidencia bibliográfica que muestra la cantidad limitada de autores que han abordado el estudio del balance exergético aplicado a motores, no obstante, las investigaciones que se han hecho hasta la fecha no se han centrado en el balance aplicado a un motor durante su proceso de calentamiento y durante un ciclo de conducción. Al notar esta necesidad de investigar en profundidad la temática el presente estudio se plantea el objetivo de analizar el comportamiento de las exergías de flujo que interactúan con un motor de combustión interna diésel a lo largo de un ciclo NEDC y durante el proceso de calentamiento del motor, como igualmente fue objeto de análisis el comportamiento de las exergías de flujo en las máquinas y los elementos que se encuentran dentro de los sistemas de admisión, refrigeración y escape. Con este objetivo guiando la investigación se desarrolla una metodología de tipo descriptiva con el propósito de integrar y aplicar el concepto y las ecuaciones de exergía pertinentes al motor como a sus máquinas y a los elementos de los sistemas de admisión, refrigeración y escape, definiendo a su vez las variables que interactúan con estos de forma global; acompañada de un análisis cuantitativo de los datos que se recopilan con el fin de conocer, evaluar y analizar cuantitativamente el comportamiento de cada una de las variables de exergía de flujo de dichas interacciones. Como resultado del análisis se observa que la exergía de flujo asociada a la potencia de salida es muy pobre en comparación con la exergía de flujo neta de entrada, puesto que solo corresponde en promedio al 25 %, mientras que la exergía de flujo destruida presenta el mayor valor promedio representando el 45 % del total de exergía de flujo de entrada. Se observa además que, de las máquinas y los elementos que se encuentran dentro de los sistemas de admisión, refrigeración y escape, el intercambiador de calor de recirculación de gases de escape (EGR) es el elemento que presenta el mayor valor de recuperación de exergía de flujo promedio correspondiente a 0.1331 kW, siendo el sistema turbocompresor el elemento que presenta mayor destrucción de exergía de flujo con un valor promedio de 1.3752 kW, y el núcleo térmico o calefactor del

salón de pasajeros el elemento que presenta mayor rendimiento exergético promedio con un valor de 6.56 %.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	13
OBJETIVOS	20
Objetivo general	20
Objetivos específicos	20
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	21
JUSTIFICACIÓN	23
CAPÍTULO 1. MARCO REFERENCIAL	25
1.1 Marco Teórico.....	25
1.1.1 Energía	25
1.1.2 Energía Interna (U)	28
1.1.3 Trabajo	29
1.1.4 Calor	31
1.1.5 Principio de Conservación de la Masa.....	35
1.1.6 Primera Ley de la Termodinámica	37
1.1.7 Segunda Ley de la Termodinámica	40
1.1.8 Entropía	444
1.1.9 Proceso de Combustión	47
1.1.10 Exergía	50
1.2 Estado del Arte	62
1.3 Marco Conceptual	71
1.3.1 Nuevo Ciclo de Conducción Europeo (NEDC)	71
1.3.2 El Motor Diésel y el Automóvil	72
1.3.3 Combustibles para Motores de Combustión Diésel	73
1.3.4 Sistema de Admisión en Motores de Combustión Diésel	76

1.3.5	Sistema de Escape en Motores de Combustión Diésel	83
1.3.6	Sistema de Refrigeración en Motores de Combustión Diésel.....	86
CAPÍTULO 2. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR Y BANCO DE PRUEBAS		90
2.1	Definición del Motor	90
2.2	Descripción del Circuito de Admisión de Aire	92
2.3	Circuito de Combustible.....	95
2.4	Sistema de Refrigeración del Motor	97
2.5	Sistema de Recirculación de Gases de Escape (EGR)	98
2.6	Posicionamiento de Sensores	100
2.7	Banco de Pruebas y Mediciones	101
CAPÍTULO 3. BASE DE DATOS.....		103
CAPÍTULO 4. BALANCE EXERGÉTICO GLOBAL DEL MOTOR.....		110
4.1	Exergía de Flujo Asociada al Flujo Másico de Combustible	115
4.2	Exergía de Flujo Asociada al Flujo Másico de Aire.....	116
4.3	Exergía de Flujo Asociada a la Potencia de Salida	118
4.4	Exergía de Flujo Asociada al Flujo de los Gases de Escape.....	118
4.5	Exergía de Flujo Asociada al Flujo de Calor Transferido al Sistema de Refrigeración	121
4.6	Exergía de Flujo Asociada a las Pérdidas de Calor con el Ambiente	122
4.7	Exergía de Flujo Destruída	122
4.8	Rendimiento Exergético del Motor.....	123
CAPÍTULO 5. EXERGÍA DE FLUJO EN MÁQUINAS Y SUBSISTEMAS		124
5.1	Exergías de Flujo en el Sistema Turbocompresor.....	124
5.2	Exergías de Flujo en el Filtro de Partículas	129

5.3 Exergías de Flujo en el Sistema Water Charge Air Cooler (WCAC)	131
5.4 Exergías de Flujo en el Sistema de Recirculación de Gases de Escape (EGR)	135
5.5 Exergías de Flujo en el Núcleo Térmico (Calefactor del Salón de Pasajeros)	140
CAPÍTULO 6. RESULTADOS	143
CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	174
BIBLIOGRAFÍA	177

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Curva P-V de trabajo.....	31
Figura 2. Procesos supuestos	41
Figura 3. Ejemplo de exergía	51
Figura 4. Sistema cerrado con transferencia de calor a través de una parte de la frontera.....	54
Figura 5. New European Driving Cycle (NEDC).....	72
Figura 6. Proceso de admisión en el cilindro de un motor MEC.....	77
Figura 7. Ciclo ideal de un MACI atmosférico y sobrealimentado	78
Figura 8. Turbina centrífuga	79
Figura 9. Compresor centrífugo.....	79
Figura 10. Sistema WCAC	80
Figura 11. Sistema de admisión de aire en motores MEC	81
Figura 12. Sistema de Alimentación en vehículos diésel	82
Figura 13. Inyectores.....	82
Figura 14. Bomba de alta presión	83
Figura 15. Ciclo EGR de alta presión	85
Figura 16. Componentes de un sistema de refrigeración por líquido.	88
Figura 17. Circuito de refrigeración por líquido.....	88
Figura 18. Ilustración del motor MEC utilizado en el banco de pruebas.....	91
Figura 19. Circuito de admisión de aire.....	93
Figura 20. Circuito de combustible.	96
Figura 21. Esquema del sistema de refrigeración del motor	97
Figura 22. Sistema EGR.	99
Figura 23. Sensores posicionados	100
Figura 24. Diagrama de flujos de energía que interactúan con el volumen de control impuesto sobre el motor MEC	110
Figura 25. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el motor MEC	114
Figura 26. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre la turbina	1244

Figura 27. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el compresor.	125
Figura 28. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el sistema turbocompresor.....	126
Figura 29. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el DPF.....	130
Figura 30. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el sistema WCAC.....	132
Figura 31. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el intercambiador de calor de la línea de alta presión del sistema EGR	135
Figura 32. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre la válvula del sistema EGR	138
Figura 33. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el núcleo térmico del habitáculo.....	140
Figura 34. Comportamiento de las exergías de flujo de entrada del motor.	143
Figura 35. Comportamiento asociado al flujo másico de aire	145
Figura 36. Comportamiento asociado al flujo másico de combustible.....	147
Figura 37. Comportamiento de la potencia de salida	149
Figura 38. Comportamiento asociado al flujo de fluido refrigerante	150
Figura 39. Comportamiento asociado al flujo másico de gases de escape.....	152
Figura 40. Exergías de flujo que interactúan con el motor y rendimiento exergético	154
Figura 41. Porcentaje promedio correspondiente a cada exergía de flujo	157
Figura 42. Comportamiento del sistema turbocompresor.....	158
Figura 43. Comportamiento del DPF	161
Figura 44. Comportamiento del sistema WCAC.....	163
Figura 45. Comportamiento del intercambiador de calor EGR.....	166
Figura 46. Comportamiento del núcleo térmico.....	169
Figura 47. Promedio de magnitud de recuperación y destrucción de exergía en las máquinas y subsistemas	171

Figura 48. Eficiencia Exergética promedio de las máquinas y subsistemas 172

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Consecuencias del factor lambda	49
Tabla 2. Requerimientos para las regiones climáticas “templadas”	75
Tabla 3. Requerimientos para regiones climáticas “árticas”	75
Tabla 4. Características del motor.....	91
Tabla 5. Leyenda del circuito de admisión aire	94
Tabla 6. Leyenda del sistema de refrigeración del motor	98
Tabla 7. Incertidumbres de las magnitudes relevantes medidas.....	102
Tabla 8. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de combustible	103
Tabla 9. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de aire	104
Tabla 10. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada a la potencia de salida	104
Tabla 11. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape.....	104
Tabla 12. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración.....	105
Tabla 13. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape en la entrada y salida de la turbina	105
Tabla 14. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la salida del compresor.....	106
Tabla 15. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape en la entrada y salida del DPF	106
Tabla 16. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante en la entrada y salida del sistema WCAC	107
Tabla 17. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la entrada y salida del sistema WCAC	107
Tabla 18. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante a la entrada y salida del intercambiador de calor de alta presión	108

Tabla 19. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape en la entrada y salida del intercambiador de calor de alta presión	108
Tabla 20. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo del refrigerante en la entrada y salida del intercambiador de calor del habitáculo	109
Tabla 21. Propiedades del combustible	116
Tabla 22. Calor específico de cada uno de los productos de la combustión	120
Tabla 23. Fracciones molares de cada uno de los productos de la combustión .	120
Tabla 24. Fracciones molares de cada uno de los componentes del ambiente ..	120
Tabla 25. Propiedades de la mezcla agua-etilenglicol 50 %	121
Tabla 26. Valores de exergía en orden de magnitud en 100s del ciclo.	156
Tabla 27. Valores de exergía en orden de magnitud en 1100s del ciclo.	156

LISTA DE ECUACIONES

Ecuación 1.....	26
Ecuación 2.....	26
Ecuación 3.....	27
Ecuación 4.....	27
Ecuación 5.....	27
Ecuación 6.....	27
Ecuación 7.....	29
Ecuación 8.....	30
Ecuación 9.....	30
Ecuación 10.....	32
Ecuación 11.....	32
Ecuación 12.....	33
Ecuación 13.....	33
Ecuación 14.....	34
Ecuación 15.....	34
Ecuación 16.....	35
Ecuación 17.....	36
Ecuación 18.....	36
Ecuación 19.....	36
Ecuación 20.....	37
Ecuación 21.....	37
Ecuación 22.....	38
Ecuación 23.....	38
Ecuación 24.....	38
Ecuación 25.....	45
Ecuación 26.....	455
Ecuación 27.....	45
Ecuación 28.....	46
Ecuación 29.....	46
Ecuación 30.....	48

Ecuación 31.....	49
Ecuación 32.....	50
Ecuación 33.....	51
Ecuación 34.....	53
Ecuación 35.....	53
Ecuación 36.....	54
Ecuación 37.....	55
Ecuación 38.....	55
Ecuación 39.....	56
Ecuación 40.....	56
Ecuación 41.....	57
Ecuación 42.....	57
Ecuación 43.....	58
Ecuación 44.....	58
Ecuación 45.....	59
Ecuación 46.....	59
Ecuación 47.....	60
Ecuación 48.....	60
Ecuación 49.....	61
Ecuación 50.....	61
Ecuación 51.....	62
Ecuación 52.....	110
Ecuación 53.....	111
Ecuación 54.....	111
Ecuación 55.....	111
Ecuación 56.....	112
Ecuación 57.....	112
Ecuación 58.....	112
Ecuación 59.....	112
Ecuación 60.....	113
Ecuación 61.....	114

Ecuación 62.....	114
Ecuación 63.....	115
Ecuación 64.....	115
Ecuación 65.....	115
Ecuación 66.....	117
Ecuación 67.....	117
Ecuación 68.....	117
Ecuación 69.....	117
Ecuación 70.....	118
Ecuación 71.....	118
Ecuación 72.....	118
Ecuación 73.....	118
Ecuación 74.....	119
Ecuación 75.....	119
Ecuación 76.....	119
Ecuación 77.....	121
Ecuación 78.....	121
Ecuación 79.....	122
Ecuación 80.....	122
Ecuación 81.....	122
Ecuación 82.....	122
Ecuación 83.....	123
Ecuación 84.....	123
Ecuación 85.....	126
Ecuación 86.....	126
Ecuación 87.....	127
Ecuación 88.....	127
Ecuación 89.....	128
Ecuación 90.....	128
Ecuación 91.....	128
Ecuación 92.....	128

Ecuación 93.....	129
Ecuación 94.....	129
Ecuación 95.....	129
Ecuación 96.....	130
Ecuación 97.....	130
Ecuación 98.....	131
Ecuación 99.....	131
Ecuación 100.....	131
Ecuación 101.....	132
Ecuación 102.....	132
Ecuación 103.....	133
Ecuación 104.....	133
Ecuación 105.....	133
Ecuación 106.....	133
Ecuación 107.....	134
Ecuación 108.....	134
Ecuación 109.....	134
Ecuación 110.....	135
Ecuación 111.....	135
Ecuación 112.....	136
Ecuación 113.....	136
Ecuación 114.....	137
Ecuación 115.....	137
Ecuación 116.....	137
Ecuación 117.....	138
Ecuación 118.....	138
Ecuación 119.....	139
Ecuación 120.....	139
Ecuación 121.....	139
Ecuación 122.....	141
Ecuación 123.....	141

Ecuación 124.....	142
-------------------	-----

INTRODUCCIÓN

La participación y el uso que tienen los motores de combustión interna alternativos diésel en la sociedad y la economía global es indiscutible, por ello es indispensable comenzar a desarrollar motores que hagan un uso más eficiente de los recursos energéticos no renovables. Lo que pone, a su vez, de relieve la necesidad de integrar el concepto de *exergía* para determinar la cantidad máxima teórica de la energía que se puede transformar en trabajo útil e identificar la verdadera magnitud de las pérdidas, teniendo en cuenta un estado de referencia (ambiente) o estado muerto.

A partir de la observación de esta necesidad en el presente trabajo de investigación se propuso determinar y analizar el comportamiento de los flujos de exergía que interactúan de forma global con un motor diésel, como también sus sistemas y subsistemas principales, dentro de una perspectiva amplia de análisis y bajo los parámetros de un ciclo de conducción. Con el fin de cumplimentar este objetivo de investigación se desarrolló una metodología de tipo descriptiva para integrar la segunda ley de la termodinámica y el concepto de exergía al motor en estudio, y un análisis cuantitativo de datos para determinar directamente el comportamiento de los flujos de exergía a partir de una base de datos que fue facilitada por el director del proyecto, con la cual se pudo disponer de las variables que fueron medidas en el laboratorio de pruebas del Instituto Universitario CMT-Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia (CMT-UPV).

Se encuentra relevante este desarrollo investigativo en el ámbito académico y práctico en razón a que no se ha encontrado evidencia bibliográfica que muestre la realización de un estudio de un motor de combustión interna diésel específico en el cual se presente la evolución de los flujos de exergía en los procesos de admisión, refrigeración y escape, teniendo en cuenta los límites teóricos alcanzables y durante la operación de un vehículo bajo un ciclo de conducción, al tiempo que se estima el potencial de energía disponible en los flujos de los fluidos de refrigeración y escape. De otra parte, la investigación cobra relevancia en la medida en que el estudio desarrollado es de gran interés a nivel local.

Para facilitar la comprensión de la revisión bibliográfica hecha y los resultados que se obtuvieron con la aplicación de la metodología desarrollada, este documento se ha dividido en siete capítulos, cuyo contenido se presenta brevemente en las siguientes líneas de estas páginas introductorias.

El primer apartado contiene toda la información teórica relevante para la aplicación correcta de la segunda ley de la termodinámica con el concepto de exergía sobre el motor y sobre las máquinas y los subsistemas analizados; además de proporcionar a los lectores de este trabajo una breve descripción de cada uno de los componentes que se analizarían, su funcionamiento y su rol dentro del motor. Luego, en el segundo capítulo se presenta la descripción técnica del motor, sus sistemas y el banco de pruebas, explicando los regímenes de operación, los instrumentos utilizados, las variables medidas y la puesta en marcha del experimento. Con posterioridad, el tercer capítulo presenta una pequeña parte de los datos como muestra de referencia de cada una de las variables que se utilizaron y que fueron extraídas de la base de datos para realizar el análisis del motor de forma global y también de las máquinas y los subsistemas. Ya en el cuarto capítulo se introduce la implementación de las ecuaciones de exergía para los flujos que interactúan con el motor de forma global. Con el desarrollo del quinto capítulo se expone la implementación de las ecuaciones de exergía para las máquinas y los subsistemas que se encuentran a lo largo del sistema de admisión, refrigeración y escape. Para el sexto capítulo se reúne la información encontrada en los capítulos anteriores y se realiza el análisis de los resultados donde se presenta el comportamiento que mostraron las variables a lo largo del ciclo de conducción, el cual fue comparado con otras variables para derivar su respectivo análisis y aportar al logro del objetivo de investigación. En el séptimo capítulo se exponen las conclusiones y las recomendaciones resultantes, y finalmente se presentan las referencias empleadas en la fundamentación teórica y conceptual de la investigación.

OBJETIVOS

Objetivo general

Realizar el balance exergético global del motor diésel de un automóvil durante su calentamiento, durante la operación del vehículo a lo largo de un ciclo de conducción NEDC, utilizando información experimental dispuesta por el laboratorio de ensayos certificado CMT-UPV al director del proyecto.

Objetivos específicos

1. Familiarizarse con la base de datos que contiene información experimental del motor diésel accionador de un vehículo operando bajo un ciclo de conducción europeo (NEDC).
2. Analizar el comportamiento de los gradientes de temperatura y los flujos de calor en los sistemas de alimentación, escape y refrigeración del motor de un vehículo operando bajo un ciclo NEDC.
3. Realizar el balance exergético global del motor de un vehículo operando bajo un ciclo NEDC.
4. Identificar y cuantificar la exergía disponible que se puede recuperar en el motor bajo las condiciones de funcionamiento en un ciclo NEDC.
5. Evaluar la capacidad instalada de recuperación de exergía en el vehículo del motor en estudio.
6. Identificar los procesos donde se presenta la destrucción de exergía y calcular sus respectivas magnitudes en el motor sometido al ciclo NEDC.
7. Determinar, graficar y analizar la evolución del rendimiento exergético del motor de un vehículo operando bajo ciclo NEDC, a partir de la base de datos disponible.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Durante el siglo pasado se desarrollaron los motores de combustión interna. A partir de entonces se ha elaborado una amplia variedad de propuestas y diseños funcionales, alzándose indiscutiblemente en la actualidad como líderes absolutos en el rubro de los motores dos tipos en particular. Se trata de los motores de encendido provocado o de ciclo Otto o motor a gasolina (MEP en adelante) que se emplean en la locomoción de pequeños vehículos y herramientas; y los motores de encendido por compresión o motor diésel (MEC en adelante) que han sido destinados, entre otros usos, al desplazamiento de los grandes vehículos de transporte de mercancías y pasajeros, a la agricultura, el sector marítimo, para el transporte de maquinaria pesada y en el sector energético de respaldo a pequeña escala.

Debido a sus altos pares torsores y bajas velocidades estos motores resultan idóneos para responder a dichas tareas a las que ha sido asignado su uso. Es por eso por lo que los motores diésel (MEC) se han convertido desde su desarrollo en un pilar fundamental para el desarrollo de la civilización actual.

Si bien es innegable la idoneidad del uso de estos motores en los diferentes sectores de la economía en la actualidad y, por tanto, su aporte al desarrollo de la sociedad, no se puede poner en duda o negar que el uso de los motores MEC acarrea un consumo excesivo de recursos que son limitados y no renovables como son los combustibles fósiles. Es por eso por lo que se hace indispensable propender por la creación de motores que en su funcionamiento hagan un uso más eficiente de estos recursos.

Para comprender las razones que subyacen en esta exigencia es necesario mencionar que el desarrollo de los motores MEC se basa principalmente en la teoría de la primera ley de la termodinámica. Esta ley, partiendo del principio por el cual se afirma que la energía se conserva dentro de cualquier proceso, establece que el comportamiento de la energía en un sistema únicamente se transforma. Siendo así, en el desarrollo de los motores MEC no se han considerado hasta ahora aspectos que son relevantes en materia de utilización de recursos energéticos, y esa es la

razón por la cual se plantea que dicha ley es insuficiente para el desarrollo de los motores actuales.

Así pues, el concepto de *exergía* se hace necesario e indispensable para determinar el potencial útil de la energía, permitiendo resolver cuál es el trabajo máximo que se puede obtener antes de que dicho sistema entre en equilibrio con el ambiente o en estado de referencia. De ese modo se encuentra pertinente llevar a cabo el análisis de un motor particular de un automóvil conducido a lo largo de un nuevo ciclo de conducción europeo (NEDC por sus siglas en inglés: *new european driving cycle*) para obtener la evolución de los flujos de exergía en sus sistemas de admisión, refrigeración y escape, así como en las máquinas y los elementos que se encuentran a lo largo de estos, teniendo en cuenta los límites teóricos alcanzables. De la misma manera se encuentra relevante, junto con el análisis anterior, estimar el potencial de energía disponible para su recuperación en los flujos de los fluidos relacionados con estos sistemas a medida que se desplaza el vehículo, teniendo en cuenta que este estudio, como se mencionó en el apartado introductorio de esta investigación, no ha sido realizado y es de gran interés para la comunidad a nivel local.

JUSTIFICACIÓN

La quema desmedida de combustibles fósiles para el accionamiento de motores de combustión interna genera afectaciones de manera directa en el medioambiente y en la vida de todas las poblaciones humanas y biológicas que habitan en el planeta, debido a que en este proceso se desprenden grandes cantidades de agentes contaminantes que son altamente perjudiciales para la vida. En atención a esta problemática se desarrolló el presente estudio sobre el “Balance exergético global del motor de combustión diésel de un vehículo operando bajo un ciclo de conducción europeo (NEDC) durante su calentamiento”, el cual se enmarca en el campo de búsqueda y desarrollo de mejores prácticas que conlleven a un mejor aprovechamiento de los recursos energéticos no renovables en pro de contribuir a la sostenibilidad del entorno con la disminución de la producción de los agentes contaminantes que se desprenden en el funcionamiento de los motores desarrollados hasta la actualidad.

Investigaciones como estas permiten, además de generar aportes en el estudio y el desarrollo de mejores prácticas que contribuyan al mejoramiento y la sostenibilidad del medioambiente, poner en práctica los conceptos, las teorías y las metodologías que han sido aprendidas por los investigadores en el curso de la carrera de Ingeniería Mecánica. En el caso particular de este estudio dichos conceptos, teorías y metodologías han sido aplicadas por el ingeniero mecánico en formación con referencia a la conservación de la masa, la primera y la segunda ley de la termodinámica.

En el ámbito académico la utilidad de esta investigación se basa en la presentación y el análisis de un motor de combustión interna diésel dentro de un ambiente simulado que busca representar situaciones reales de conducción urbana y extraurbana, permitiendo identificar las zonas de mayor pérdida de exergía y las zonas donde se puede aprovechar de una mejor forma la energía mediante la recuperación. Con este análisis la investigación puede servir como antecedente para futuros estudios en los que se aborde el análisis de la recuperación de exergía en un motor de combustión interna diésel, al permitir establecer el máximo trabajo

teórico que se puede realizar con los flujos que interactúan con el motor dentro de un nuevo ciclo de conducción europeo (ciclo NEDC en adelante) hasta que estos entren en equilibrio con el estado de referencia, además de aportar conocimiento para la búsqueda de nuevos métodos que permitan mejorar los elementos y las máquinas asociadas al motor otorgándoles mayores rendimientos exergéticos.

Su relevancia se advierte al observar que la mayoría de las investigaciones que se han llevado a cabo se basan en el desarrollo de estudios donde se aplica el concepto de *exergía* sobre un motor de combustión interna, pero solo se analiza el motor en puntos específicos de su funcionamiento. Contrario a ello, en el marco de esta investigación se ha propendido por dejar a un lado los puntos específicos de funcionamiento del motor y como complemento analizar el comportamiento de las exergías de flujo durante un ciclo NEDC, concretamente durante el proceso de calentamiento y en los elementos que se encuentran a lo largo de los sistemas de admisión, refrigeración y escape.

CAPÍTULO 1. MARCO REFERENCIAL

1.1 Marco Teórico

1.1.1 Energía

Dentro del campo de la termodinámica y la ingeniería la energía se configura en un criterio de gran trascendencia e importancia, al igual que los conceptos de *masa* y *fuerza*, no obstante, aún no se cuenta con una definición estricta para este término que sea fácil de interpretar. A pesar de la dificultad que se ha presentado para poder dar una definición estricta del término, reconociendo la importancia que tiene la energía en la vida del ser humano y su papel primordial en los fenómenos que acontecen en la cotidianidad, con el tiempo esta ha sido comprendida como la capacidad para generar un efecto (Van Wylen et al., 2002).

La termodinámica ha sido la rama de la física a la que se le ha delegado su estudio, debido a que los contenidos de esta rama son los que aportan la información más elemental y de mayor relevancia en el campo de la ingeniería, la cual aborda el estudio de los cambios que puede presentar la energía. En el instante en que la termodinámica se enfoca en el estudio de la energía resulta eficaz dividir la energía total de un sistema en dos grupos: uno macroscópico y otro microscópico.

A nivel macroscópico se encuentran aquellas energías que tienen los sistemas como grupo, las cuales están relacionadas con un marco definido de alusión externa, como son las energías cinética y potencial. A nivel microscópico se encuentran las energías que se relacionan con la estructura y el movimiento de las moléculas de un sistema, las cuales, a diferencia de las anteriores, no permanecen regidas por ningún marco de alusión externo. La añadidura de cada una de estas energías microscópicas forma la energía interna de un sistema (Cengel y Boles, 2009).

Se considera pertinente, ahora bien, mencionar de forma preliminar algunos principios básicos de la energía que es preciso comprender en el marco de este estudio. Las nociones que se mencionan hacen referencia principalmente a los siguientes puntos (Moran y Shapiro, 2004):

1. La energía puede cambiar en algunos casos de una forma a otra, e incluso puede transmitirse entre sistemas.
2. La energía se puede acumular en el interior de un sistema en distintas formas macroscópicas.
3. La energía puede transferirse en forma de trabajo y calor.
4. La energía total de un sistema se preserva durante las transferencias y las transformaciones que ocurren en ese sistema.

1.1.1.1 Formas de Energía

Los efectos que se producen por causa de los fenómenos magnéticos, eléctricos y de tensión superficial ejercen en algunos casos una gran influencia en la energía total de un sistema. Si estos efectos no están presentes se puede decir que la energía total (E) dentro de los límites de un sistema está constituida únicamente por la energía cinética (E_c), la energía potencial (E_p) y la energía interna (U). La energía total se puede expresar con la siguiente fórmula (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 1

$$E = EC + EP + U \text{ (kJ)}$$

También es posible expresarla por unidad de masa de la siguiente forma:

Ecuación 2

$$e = \frac{E}{m} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

1.1.1.2 Energía Cinética (EC)

Es la energía que tiene la masa (m) de un sistema en función de la rapidez total (V) de este, la cual se halla en relación con los alrededores de dicho sistema que son definidos como marco de referencia. Esta energía se puede expresar con la fórmula (Hollew y Buckius, 1990):

Ecuación 3

$$Ec = m \frac{V^2}{2} \text{ (kJ)}$$

O bien, puede ser expresada por unidad de masa con el cálculo:

Ecuación 4

$$ec = \frac{V^2}{2} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Cabe mencionar que la energía cinética es una propiedad extensiva del cuerpo, dado que esta varía con la masa (Moran y Shapiro, 2004).

1.1.1.3 Energía Potencial (EP)

La ubicación del sistema con relación a un marco de referencia respecto a su entorno le proporciona una energía potencial a este, la cual se presenta generalmente por el aumento de altura de un cuerpo dentro de un campo gravitacional. Esta energía se puede expresar con la siguiente fórmula (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 5

$$Ep = mgz \text{ (kJ)}$$

O bien, puede expresarse por unidad de masa de la forma:

Ecuación 6

$$ep = gz \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

Al igual que la energía cinética, la energía potencial es una propiedad extensiva del cuerpo.

1.1.2 Energía Interna (U)

La energía almacenada en un sistema puede cambiar sin modificar la velocidad del sistema, la posición de este o el campo gravitacional, es por ello por lo que este tipo de energía no encaja dentro del conjunto de energías macroscópicas como son las energías cinética o potencial. Tal como se dijo inicialmente, la energía interna reúne aquellas formas de energía microscópicas que se proporcionan como resultado del desplazamiento molecular (Hollew y Buckius, 1990).

De manera simplificada la energía interna de un sistema se puede definir entonces como la suma de las energías cinética y potencial que mantienen unidas o dividen las moléculas de dicho sistema. A la porción de energía interna a la que le corresponde la energía cinética de las moléculas se le denomina *energía sensible*; pero cuando se genera un cambio de fase en el sistema, ya sea que este cambie a un estado líquido, sólido o gaseoso, las fuerzas moleculares cambian igualmente transformándose en otro tipo de energía y la energía correspondiente a estas fases del sistema pasa a ser denominada *energía latente*. Si se hace referencia a los enlaces atómicos de las moléculas se habla de otra parte de la energía interna que es la *energía química*, y cuando se refiere a la energía que produce los fuertes enlaces que se dan dentro del núcleo de los átomos se habla de la *energía nuclear* que hace que estos permanezcan involucrados. Esos átomos presentan, además, la posibilidad de tener energía magnética y eléctrica.

La magnitud que se produce como resultado de la suma de todas estas energías (sensible, latente, química, nuclear, magnética y eléctrica) en relación con la forma como está compuesto el sistema y la actividad que este tenga forman la energía interna (Cengel y Boles, 2009). Esa energía interna puede pasar las fronteras de un sistema en forma de calor y trabajo.

1.1.3 Trabajo

En termodinámica resulta conveniente conceptualizar el trabajo con relación a los sistemas, las características y los procesos que ocurren en el campo de análisis de esta rama de la física. Desde esta perspectiva una definición válida para la noción de *trabajo* es aquella que lo conceptualiza como la energía que se transmite por medio de los límites de un sistema de una forma estructurada, cuyo fin es la elevación de una masa. Cabe mencionar que esta conceptualización del término *trabajo* que se emplea en el campo de estudio de la termodinámica es una ampliación de la definición que se maneja en mecánica (Hollew y Buckius, 1990).

Al ser el trabajo una forma de energía la unidad con la que es medida en el Sistema Internacional de Unidades (SI) se expresa en kilojoule (kJ) y se denota con la letra W . También se denota con la letra w el trabajo por unidad de masa, el cual se expresa de la siguiente forma:

Ecuación 7

$$w = \frac{W}{m} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

La potencia es el trabajo por unidad de tiempo y se denota con el símbolo \dot{W} . Las unidades de la potencia se pueden expresar en kilojoule por segundo (kJ/s) o en kilovatios (kW) (Cengel y Boles, 2009).

Para conceptualizar el trabajo en términos matemáticos se deben tener presente dos tipos de funciones matemáticas que son relevantes en el campo de la termodinámica, estas son: las funciones punto y las funciones de trayectoria. En ese sentido también tienen trascendencia en su definición los conceptos de diferenciales exactas e inexactas. Se dice que la diferencial de una propiedad es exacta debido a que en termodinámica se estima que la variación de una propiedad entre dos estados determinados no está condicionada por el tipo de proceso. Ejemplificando lo anterior con una situación donde se produce la alteración del volumen entre dos estados, esta puede obtenerse integrando el diferencial dV , sin que el resultado se

vea perjudicado por los detalles del proceso como se muestra en la Ecuación 8, donde la integración es sencilla.

Ecuación 8

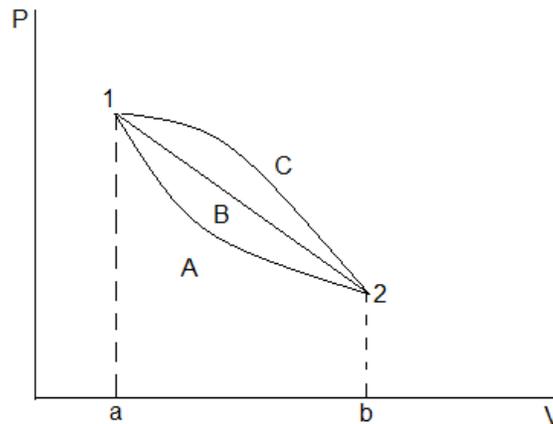
$$\int_{V_1}^{V_2} dV = V_2 - V_1 \text{ (m}^3\text{)}$$

En el caso específico del trabajo es importante considerar que este está sujeto a los detalles que se originan por la relación que existe entre el sistema que va a ser analizado y su entorno a lo extenso de un proceso, es decir, no solo se tienen en cuenta los estados iniciales y finales que el sistema presenta en dicho proceso (Moran y Shapiro, 2004). Es por eso por lo que en el campo de la termodinámica el trabajo es denominado una función de trayectoria, lo que matemáticamente representa una cantidad diferencial inexacta que se expresa con el símbolo δW (Hollew y Buckius, 1990). Lo anterior significa que el trabajo total de un sistema es el resultado de seguir la trayectoria del proceso y sumar las porciones diferenciales de trabajo (δW) efectuadas en todo el recorrido como se expresa en la Ecuación 9 (Cengel y Boles, 2009). Es importante mencionar que el trabajo no es una propiedad, debido a que no es posible precisar su magnitud únicamente con el conocimiento del estado del proceso, por lo que la integral del trabajo solo puede sumar el área bajo la curva que se observa en la Figura 1 y que se indica con la siguiente expresión matemática:

Ecuación 9

$$\int_1^2 \delta W = W_{1-2} \text{ (kJ)}$$

Figura 1. Curva P-V de trabajo



Nota. Adaptado de Fundamentos de termodinámica, por Van Wylen et al., 2002, Limusa Wiley

1.1.4 Calor

Al exponer el concepto de energía interna se dijo que la energía de un sistema puede pasar las fronteras de este de dos formas, siendo expuesta la primera forma en el apartado anterior, es decir, en forma de trabajo. Una segunda manera como la energía puede cruzar ya sea hacia dentro o hacia fuera, las fronteras de un sistema es el calor que es entendido como la energía que se transmite entre dos sistemas o un sistema y el ambiente exterior gracias a una diferencia de temperatura. Dicho en otros términos, cuando se presenta un intercambio de energía debido a una diferencia de temperaturas se estará hablando de calor (Cengel y Boles, 2009).

Esta forma de energía únicamente puede ser identificada en el momento en que la energía cruza las fronteras de un sistema porque es allí donde se genera, por consiguiente, es dable decir que ningún sistema posee calor alguno. El calor que se transfiere entre los sistemas o entre un sistema y el entorno es conducido del sistema que posee mayor temperatura hacia el sistema o el entorno que tiene la menor temperatura hasta que se logra establecer un equilibrio de temperaturas entre ambos. A este proceso descrito se le denomina *transferencia de energía por calor* (Van Wylen et al., 2002).

La diferencia que existe entre estas dos formas como la energía pasa las fronteras de un sistema, el calor y el trabajo, se basa en la desorganización que presentan las moléculas cuando se transfieren de un lado a otro. La transferencia de calor se da como una transferencia de energía desorganizada como consecuencia de la actividad molecular de los sistemas, por lo tanto, no resulta eficaz de forma directa para elevar una masa; sin embargo, el trabajo es una transferencia de energía estructurada que resulta adecuada para elevar una masa (Hollew y Buckius, 1990).

Al ser una forma de energía la unidad en la que se expresa el calor en el SI es el kilojoule (kJ) y se denota con el símbolo Q . El calor por unidad de masa de un sistema se representa con la letra q y se determina a partir de la siguiente expresión matemática:

Ecuación 10

$$q = \frac{Q}{m} \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

Es importante recalcar que el calor no es una propiedad de los sistemas. Esta forma de energía se expresa en términos matemáticos parecidos al trabajo, dado que también es una función de la trayectoria y se determina como una diferencial inexacta. La integral se escribe así:

Ecuación 11

$$Q_{1-2} = \int_1^2 \delta Q \text{ (kJ)}$$

Esta integral representa el valor del calor que se transfiere durante el proceso entre los estados 1 y 2 (Van Wylen et al., 2002). En la expresión matemática la cantidad de calor que se transfiere por unidad de tiempo, también conocida como tasa de transferencia de calor, se denota con el símbolo \dot{Q} y su magnitud se expresa con la unidad kJ/s . Cuando \dot{Q} varía con el tiempo la tasa de transferencia de calor se determina integrando la Ecuación 12, pero cuando \dot{Q} permanece constante durante el proceso esta relación se reduce a la expresión siguiente. (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 12

$$Q_{1-2} = \int_1^2 \dot{Q} dt \text{ (kW)}$$

$$Q_{1-2} = \dot{Q} \Delta t \text{ (kW)}$$

1.1.4.1 Mecanismos de Transferencia de Calor

En los cursos de transferencia de calor que se dictan en el programa académico de la carrera de Ingeniería se realiza un estudio descriptivo y a profundidad de los mecanismos por medio de los cuales el calor pasa de un sistema a otro. De acuerdo con estos estudios generalmente el calor puede ser transferido de un sistema a otro por tres mecanismos que son: conducción, convección o radiación. No obstante, hay casos en los que estos mecanismos de transferencia de calor se ejecutan simultáneamente o se combinan entre ellos. A continuación, se presenta una breve especificación de cada uno de estos mecanismos por los cuales se puede dar la transferencia de calor.

1. Conducción

La conducción de calor entre sistemas se da una vez se produce una transferencia de energía que proviene de las partículas que poseen más energía y que se dirige hacia las partículas contiguas con menos energía, debido a la interacción que se genera entre estas (Moran y Shapiro, 2004). La velocidad a la que se transfiere el calor en un sistema que no está en equilibrio donde se presenta la conducción se puede calcular por medio de la Ecuación 13 que expresa la ley de conducción térmica de Fourier (Müller, 2002).

Ecuación 13

$$\dot{Q}_x = -kA \frac{dt}{dx} \text{ (kW)}$$

Donde:

\dot{Q}_x = calor por unidad de tiempo en una dirección x.

k = constante de proporcionalidad que representa la conductividad térmica.

A = área de transferencia.

La ley de conducción térmica de Fourier resalta que la fuerza encargada de impulsar la transferencia de calor es un gradiente de temperatura (Müller, 2002).

2. Convección

La principal condición que debe darse para que exista transferencia de calor por convección es que el intercambio de energía se presente entre una superficie y un fluido adyacente. Este mecanismo de transferencia de calor puede darse de dos formas: una convección podría ser natural si solo hay presencia de fuerzas de flotación, o podría ser una convección forzada si existe un factor externo que induce estas fuerzas (Müller, 2002). La velocidad con la que se produce la transferencia de energía por medio de este mecanismo, desde el sistema al fluido, puede calcularse haciendo uso de la ley de enfriamiento de Newton:

Ecuación 14

$$\dot{Q}_c = hA(T_{\text{solido}} - T_{\text{fluido}}) \text{ (kW)}$$

Donde:

A = área de la superficie.

h = factor de proporcionalidad llamado *coeficiente de transferencia de calor*, el cual depende de las sustancias que intervienen y las condiciones en las que se realiza el proceso (Moran y Shapiro, 2004).

3. Radiación

En este mecanismo de transferencia de calor la energía se transfiere por medio de ondas electromagnéticas, por lo tanto, no requiere de un medio para llevarse a cabo, lo cual posibilita que la transferencia de calor se pueda presentar incluso en el vacío. La velocidad con la que la energía es emitida a partir un sistema a través de este mecanismo se puede establecer con la siguiente ecuación, haciendo una adaptación a la ley de Stefan-Boltzmann (Moran y Shapiro, 2004):

Ecuación 15

$$\dot{Q}_e = \varepsilon\sigma AT^4 \text{ (kW)}$$

Donde:

ε = eficiencia con la que radia la superficie.

σ = constante de Stefan-Boltzmann.

1.1.5 Principio de Conservación de la Masa

La noción de *conservación de la masa* pertenece a uno de los principios más relevantes en la naturaleza y que tiene gran relevancia en la termodinámica. Este principio se observa en los sistemas cuando la masa cambia junto con la energía, y se expresa con la conocida ecuación relativista propuesta por Albert Einstein:

Ecuación 16

$$E = mc^2 \text{ (kJ)}$$

Donde:

E = energía.

c = representa la velocidad de la luz.

Así como la energía no puede destruirse, sino que se transforma, la masa tampoco se puede crear ni destruir durante un proceso. A ello es a lo que se le denomina *principio de conservación de la masa*. En los sistemas cerrados este principio está presente desde el mismo instante en que se plantea que la masa debería ser constante a lo largo del proceso, no así en los sistemas abiertos donde la masa puede entrar y salir de las fronteras, por consiguiente, en todo proceso que se lleve a cabo con un sistema abierto procurar un control y un estudio de la proporción de masa que cruza las fronteras del sistema tiene un carácter primordial (Cengel y Boles, 2009).

Para hacer este balance de la masa en un sistema abierto se deben registrar dos valores: la porción neta de masa que pasa a partir o hacia el volumen de control (V_c) en un intervalo de tiempo definido (Δt), esto es, la cantidad de masa que entra y que sale del V_c . El cambio neto de la masa que se produce dentro del volumen de

control en dicho intervalo de tiempo (Δt) puede hallarse sustituyendo los respectivos valores en la siguiente expresión (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 17

$$\left[\begin{array}{c} \text{Cambio neto de masa} \\ \text{dentro del Vc} \\ \text{durante } \Delta t \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Masa total que entra al Vc} \\ \text{Durante } \Delta t \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Masa total que sale del Vc} \\ \text{Durante } \Delta t \end{array} \right]$$

Esta diferencia puede expresarse en términos matemáticos a través de la Ecuación 18, donde se cuantifica la masa dentro de un volumen de control con múltiples entradas y salidas durante un intervalo de tiempo como sigue:

Ecuación 18

$$\Delta m_{VC} = \sum_e m_e - \sum_s m_s \text{ (kg)}$$

Donde:

e = entrada

s = salida

El flujo másico es la cantidad de masa que atraviesa una sección por unidad de tiempo. Esta medición es denotada por el símbolo \dot{m} y su magnitud se expresa en el SI con la unidad kilogramo por segundo (kg/s). También es posible expresar la ecuación anterior en términos de tasas de variación de masa durante un intervalo de tiempo como se expresa a continuación:

Ecuación 19

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \dot{m}_e - \dot{m}_s \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Donde:

dm_{VC} = cambio de la masa dentro del volumen de control en un intervalo de tiempo Δt .

\dot{m}_e = flujos de entrada.

\dot{m}_s = flujos de salida.

1.1.6 Primera Ley de la Termodinámica

La primera ley de la termodinámica, también denominada principio de conservación de la energía, es primordial para relacionar las múltiples formas como se transfiere la energía como el calor, el trabajo y la energía total. Este principio instituye que la energía no se puede crear ni destruir, sino que sencillamente se transforma a lo largo de un proceso. Esa es la razón por la cual hasta la más pequeña cantidad de energía debe ser tomada en cuenta durante un proceso (Cengel y Boles, 2009).

El principio de conservación de la energía aplicado a un sistema se puede expresar de la siguiente manera, siendo el resultado de esta expresión a lo que se le denomina *balance de energía*:

Ecuación 20

$$\left[\begin{array}{c} \text{Variación de la energía} \\ \text{total en el sistema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Energía que entra} \\ \text{al sistema} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Energía que sale} \\ \text{del sistema} \end{array} \right]$$

Al aplicar este principio hay que tener en cuenta que un sistema puede intercambiar energía con sus alrededores de tres formas distintas (Müller, 2002):

1. Intercambio de trabajo.
2. Intercambio de calor.
3. Intercambio de energía causado por la entrada o la salida de una cantidad de masa.

En términos matemáticos la ecuación por medio de la cual se expresa el principio de conservación de energía, a través de un balance de energía en un sistema que ha sido sometido a un proceso, es la siguiente:

Ecuación 21

$$\Delta E_{\text{sistema}} = E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} \text{ (kJ)}$$

Donde:

E_{entrada} = entrada de energía.

E_{salida} = salida de energía.

La diferencia entre la $E_{entrada}$ y la E_{salida} representan la transferencia total de energía que puede darse, ya sea por calor, por trabajo o por masa. Cabe recordar que $\Delta E_{sistema}$ está compuesto de la siguiente manera:

Ecuación 22

$$\Delta E_{sistema} = \Delta U + \Delta Ec + \Delta Ep \text{ (kJ)}$$

Donde:

$$\Delta U = m(u_2 - u_1) \text{ (kJ)}$$

$$\Delta Ec = \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) \text{ (kJ)}$$

$$\Delta Ep = mg(z_2 - z_1) \text{ (kJ)}$$

1 = representa en estas expresiones el estado inicial del proceso.

2 = representa en estas expresiones el estado final del proceso.

También es posible representar el balance de energía en términos de la tasa de variación de energía en función del tiempo (Cengel y Boles, 2009).

Ecuación 23

$$\frac{d\dot{E}_{sistema}}{dt} = \dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} \text{ (kW)}$$

1.1.6.1 Balance de Energía en Volúmenes de Control en Estado Estacionario

Un volumen de control se considera que está en estado estacionario cuando el contenido total de la energía permanece constante siendo, por tanto, el cambio de energía total del sistema $d\dot{E}_{sistema}/dt$ igual a cero. Ello en razón a que la cantidad de energía que entra a un volumen de control es igual a la energía que sale, lo que en términos matemáticos se pueden expresar así (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 24

$$0 = \sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{E}_e = \sum_s \dot{E}_s \text{ (kW)}$$

Donde:

e = entrada

s = salida

1.1.6.2 *Procesos reversibles*

Un proceso ideal o reversible en un sistema puede definirse como un proceso que al llegar a su fin puede invertirse sin que ello cause una modificación en el sistema o el entorno (Van Wylen et al., 2002). Todos los procesos reversibles son, por lo tanto, por definición, ideales e hipotéticos porque en la práctica no es posible que un proceso con estas características se presente, debido a que su conceptualización trae implícita la condición de que para que un proceso sea ideal o reversible este debe ser ejecutado perfectamente. No obstante, a pesar de que no es posible alcanzar esa perfección en los procesos, en la práctica se ha logrado aproximar algunos procesos reales en diversos dispositivos a un funcionamiento reversible, tratando de reducir al máximo las irreversibilidades que se presentan en diversos puntos de esos dispositivos. Empero, lo que se ha observado es que, aun tomando estas medidas, no ha sido posible llegar a un proceso que sea plenamente reversible, pues para ello se tendrían que disminuir las irreversibilidades externas e internas al máximo (Moran y Shapiro, 2004).

Estos procesos reversibles son de gran interés y ampliamente utilizados en el campo de la ingeniería, por una parte, porque en los dispositivos que consumen trabajo se pueden desarrollar con la finalidad de lograr que ese consumo sea mínimo, y con ese mismo objetivo se ejecutan en los dispositivos que generan trabajo donde con su uso lo que se busca es lograr que el dispositivo entregue el máximo trabajo. Así pues, los procesos reversibles sirven como un límite teórico, y a la vez definen el término de *eficiencia* para los procesos reales de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica (Cengel y Boles, 2009).

Es importante acotar que estos procesos pueden ser reversibles tanto de forma interna como de forma externa. Los procesos internamente reversibles son aquellos en los que durante su desarrollo no se muestran irreversibilidades al interior de los límites del sistema, en otros términos, se puede decir que los recorridos del proceso directo e inverso son equivalentes para esta clase de procesos. Los procesos externamente reversibles son aquellos en los que no se presentan irreversibilidades en el exterior de las fronteras del sistema. Cuando se cumplen ambos casos en un proceso teórico se dice que este es un proceso plenamente reversible (Cengel y Boles, 2009).

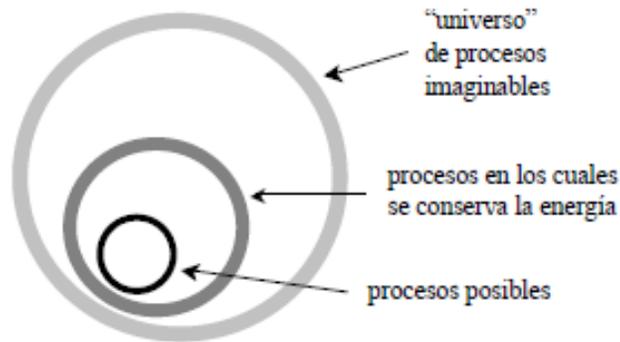
1.1.7 Segunda Ley de la Termodinámica

Para poder comprender los supuestos del segundo principio de la termodinámica se requiere retomar algunos puntos clave del primer principio. Y como primer punto, habiendo abordado ya su estudio en el numeral anterior, hay que partir del refuerzo de la relación que se establece en esa primera ley de la termodinámica y cómo en ella se aplica el principio de conservación.

Esa primera ley de la termodinámica estudia descriptivamente las variaciones de energía que presenta un sistema, y aplica el principio de conservación de la masa enfocado en la alteración de la magnitud de la masa que ocurre en un sistema. De modo que, como se verá líneas más abajo, en ambos principios de conservación se establece una relación entre la variación de una propiedad de un sistema y la transferencia de esta por medio de una frontera (Hollew y Buckius, 1990).

Lo que plantea fundamentalmente la primera ley de la termodinámica es que se condiciona la posibilidad de los procesos que se pueden idear. Empero, más allá de la teoría, se comprueba que no se puede condicionar la posibilidad de todos procesos imaginables como establece el primer principio de la termodinámica. Con el gráfico que aparece en la Figura 2 se puede explicar la razón por la que ello se afirma, pues la figura muestra gráficamente la proporción de todos los procesos imaginables que se podrían suponer con relación a la proporción de estos procesos en los cuales sería posible conservar la energía y, a su vez, la proporción de esos procesos donde sería imposible conserva la energía (Müller, 2002).

Figura 2. Procesos supuestos



Nota. Adaptado de Termodinámica básica, por Müller, 2002, Consultora Kemiteknik C. A.

Así como en la figura se puede observar, en la vida real no se cumple que todos los procesos donde se conserva la energía siempre son posibles, pues fuera del círculo más pequeño que se muestra en la Figura 2 que denota la proporción de procesos posibles en los cuales se conserva la energía hay un espacio que denota una proporción que no cumple con esa condición de posibilidad. Esa proporción, en efecto, denota los procesos en los cuales se conserva la energía que son teóricamente imaginables mas no por ello son posibles. Eso significa que, si bien una de las condiciones para que se realice cualquier clase de proceso es que este cumpla con la primera ley de la termodinámica, este principio no es suficiente para que se cumpla la condición de posibilidad en la vida real (Müller, 2002). Así pues, es dable asegurar que teniendo únicamente como criterio la primera ley de la termodinámica no se puede conocer si un proceso es viable o no.

Esa insuficiencia de la primera ley de la termodinámica para lograr examinar adecuadamente un proceso se solucionó en el instante en que los científicos propusieron la segunda ley de la termodinámica. Con la introducción de este segundo principio se afirmó que un proceso no se puede realizar si no cumple con ambas leyes (Cengel y Boles, 2009).

La segunda ley de la termodinámica no es tan directa y clara como la primera. Se diferencian fundamentalmente una de la otra porque, si bien este segundo principio también establece una relación entre una propiedad del sistema y la transferencia

de energía por medio de las fronteras de dicho sistema, en esta interacción la segunda ley de la termodinámica especifica la dirección del cambio (Hollew y Buckius, 1990). Las diferencia, asimismo, el hecho de que la segunda ley no solo supone que la energía tiene cantidad como lo hace la primera ley, pues este segundo principio postula, además, que la energía no solo tiene cantidad, sino también calidad. Así, mientras que la primera ley de la termodinámica estima únicamente la cantidad de energía y las transformaciones de esta sin considerar su calidad, la segunda ley ofrece los instrumentos para establecer la calidad de la energía en un proceso, lo cual tiene una gran trascendencia en las aplicaciones en ingeniería (Cengel y Boles, 2009).

Dentro de esas aplicaciones que tiene la segunda ley de la termodinámica en el campo de la ingeniería se pueden mencionar: i) la determinación del límite teórico de desempeño de diversos sistemas como las máquinas térmicas y los sistemas de refrigeración, ii) presagiar el nivel de terminación de las reacciones químicas, iii) determinar la perfección de los procesos termodinámicos y iv) mostrar el camino para corregir las imperfecciones que estos procesos puedan llegar a presentar (Cengel y Boles, 2009).

Como complemento de lo expuesto cabe mencionar que la segunda ley de la termodinámica proporciona los medios para poder:

- Pronosticar la dirección de los procesos.
- Instaurar condiciones de equilibrio.
- Determinar las condiciones donde los ciclos teóricos, los motores y otros dispositivos ofrecen las mejores prestaciones.
- Determinar las causas que no hacen posible que en la práctica se llegue a un grado ideal de funcionamiento.
- Instituir una escala de temperatura libre de la sustancia termométrica que se esté utilizando.
- Determinar procesos alternativos para evaluar propiedades, como la energía interna o la entalpía, desde otras propiedades que se pueden establecer de una forma más fácil por medio de la experimentación.

Es importante aclarar que todos estos aspectos que hacen parte la segunda ley de la termodinámica no deben considerarse principios independientes, puesto que están constantemente involucrados en los procesos.

Teniendo en cuenta lo anterior y lo expuesto en este numeral resulta comprensible el motivo por el cual aún no se ha llegado a tener una formulación exclusiva de la segunda ley, pues, como se ha evidenciado, a pesar de que la segunda ley de la termodinámica está soportada por evidencia experimental como ocurre con cada una de las leyes de la física, su campo de acción es bastante amplio. No obstante, se han elaborado algunas formulaciones de esta segunda ley de la termodinámica, siendo todas ellas equivalentes (Moran y Shapiro, 2004).

1.1.7.1 Procesos Irreversibles

Los procesos irreversibles se definen como procesos en los cuales no es posible restablecer el estado inicial del sistema o del entorno después de que ha sido efectuado un proceso (Moran y Shapiro, 2004). Así pues, la razón por la que un proceso es calificado como irreversible son las irreversibilidades, entendidas como aquellos factores que por el solo hecho de estar presentes en un proceso hacen que este sea de carácter irreversible. Algunas de las principales irreversibilidades que se pueden presentar en un proceso son:

- La expansión de un líquido o un gas hasta una presión bastante baja.
- Un cambio químico espontáneo.
- La mezcla espontánea de sustancias en diferente estado y con distintas estructuras.
- La transferencia de calor mediante una diferencia finita de temperaturas.
- El rozamiento, tanto de deslizamiento como de viscosidad.
- La corriente eléctrica en una resistencia.
- La magnetización o la polarización debido a histéresis.
- La deformación inelástica.

En el listado anterior solo se mencionan las irreversibilidades más comunes que pueden llegar a presentarse en un proceso. No obstante, existen otras

irreversibilidades que pueden darse igualmente, dado que todo proceso real puede exponer alguna o más de una de las irreversibilidades que fueron listadas, sea que se trate de un proceso natural o de un dispositivo construido (Moran y Shapiro, 2004).

Con relación a estos procesos de carácter irreversible también es dable hacer una categorización en dos tipos, pudiendo darse estos a nivel interno o externo. Los procesos irreversibles internos son aquellos en los que las irreversibilidades se presentan dentro del sistema, y los procesos irreversibles externos son aquellos en los que las irreversibilidades se presentan fuera del sistema. Es pertinente acotar que esta categorización depende de la frontera del sistema debido a que si, además de la frontera, se abarca una sección del entorno incluyendo las irreversibilidades del exterior, entonces se estaría hablando de un proceso irreversible interno considerando que esas irreversibilidades del exterior pasarían a ser ahora irreversibilidades internas.

Cabe agregar, además, que en general en los análisis que se llevan a cabo en el campo de la ingeniería se tiene como finalidad detectar y evaluar el efecto de las irreversibilidades en un proceso y buscar soluciones prácticas para reducirlas. Sin embargo, en varios casos la existencia de las irreversibilidades en los procesos se llega a tolerar hasta un punto límite, elección por la cual se opta en esos casos en razón a que previamente se ha identificado que los cambios de diseño y de funcionamiento para eliminar plenamente las irreversibilidades en esos casos específicos representarían en términos económicos costos bastante altos (Moran y Shapiro, 2004).

1.1.8 Entropía

A pesar de que todavía no existe una definición precisa del concepto de *entropía* que permita comprender cabalmente la totalidad de su campo de acción, ello no impide reconocer que esta es una propiedad de gran trascendencia, pues, junto con la segunda ley de la termodinámica, la entropía se configura en un instrumento sumamente importante para examinar los diversos dispositivos de ingeniería (Cengel y Boles, 2009). Con todo ello puede decirse, aunque de forma superficial,

que la entropía se ocupa de la medida del desorden o de la aleatoriedad molecular. Es por eso por lo que cumple un papel importante en el análisis de los procesos termodinámicos reales, puesto que al medir la aleatoriedad molecular permite medir el nivel de irreversibilidades presentes en un proceso y, por ende, obtener una caracterización más completa y detallada de los sistemas reales (Rodríguez, s.f.).

1.1.8.1 Balance de Entropía en Volúmenes de Control

Del postulado de la segunda ley de la termodinámica que sostiene que es posible crear la entropía, pero no destruirla, se puede deducir que la variación de la entropía en un sistema a lo largo de un proceso es superior a la transferencia de entropía, en una proporción igual a la entropía que se crea durante un proceso en un sistema. A este principio se le conoce como *principio de incremento de entropía* y puede expresarse en términos matemáticos de la siguiente manera:

Ecuación 25

$$\left[\begin{array}{c} \text{Variación de la entropía total} \\ \text{del sistema} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Entropía total} \\ \text{que entra} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Entropía total} \\ \text{que sale} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Entropía total} \\ \text{generada} \end{array} \right]$$

Esta expresión puede ser representada por medio de una ecuación a la que se le denomina balance de entropía y se expresa de la siguiente forma (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 26

$$\Delta S_{\text{sistema}} = S_{\text{entrada}} - S_{\text{salida}} + S_{\text{generada}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{K}} \right)$$

En la Ecuación 26 el término $\Delta S_{\text{sistema}}$ hace referencia a la variación de la entropía que se da en un sistema durante un proceso. Debido a que no existen diversas formas de entropía esta variación se limita a determinar únicamente la entropía al inicio y al final del proceso para así poder calcular su diferencia.

Ecuación 27

$$\Delta S_{\text{sistema}} = S_{\text{final}} - S_{\text{inicial}} \left(\frac{\text{kJ}}{\text{K}} \right)$$

La diferencia entre $S_{entrada} - S_{salida}$ hace referencia a la transferencia de entropía total que se da en el proceso, la cual puede darse o por calor o por masa, de modo que la transferencia de entropía en un sistema solo puede reconocerse en el momento en que esta cruza los límites del sistema. A esa transferencia se le denomina *entropía perdida o ganada* por el sistema.

Es importante, además, considerar en el cálculo del balance de entropía que en un sistema la entropía puede aumentar por la ocurrencia de una o más de las distintas clases de irreversibilidades mencionadas líneas atrás. Es por ello por lo que a esta ecuación se le puede agregar el valor de *generación de entropía* denotado por el término $S_{generada}$ que sirve para medir la entropía creada por estas irreversibilidades durante un proceso dentro de las fronteras del sistema. Así pues, el balance de entropía también se puede expresar en forma de tasa como se muestra a continuación (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 28

$$\frac{dS_{sistema}}{dt} = \dot{S}_{entrada} - \dot{S}_{salida} + \dot{S}_{generada} \left(\frac{kW}{K} \right)$$

Para un volumen de control, en el cálculo de la transferencia de entropía, es necesario tener en cuenta el flujo másico que se da a través de los límites del sistema. Lo anterior puede expresarse en términos matemáticos de la siguiente manera (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 29

$$\Delta S_{sistema} = \sum \frac{Q_0}{T_0} + \sum m_e s_s - \sum m_e s_e + \dot{S}_{generada} \left(\frac{kJ}{K} \right)$$

Donde (Cengel y Boles, 2009):

$m_i s_i$ = transferencia de entropía por transferencia de masa a la entrada del sistema.

$m_e s_e$ = transferencia de entropía por transferencia de masa a la salida del sistema.

1.1.9 Proceso de Combustión

Un proceso de combustión es una reacción química donde se produce la oxidación de un combustible mediante un comburente, lo cual libera una gran cantidad de energía exotérmica que puede darse con presencia o no de llamas o radiaciones visibles.

En los procesos de combustión se considera que un combustible es todo aquel material que puede quemarse para liberar energía, siendo los denominados hidrocarburos que están compuestos de hidrógeno y carbono y tienen la forma general C_nH_m los combustibles más conocidos. Estos combustibles (hidrocarburos) se pueden encontrar en todas las fases. Ejemplos de ello son la gasolina y el diésel que son hidrocarburos que se encuentran en fase líquida y se denotan con las fórmulas químicas C_8H_{18} y $C_{12}H_{26}$ respectivamente, o el gas natural donde los hidrocarburos se encuentran en fase gaseosa y se trata por simplicidad como metano (CH_4) (Cengel y Boles, 2009).

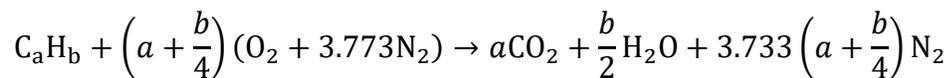
Como comburente u oxidante en los procesos de combustión el elemento que se emplea frecuentemente es el aire que está compuesto por una mezcla de gases, entre ellos el oxígeno, el nitrógeno, el argón y pequeñas cantidades de carbono, helio, neón e hidrógeno. Esas pequeñas cantidades de gases que se encuentran en el aire se descartan en el proceso de combustión y se considera al argón como nitrógeno, así pues, las proporciones de los elementos que componen el aire seco estándar son un 21 % de oxígeno y un 79 % de nitrógeno (Cengel y Boles, 2009).

Cuando en el proceso de combustión se rompen los enlaces que unen las moléculas del oxidante y el combustible, que son los reactivos de la reacción química, entonces los átomos y los electrones se reagrupan para formar los productos de la combustión desencadenando simultáneamente la liberación de energía (Moran y Shapiro, 2004). En esos productos que se forman con la reacción química de la combustión se encuentran diferentes moléculas que aparecen dependiendo de los productos de la reacción y sus condiciones, algunas de las cuales pueden ser, por ejemplo: dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O), oxígeno (O_2), nitrógeno (N_2), entre otras.

1.1.9.1 Combustión Estequiométrica o Ideal

Se considera que una combustión es estequiométrica o ideal cuando cada uno de los componentes combustibles de un combustible se queman, es decir, si, por ejemplo, en la reacción química todo el carbono que se halla en el combustible se transforma en dióxido de carbono, todo el hidrógeno se transforma en agua, todo el azufre se transforma en dióxido de azufre y todos sus componentes se oxidan por completo. Teóricamente este proceso se lleva a cabo cuando en la combustión se cuenta con la cantidad de aire teórico, esto es, la cantidad mínima de aire, que proporciona el oxígeno necesario para que se realice la combustión de cada uno de los componentes del combustible (Cengel y Boles, 2009). Con el balance de la masa en las reacciones químicas, se puede expresar la combustión estequiométrica para un hidrocarburo de la siguiente forma (Heywood, 1988):

Ecuación 30



1.1.9.2 Combustión Real

Como se dijo, en teoría, la combustión estequiométrica sucede cuando se tiene la cantidad de aire mínimo para que pueda ocurrir la reacción química de la combustión, pero en la realidad se ha vuelto una práctica común emplear una cantidad de aire mayor que la cantidad teórica necesaria con el fin de aumentar las posibilidades de que en la reacción se produzca la combustión completa de todos los componentes. No obstante, existen procesos en los cuales se puede presentar un déficit o un exceso de aire en la mezcla con el combustible. Cuando existe un déficit de aire en la mezcla se considera que es una mezcla rica en combustible y los productos que se forman son una mezcla de CO y H₂O con monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H₂) y N₂, debido a que en una reacción con déficit de aire no se cuenta con la cantidad suficiente de oxígeno para el combustible C y H que se pueda oxidar completamente a CO₂ y H₂O. Contrario a ello, cuando hay un exceso de aire

en la mezcla se considera que esta es una mezcla pobre en combustible y el aire adicional aparece en los productos sin sufrir cambios (Heywood, 1988).

Tanto las cantidades teóricas como las cantidades reales de aire presentes en la mezcla se pueden expresar mediante el parámetro lambda (λ). Esta expresión involucra la relación másica aire-combustible real en el numerador y la relación másica aire-combustible teórica en el denominador así (Heywood, 1988):

Ecuación 31

$$\lambda = \frac{\text{Peso real de aire consumido por kg de combustible}}{\text{Peso teórico de aire que se debería consumir por kg de combustible}}$$

Dependiendo del valor que tome lambda con la fracción de peso real de aire consumido por kg de combustible en el peso teórico de aire que se debería consumir por kg de combustible, se derivarán algunas consecuencias para los motores de combustión, tal como se describen en la Tabla 1 según los valores que puede tomar la expresión λ .

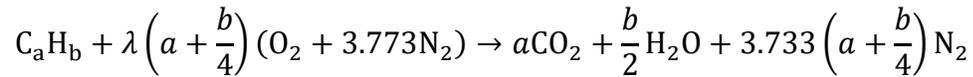
Tabla 1. Consecuencias del factor lambda

Mezcla	%	Consecuencias
Rica	< 0.75	El motor se ahoga y la mezcla no inflama por lo que el motor deja de funcionar.
	0.75 – 0.85	Con estos porcentajes se tiene una mezcla demasiado rica, que en uso instantáneo, proporciona incrementos de potencia.
	0.85 – 0.95	Potencia máxima en régimen continuo (pendiente, adelantamientos, etc.).
Normal	0.95 – 1.05	Conducción normal (regímenes de crucero).
Pobre	1.05 – 1.15	Mínimo consumo con ligera pérdida de potencia.
	1.15 – 1.30	Disminución considerable de potencia con aumento de consumo por pérdida de rendimiento.
	> 1.30	El motor no funciona y no se propaga la llama.

Nota. Coeficiente lambda y características de mezcla

Al ajustar la Ecuación 30 se tiene que el balance de masa para una reacción química de combustión que involucra un hidrocarburo y aire seco estándar, considerando el déficit o el exceso de aire, se puede expresar de la forma (Moran y Shapiro, 2004):

Ecuación 32

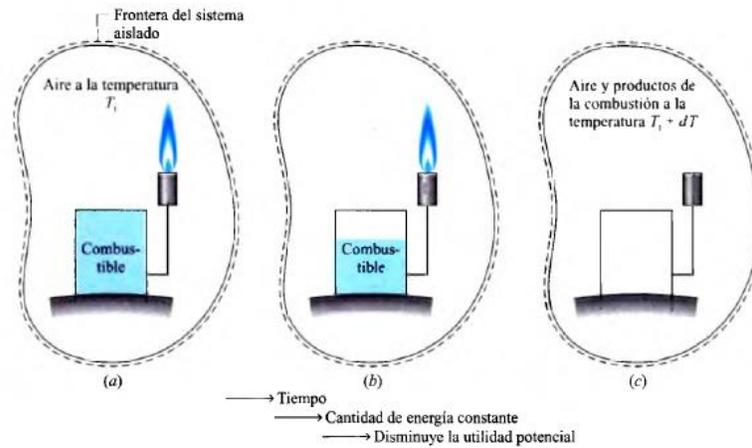
**1.1.10 Exergía**

Este parámetro, al igual que la entropía, es útil para medir el nivel de irreversibilidad de un proceso, y la pérdida de utilizabilidad de la energía disponible que esas irreversibilidades pueden generar. Así pues, teniendo en cuenta su utilidad es importante comprender a profundidad su definición.

Para comprender el concepto de *exergía* se hace necesario retomar algunos de los principios de la segunda ley de la termodinámica, siendo una de sus conclusiones fundamentales que existe la oportunidad de producir trabajo siempre que dos sistemas con distintos estados se ponen en contacto, dado que, en principio, puede desarrollarse trabajo al permitir que ambos sistemas alcancen el equilibrio (Rodríguez, s.f.). Cuando uno de esos sistemas es un sistema ideal o ambiente y el otro es cualquier sistema que se ponga en contacto con este, entonces se define la exergía como el mayor trabajo teórico que puede obtenerse de su interacción recíproca hasta conseguir un equilibrio entre ambos sistemas (Moran y Shapiro, 2004). Véase la siguiente figura tomada de Moran et al. (2004) y el texto descriptivo que la acompaña en la versión original de su publicación *Fundamentos de termodinámica técnica*:

La Figura 3 muestra un sistema aislado que consiste inicialmente en un pequeño depósito de combustible rodeado por aire en abundancia. Supóngase que el combustible se quema (ver Figura 3(b)), de modo que finalmente queda una mezcla ligeramente caliente de productos de la combustión y aire, tal como muestra la Figura 3(c). Aunque la cantidad total de energía asociada al sistema permanezca inalterada, la combinación inicial de combustible-aire tendría un mayor valor económico y sería intrínsecamente mucho más útil que la mezcla final templada. [...] Debemos concluir, por lo tanto, que, el sistema tenía una mayor utilidad potencial al principio del proceso que al final de este. (Moran y Shapiro, 2004, p. 309)

Figura 3. Ejemplo de exergía



Nota. Adaptado de Fundamentos de termodinámica técnica, por Moran y Shapiro, 2004, Reverté, S. A.

Entonces se puede definir que la *exergía* es el potencial máximo de producir trabajo que tiene un sistema con relación a su entorno. Con base en esta definición la exergía de un sistema en un estado dado estaría dada por la expresión (Moran y Shapiro, 2004):

Ecuación 33

$$\text{Exergía} = (E - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \text{ (kW)}$$

Donde:

$$E = (U + Ec + Ep)$$

$(U + Ec + Ep)$ = energía del sistema cerrado.

V = volumen del sistema cerrado.

S = entropía del sistema cerrado.

U_0 = valor de la energía.

V_0 = valor del volumen.

S_0 = valor de entropía.

Los valores U_0 , V_0 y S_0 son relativos a las propiedades mencionadas para un sistema cerrado cuando este se encuentra en estado muerto.

1.1.10.1 Estado Muerto o Referencia

Un sistema tiene la posibilidad de generar trabajo si sus propiedades difieren de las propiedades del ambiente, es decir, si presenta un estado distinto al que presenta el ambiente o se encuentra en desequilibrio. No obstante, a medida que el sistema evoluciona hacia la igualdad con el ambiente esa posibilidad va disminuyendo hasta que desaparece por completo una vez que alcanza a estar en equilibrio uno con el otro (Moran y Shapiro, 2004). Es así como se estima que un sistema está en estado muerto cuando alcanza el equilibrio con el ambiente.

En un estado muerto el sistema se encuentra a la misma presión y temperatura de su ambiente, no posee energía cinética o potencial que se relacionan con su ambiente ni reacciona con este. Tampoco hay efectos de desequilibrio magnético, eléctrico y tensión superficial entre el sistema y sus alrededores encontrándose en este estado de equilibrio.

Cabe mencionar que tanto el ambiente como un sistema que está en estado muerto poseen energía, pero la exergía de estos es igual a cero debido a que no tienen la posibilidad de interactuar. Así pues, las propiedades de un sistema en estado muerto se denotan por medio del subíndice cero, por ejemplo: P_0 , T_0 , h_0 , u_0 y s_0 . “A menos que se especifique de otra manera, la temperatura y la presión del estado muerto se supone como $T_0 = 25\text{ °C}$ (77 ° F) y $P_0 = 1\text{ atm}$ (101.325 kPa o 14.7 psia)” (Cengel y Boles, 2009, p. 430).

1.1.10.2 Transferencia de Exergía

La exergía puede transferirse a partir o hacia un sistema de tres formas que son: calor, trabajo y flujo másico. Esta transmisión de exergía solo se puede identificar en el instante en que pasa a través de la frontera del sistema, por ello se habla de exergía ganada o exergía perdida de un sistema en un proceso.

A continuación, se abordan algunos conceptos relevantes para interpretar cómo se da la transferencia de exergía que sigue al calor, el trabajo y el flujo másico.

1. Transferencia de exergía que acompaña al trabajo

La transferencia de exergía por trabajo puede expresarse de la siguiente forma:

Ecuación 34

$$X_{trabajo} = \begin{cases} W - W_{alr} & (\text{para trabajo de frontera}) \\ W & (\text{para otras formas de trabajo}) \end{cases} \quad (kJ)$$

Donde:

$$W_{alr} = P_0(V_2 - V_1)$$

P_0 = presión atmosférica.

V_2 = volumen final del sistema.

V_1 = volumen inicial del sistema.

Por consiguiente, la transferencia de exergía debida al trabajo, como también los trabajos de flecha y eléctrico son igual al trabajo (W) mismo. Asimismo, la exergía que acompaña al trabajo por unidad de tiempo se puede expresar de la manera:

Ecuación 35

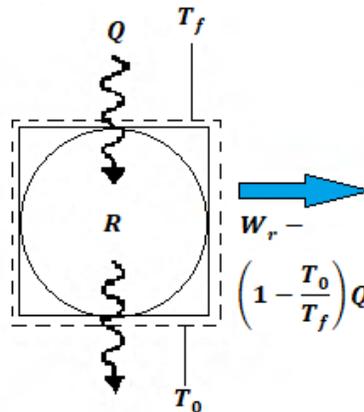
$$\dot{X}_{trabajo} = \begin{cases} \dot{W} - \dot{W}_{alr} \\ \dot{W} \end{cases} \quad (kW)$$

2. Transferencia de exergía que acompaña al calor

Desde de lo postulado por la segunda ley de la termodinámica se entiende que el calor es una faceta de la energía que es desorganizada y solo una parte de esta energía puede transformarse en trabajo, el cual es una forma de energía organizada o estructurada. Independientemente de la naturaleza del entorno con el que el sistema interactúa se puede expresar la magnitud de la transferencia de exergía que sigue al calor como el trabajo que puede producirse suministrándole esa cantidad de calor a un ciclo reversible que opera a una temperatura mayor que la temperatura ambiente, por lo que la transferencia de calor siempre está acompañada por la transferencia de exergía.

Para comprender mejor este criterio se puede considerar un sistema cerrado donde se realiza un proceso, el cual tiene una transferencia de calor Q que se lleva a cabo por medio de una sección de la frontera del sistema donde la temperatura T_f es constante y superior a la temperatura ambiente, como se muestra en la Figura 4.

Figura 4. Sistema cerrado con transferencia de calor a través de una parte de la frontera



Nota. Adaptado de Fundamentos de termodinámica técnica, por Moran y Shapiro, 2004, Reverté, S. A.

Siendo así, la transferencia de exergía estará dada por la siguiente ecuación:

Ecuación 36

$$X_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q \text{ (kJ)}$$

Esta interacción representa el resultado de la transferencia de exergía que sigue la transferencia de calor Q , siempre que T_f sea mayor o menor que T_0 . Una vez que en la interacción se cumple la condición de que $T_f > T_0$ la transferencia de calor hacia un sistema aumenta la exergía de este, o bien si la transferencia de calor se realiza a partir un sistema entonces comenzará a reducir la exergía de este. La situación opuesta se presenta en el momento en que $T_f < T_0$, donde la transferencia de calor Q es el calor transmitido hacia el medio a una baja temperatura (el calor desechado).

Además de la magnitud de la transferencia de exergía que sigue al calor, también es primordial considerar la dirección de esta transferencia, la cual se puede determinar observando si la temperatura en la sección de la frontera donde se presenta el intercambio de calor es menor que la temperatura ambiente. Si se cumple esta situación, entonces el flujo de calor y la transferencia de exergía van a tener direcciones opuestas (Moran y Shapiro, 2004)

La exergía que acompaña al calor se puede expresar también por unidad de tiempo, caso en el cual se considera exergía que acompaña al flujo de calor, y se puede expresar de la siguiente forma:

Ecuación 37

$$\dot{X}_{calor} = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \dot{Q} \text{ (kW)}$$

3. Transferencia de exergía por masa

La masa contiene exergía, energía y entropía, siendo los contenidos de estas dentro de un sistema proporcionales a la masa. Además, las tasas de transportación de exergía, entropía y energía que se dan hacia dentro o hacia fuera de un sistema son proporcionales al flujo másico, mecanismo que permite transportar exergía, entropía y energía dentro o fuera de los sistemas. Cuando una cantidad de masa (m) entra o sale de un sistema la acompaña una cantidad de exergía ($m\psi$), lo cual se puede expresar de la forma:

Ecuación 38

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$$

Es decir:

$$X_{masa} = m\psi \text{ (kJ)}$$

Por tanto, se tiene que la exergía de un sistema aumenta en $m\psi$ cuando entra la cantidad de masa (m), y disminuye en la misma cantidad cuando la misma cantidad de masa en el mismo estado sale del sistema (Cengel y Boles, 2009). Esta

transferencia de exergía por masa se puede expresar, además, por unidad de tiempo así:

Ecuación 39

$$\dot{X}_{masa} = \dot{m}\psi \text{ (kW)}$$

1.1.10.3 Principio de Disminución y Destrucción de Exergía

1. Disminución de exergía

Con el fin de comprender cómo se da en los sistemas la destrucción de exergía es preciso examinar el principio de disminución de exergía que es la contraparte del principio de aumento de entropía enunciado en la segunda ley de la termodinámica. Es importante aclarar que en este caso no se aborda la demostración matemática del principio de disminución de exergía, no obstante, el resultado que se recibe desde la demostración matemática se emplea para interpretar de una forma más clara este principio.

Así pues, a partir de un estudio hecho a un sistema aislado en el que no se evidenciaba transferencia de masa, calor ni trabajo se plantearon los balances de energía y entropía relacionándolos y haciendo las conjeturas correspondientes. De ese modo se llegó al siguiente resultado:

Ecuación 40

$$T_0 * S_{gen} = x_2 - x_1 \text{ (kJ)}$$

Donde:

T_0 = temperatura ambiente en una cantidad positiva.

$$S_{gen} > 0$$

Por lo tanto, $T_0 * S_{gen} \geq 0$

Lo anterior lleva a concluir lo siguiente (Cengel y Boles, 2009):

$$\Delta x_{aislado} = (x_2 - x_1)_{aislado} \leq 0$$

Con el planteo de la Ecuación 40 se sugiere que la exergía siempre va a disminuir en un sistema aislado durante un proceso, y en caso de que se trate de un proceso reversible esta permanecerá constante. Eso significa que en un proceso real la exergía es destruida a causa de las irreversibilidades que se presentan en él y que, por lo tanto, en ningún caso va a aumentar. A ello se le conoce como *principio de disminución de exergía*.

2. Destrucción de exergía

La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido y se le conoce como una irreversibilidad. Este fenómeno se produce debido a que cada una de las irreversibilidades ya mencionadas causan un incremento de la entropía en un proceso, provocando como resultado que la exergía tienda a destruirse. De modo que la exergía destruida es proporcional a la entropía generada, como lo sugiere la siguiente expresión (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 41

$$x_{destruida} = T_0 * S_{gen} \geq 0 \text{ (kJ)}$$

Tanto la expresión anterior como el principio de disminución de exergía son válidos para hacer los análisis de cualquier sistema donde se lleve a cabo cualquier tipo de proceso. Cabe decir que la exergía destruida siempre será positiva y nunca negativa para un proceso real, y siempre será igual a cero para un proceso ideal o reversible; no obstante, el principio de disminución de exergía no implica que la exergía de un sistema no pueda aumentar y que el cambio de exergía de un sistema no pueda ser positivo o negativo.

Con la siguiente expresión se puede resumir el principio de disminución de exergía, el cual se puede usar como criterio para saber si un proceso es reversible, irreversible o imposible (Cengel y Boles, 2009).

Ecuación 42

$$X_{destruida} \left\{ \begin{array}{l} > 0 \text{ proceso irreversible} \\ = 0 \text{ proceso reversible} \\ < 0 \text{ proceso imposible} \end{array} \right\}$$

1.1.10.4 Balance de Exergía en Volúmenes de Control

La expresión general del balance de exergía para volúmenes de control puede derivarse por medio de la obtención de las expresiones generales de los balances de materia y energía desde de los balances para sistemas cerrados, contabilizando, además, las trasferencias de exergía que acompañan los flujos de masa y los trabajos de flujo en las entradas y salidas. Como resultado de lo anterior se obtiene el balance de exergía para volúmenes de control (Cengel y Boles, 2009).

Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas que se establecen para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía, a saber: el *flujo másico a través de las fronteras*. Estas relaciones generales del balance de exergía pueden expresarse de una forma más explícita para un volumen de control como sigue (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 43

$$(X_2 - X_1) = X_{calor} - X_{trabajo} + X_{masa,entrada} - X_{masa,salida} - X_{destruida} \text{ (kJ)}$$

O también pueden expresarse de la manera:

Ecuación 44

$$\frac{dX_{vc}}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_{ent} \dot{m} \psi - \sum_{sal} \dot{m} \psi - \dot{X}_{destruida} \text{ (kW)}$$

1.1.10.5 Estado estacionario

Se ha evidenciado que la mayoría de los volúmenes de control encontrados en la práctica operan de forma estacionaria, lo que significa que estos no experimentan cambios en su contenido de masa, energía, entropía, exergía, ni en sus volúmenes. Por consiguiente, $dV_{vc}/dt = 0$ y $dX_{vc}/dt = 0$ para estos sistemas, y la cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estacionario en todas las formas debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. De ese modo, la forma de la tasa del balance general de la exergía para un proceso de flujo estacionario se reduce a la siguiente expresión (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 45

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV_{vc}}{dt}\right) + \sum_{ent} \dot{m} \psi - \sum_{sal} \dot{m} \psi - \dot{X}_{destruida} (kW)$$

La relación anterior se puede reducir aún más para un dispositivo de flujo estacionario y una sola corriente, expresándose de la siguiente forma:

Ecuación 46

$$0 = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}(\psi_2 - \psi_1) - \dot{X}_{destruida} (kW)$$

Donde (Cengel y Boles, 2009):

1 = subíndice que representa el estado de entrada.

2 = subíndice que representa el estado de salida.

\dot{m} = flujo másico.

1.1.10.6 Exergía Química

En los numerales anteriores ya se ha expuesto que la exergía está compuesta por una exergía física, pero para hablar de los procesos químicos es necesario introducir ahora el concepto de *exergía química*, dado que la exergía es la suma de estos dos componentes físico y químico. De ese modo el concepto de exergía química resulta relevante en los sistemas en los que se realizan procesos de combustión, dado que esta consiste en determinar el máximo trabajo que se puede obtener cuando un combustible reacciona con el oxígeno que se encuentra en el ambiente y se producen los componentes ambientales de dióxido de carbono y agua. Para hacer esta determinación se considera como sistema una pequeña porción de combustible que se encuentra a T_0 y P_0 , y el ambiente compuesto por gases como el oxígeno, el nitrógeno, el vapor de agua y el dióxido de carbono (Moran y Shapiro, 2004).

“La exergía química de una sustancia se define como el cambio de energía libre de Gibbs en estado estándar de la reacción de formación de dicha sustancia a partir de componentes presentes en el ambiente” (Agudelo et al., 2006, p. 45). En el caso

de los combustibles convencionales, dado que estos son mezclas complicadas de diversos hidrocarburos, se dificulta hallar la información de la energía libre de Gibbs de cada sustancia, por eso se emplean ecuaciones semiempíricas en las que se relaciona el poder calorífico inferior del combustible para hallar la exergía química. De tal forma que la exergía química de un hidrocarburo se puede expresar con la siguiente ecuación (Zapata et al., 2020):

Ecuación 47

$$\dot{E}x_{fuel} = \dot{m}x_{fuel} LHV\varphi$$

Donde:

$\dot{m}x_{fuel}$ = flujo másico del combustible expresado en kg/s.

LHV = poder calorífico inferior del combustible expresado en kJ/kg.

φ = factor de exergía química del combustible.

El factor de exergía química del combustible se puede determinar de la siguiente forma:

Ecuación 48

$$\varphi = 1.0401 + 0.1728 \left(\frac{H}{C}\right) + 0.0432 \left(\frac{O}{C}\right) + 0.2169 \left(\frac{S}{C}\right) \left(2 - 2.2068 \frac{H}{C}\right)$$

Donde:

H = fracción másica del hidrógeno que contiene el combustible.

C = fracción másica del carbono que contiene el combustible.

O = fracción másica del oxígeno que contiene el combustible.

S = fracción másica del sulfuro que contiene el combustible.

Para una mezcla de gases ideales a T_0 y P_0 que está compuesta únicamente de sustancias como los gases que están presentes en el ambiente, la exergía química se obtiene sumando las contribuciones de cada uno de los componentes así (Moran y Shapiro, 2004):

Ecuación 49

$$a^{-q} = \bar{R}T_0 \sum_i y_i \ln \left(\frac{y_i}{y_i^a} \right)$$

Donde:

\bar{R} = constante universal de los gases expresada en kJ/kmol. K.

T_0 = temperatura del estado de referencia expresada en K.

y_i e y_i^a = fracción molar de cada componente i en la mezcla a T_0 y P_0 y en el ambiente respectivamente.

1.1.10.7 Rendimiento exergético

Los investigadores que se han dedicado al estudio de esta propiedad termodinámica no han convenido hasta la fecha una definición general y unificada para el concepto de *rendimiento exergético* según la segunda ley de la termodinámica. Por ello, para el mismo dispositivo que se analiza en este estudio se han tomado como referencia distintas definiciones de la noción de rendimiento exergético.

Indistintamente de la definición que se adopte, el aspecto más importante para tener en cuenta es que tanto el rendimiento térmico como el rendimiento exergético se encargan de determinar con qué efectividad se da la transformación de los recursos en productos en un proceso. Más específicamente, la finalidad del rendimiento exergético es medir si un proceso real está operando aproximado a un proceso ideal o reversible, por lo tanto, el rendimiento exergético presentará el valor de cero en el peor caso que será la destrucción total de la exergía, o el valor de 1 en el mejor caso que será donde no se produzca destrucción de la exergía. Siendo así, el rendimiento exergético se puede expresar de la manera (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 50

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergía recuperada}}{\text{Exergía suministrada}}$$

Asimismo, el rendimiento exergético se puede expresar matemáticamente de la siguiente forma:

Ecuación 51

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\text{Exergía destruida}}{\text{Exergía suministrada}}$$

Para analizar correctamente un problema es necesario definir el sistema de forma precisa, con el fin de determinar exactamente todas las interacciones que ocurren entre el sistema y sus alrededores. Es por eso por lo que el rendimiento exergético, en comparación con el rendimiento térmico, considera incluso las pérdidas de capacidad de trabajo durante el proceso y se le asigna un valor igual a cero cuando no sea posible recuperar la exergía suministrada al sistema. Hay que tener en cuenta que la exergía puede suministrarse o recuperarse en diversas cantidades y en distintas formas, entre ellas, en forma de calor, trabajo, energía cinética, energía potencial, energía interna y entalpía.

Según los hallazgos que se han encontrado en los estudios desarrollados por varios autores e investigadores, para que la utilización de la exergía sea apropiada es conveniente que la eficiencia térmica tenga un valor aproximado a la unidad y que, además, exista una integración adecuada de las temperaturas de fuente y uso.

1.2 Estado del Arte

Al conceptualizar el balance de exergía de forma global en los motores de combustión interna es posible observar el comportamiento de las exergías de flujo que interactúan durante procesos como la admisión, la refrigeración y el escape, entre otros. En ello se basó el desarrollo investigativo que llevaron a cabo los autores Agudelo et al. (2006), quienes hicieron un *Análisis exergético de un motor de automoción operando con gas natural: efecto de la configuración del kit de conversión y del sistema de encendido*, con el objetivo de determinar los efectos provocados por la configuración de un *kit* de conversión a gas natural en las prestaciones mecánicas y las emisiones contaminantes de un motor de encendido. Con el fin de darle cumplimiento a este objetivo los autores hicieron el balance exergético de un motor Toyota Hilux de 2400 cm³ montado sobre un banco de ensayos bajo diferentes configuraciones del *kit* de conversión y cinco modos de

operación que buscaban replicar las condiciones más habituales de conducción en la ciudad.

Como resultado del estudio realizado los investigadores encontraron la mejor configuración del *kit* de conversión que influía en mayor medida en el tamaño del regulador y la ubicación del mezclador. Así, Agudelo et al. (2006) concluyeron que existía un impacto moderado en los términos del balance exergético, logrando una mejora aproximada del 11 % en la eficiencia exergética máxima obtenida.

La aportación principal que se obtuvo del documento de Agudelo et al. (2006) para el desarrollo del presente estudio radica en la aplicación que hicieron los autores de un balance exergético de forma global a un motor de combustión interna de encendido, provocado bajo cinco modos de operación que buscan reproducir condiciones usuales de conducción. Esta contribución se debe a que de un modo similar en el presente trabajo de investigación se buscó hacer un balance exergético de forma global a un motor de combustión interna. La diferencia entre el estudio desarrollado por los autores en cita y la presente investigación se basa en el tipo de motor sobre el cual se realiza dicho estudio, dado que en este caso se empleó un motor MEC; además, el estudio no se realizó bajo modos de operación donde se especifican regímenes puntuales de giro del motor, sino bajo un ciclo de conducción homologado europeo NEDC.

Esa búsqueda por mejorar las prestaciones mecánicas y reducir las emisiones contaminantes de los motores de combustión interna que han emprendido investigadores como Agudelo et al. (2006) se ha convertido en el tema principal en el marco del aprovechamiento de forma eficiente de los recursos energéticos. En ese orden de ideas, el proceso de admisión que involucra directamente, por una parte, la forma de inyección y, por otra, el tipo de combustible representa uno de los apartados más importantes en los balances de exergía.

Uno de los antecedentes más importantes que se hallaron en esta línea durante la revisión de la literatura fue el estudio *A Comparative Study on Energy and Exergy Analyses of a CI Engine Performed with Different Multiple Injection Strategies at Part Load: Effect of Injection Pressure* desarrollado por Muammer (2015), con el objetivo

investigativo de evaluar el comportamiento de la exergía y la energía de un motor de combustión interna diésel empleando tres presiones de inyección diferentes. En su estudio Muammer (2015) desarrolló una metodología de corte experimental en una primera fase donde puso a prueba un motor de combustión interna diésel Ford Lynx de 1753 cm³ de cuatro tiempos y cuatro cilindros, bajo una presión de riel de 130 MPa, 140 MPa y 150 MPa, manteniendo de forma constante en cada una de las pruebas la presión de sobrealimentación, la velocidad del motor, la cantidad de combustible por ciclo, la preinyección y la sincronización de la inyección principal. Luego, en una segunda etapa de contrastación de la fundamentación teórica con los resultados obtenidos en el estudio, Muammer (2015) realizó un análisis de la exergía, la energía, la combustión y las emisiones con base en los resultados obtenidos en la parte experimental.

Dentro del marco de conclusiones a las que llegó Muammer (2015) en su estudio cabe destacar, con relación a las emisiones contaminantes, que al aumentar la presión de inyección en un 17 % se redujeron las emisiones de hollín en un 44 %, sin embargo, las emisiones de NO_x aumentaron en un 12 %. Al aumentar la presión de inyección se redujo, además, la eficiencia exergética y térmica, lo cual permitió concluir que estas variables son inversamente proporcionales. Este tipo de proporcionalidad se observó, asimismo, en la relación establecida entre la presión de inyección y la exergía de los gases de escape, pues al bajar la presión de inyección se registró un aumento de la exergía de los gases de escape debido a la disminución de la pérdida de enfriamiento. Con relación a la destrucción de la exergía es conveniente destacar que en el estudio citado se concluyó que esta es independiente de la presión de inyección, pues se mantuvo en un valor aproximado al 6 %.

Este estudio elaborado por Muammer (2015) involucró de manera concisa el análisis de un motor de combustión interna diésel mediante los conceptos de *exergía* y *energía*, además de enfatizar en el comportamiento de las emisiones contaminantes y la exergía de los gases de escape resultantes. Esa fue la razón por la cual se consideró un referente de gran relevancia, debido a que en el marco de la presente investigación se ha hecho un balance exergético global de un motor durante un ciclo

de conducción, además de analizar el comportamiento de la exergía contenida en el flujo de los gases de escape y su interacción con las máquinas y los subsistemas principales presentes en el sistema de expulsión de gases de escape.

Sumados a los aspectos abordados en las investigaciones referidas en los párrafos precedentes de este numeral, hay otros dos aspectos que están relacionados con el proceso de admisión y que afectan directamente el balance de exergía. Se trata del tipo de combustible empleado y sus propiedades, los cuales fueron estudiados por Sayin et al. (2006) en su investigación sobre la *Energy and exergy analyses of a gasoline engine*. Como objetivo principal estos autores se propusieron estudiar los análisis de energía y de exergía de un motor de combustión interna a gasolina con diferentes números de octanos de investigación (RON por sus siglas en inglés: *research octane number*). Para ello Sayin et al. (2006) realizaron los balances de flujos de exergía y energía a partir de los datos experimentales que obtuvieron al someter a pruebas en estado estable un motor de combustión interna de encendido provocado Fiat DKS de 1600 cm³ con gasolina de 91 RON, 93 RON y 95.5 RON, modificando en cada prueba la velocidad de giro del motor entre los 1200 min⁻¹ y 2400 min⁻¹ y el par del motor entre 20 Nm y 40 Nm.

Con la metodología desarrollada los investigadores concluyeron que el flujo de exergía con el flujo de los gases de escape y el flujo de exergía por pérdida de calor aumentaba con índices de octanaje superiores al índice de diseño, contribuyendo así a la pérdida de eficiencia exergética. De la misma forma, los autores encontraron que casi todos los parámetros de rendimiento exergético se incrementaban a medida que se producía un aumento en la velocidad de giro del motor, debido a que en esas condiciones se generaba una mayor turbulencia y se homogeneizaba la mezcla en la cámara de combustión.

Habiendo determinado sus aportaciones a la presente investigación, el documento redactado por Sayin et al. (2006) se consideró de suma relevancia para el estudio debido a que, a diferencia de los documentos anteriores, expone un análisis en el que se toma en cuenta una mayor cantidad de puntos de operación al variar la velocidad de giro y el par torsor del motor buscando tener una mayor similitud con

una conducción real. A ello habría que agregar la profundización que los autores realizaron con respecto al estudio del comportamiento de la eficiencia exergética basado en los flujos de exergía que interactuaban con el motor y su velocidad de giro, siendo esta última una noción muy importante para este trabajo de investigación en lo relacionado a la medición de las variables durante un ciclo de conducción que abarca una gran cantidad y variedad de velocidades de giro del motor.

De forma similar, Zapata et al. (2020) realizaron un *Exergy analysis of a diesel engine converted to spark ignition operating with diesel, ethanol, and gasoline/ethanol blends*, con el objetivo de exponer los resultados del balance de exergía de un motor de encendido por compresión convertido a encendido provocado y de relación de compresión variable funcionando con diferentes tipos de combustible. Para obtener los resultados del balance en la fase experimental del estudio se puso a prueba un motor monocilíndrico de 406 cm^3 y cuatro tiempos bajo cuatro velocidades de giro correspondientes a 1500 min^{-1} , 2100 min^{-1} , 2600 min^{-1} y 3200 min^{-1} y funcionando con mezclas de gasolina/etanol al 10 %, gasolina/etanol al 50 %, etanol puro con relaciones de compresión de 9:1 y 12:1, y combustible diésel con una relación de compresión de 17:1; posteriormente, en la fase teórica, se realizó un balance exergético de forma global con los datos obtenidos en esa primera fase experimental.

Con la metodología desarrollada los investigadores del estudio en cita identificaron que de todas las mezclas de gasolina/etanol que se hicieron sobresalía la mezcla al 50 % y de los combustibles puros se sobreponía el etanol sobre el diésel, siendo este último combustible con el que se obtuvo la mejor eficiencia exergética del motor con un valor de 16.46 %, con una relación de compresión de 9:1 y una velocidad de giro del motor de 2100 min^{-1} . Basados en estos resultados Zapata et al. (2020) concluyeron que el motor cuyo diseño original consiste en el encendido por compresión obtiene un mejor desempeño operando con las mezclas de gasolina/etanol, debido al contenido de oxígeno de los combustibles que permite aumentar la eficiencia de la combustión; sin embargo, al ser más agresivas las

propiedades fisicoquímicas de los combustibles alternos que las del diésel estas afectaron la integridad del motor.

Este documento se tomó como referente investigativo en razón a que proporcionó al presente estudio un aporte teórico sobre el manejo del balance exergético de forma global sobre un motor de combustión interna diésel. Además, suministró una visión sobre el modo de llevar a cabo el tratamiento de los datos obtenidos y hacer su clasificación, fase del estudio en la cual se observó que lo que se buscaba era analizar cada uno de los flujos exergéticos que interactuaban con el motor durante el proceso de combustión, siendo de gran importancia en el proceso de análisis los datos relacionados con el combustible diésel y su tratamiento.

Otro importante documento tomado como antecedente de esta investigación fue el artículo *Energy and Exergy Balances for Modern Diesel and Gasoline Engines* elaborado por Bourhis y Leduc (2010), con el objetivo de evaluar la diferencia que se presenta al comparar el balance de exergía y de energía en dos motores modernos en el momento en que se aborda la recuperación de calor. Para ello los autores evaluaron primeramente un motor de gasolina o encendido provocado de aspiración natural de 1000 cm^3 y tres cilindros de baja fricción, luego evaluaron un segundo motor de tipo diésel o de encendido por compresión de 1600 cm^3 de riel común y de aspiración forzada mediante el sistema turbocompresor.

Las pruebas en el estudio de Bourhis y Leduc (2010) se llevaron a cabo bajo puntos representativos del ciclo NEDC, correspondientes a 2000 min^{-1} con una presión media efectiva al freno (BMEP por sus siglas en inglés: *brake mean effective pressure*) igual a 0.2 MPa, y 3500 min^{-1} con una BMEP igual a 0.5 MPa para el motor a gasolina (MEP), y 1500 min^{-1} y un BMEP igual a 0.3 MPa con un porcentaje de EGR del 43.2 % y 2300 min^{-1} con una BMEP igual a 0.8 MPa y un porcentaje EGR de 19.7 %. Esos puntos de operación, cabe mencionar, fueron seleccionados por los autores del estudio con la intención de indicar una velocidad en estado estacionario en condiciones urbanas y de carretera.

Con relación al motor MEC se llegó a la conclusión de que del porcentaje total de la energía que fue introducida en la cámara de combustión únicamente un 30 % se

transformaba en trabajo mecánico efectivo, siendo el porcentaje del 55 % más significativo aquella proporción de energía que se perdió en forma de calor mediante el sistema de refrigeración del motor y de lubricación, particularmente en los gases de escape. Después de llegar a estas conclusiones, habiendo observado que no toda esa energía perdida se puede recuperar y transformar en trabajo útil, los autores hicieron un análisis del balance de exergía para calcular la cantidad porcentual de energía que se podía recuperar, lo cual los llevó a determinar que del total de exergía introducida con el combustible solo era posible recuperar un 12 %, no obstante, identificaron que si se lograra una recuperación del 25 % de la exergía se podría aumentar la eficiencia efectiva del motor en un 10 %.

Este fue uno de los estudios que se consideró con mayor relevancia en el marco de los antecedentes investigativos, dado que su alcance comprendió la realización del balance exergético de forma global en un motor MEC sobre puntos específicos y representativos del ciclo NEDC, como también el análisis de la posibilidad de recuperación de exergía, temática que está estrechamente relacionada con el objetivo principal del presente trabajo de investigación donde se ha tenido igualmente la pretensión de examinar el comportamiento de los flujos de exergía en los sistemas de pérdidas de calor, como son el sistema de refrigeración y escape y sus correspondientes subsistemas y máquinas, considerando la magnitud de la exergía. La diferencia principal entre los objetivos de investigación entre uno y otro estudio radica en que Bourhis y Leduc (2010) realizaron el análisis de la exergía bajo dos puntos representativos del ciclo NEDC, mientras que en la presente investigación el análisis exergético se ha realizado bajo todos los puntos del mismo ciclo de conducción.

El análisis hecho por Bourhis y Leduc (2010) no solo es un antecedente relevante para este estudio, también es un referente en el campo, dado que estos autores demostraron que la energía transformada en trabajo mecánico efectivo es muy poco significativa con relación a la energía de pérdidas por calor y la energía introducida con el combustible, además de comprobar que con la recuperación de exergía se puede aumentar de forma significativa la eficiencia efectiva del motor. Todo estos resultados aportan evidencia de que soporta la configuración del tema de la

recuperación de exergía y sus formas como un tema fundamental en el aprovechamiento de los recursos energéticos limitados, al enfatizar en el diseño y el desarrollo de motores de combustión interna.

A raíz del estudio realizado por Bourhis y Leduc (2010) se han desarrollado varios trabajos de investigación en los que se resaltan los métodos de recuperación de exergía en los motores de combustión interna, destacando los gases de escape. Este es el caso de los autores Galindo et al. (2016), quienes publicaron un estudio sobre *Advanced exergy analysis for a bottoming organic Rankine cycle coupled to an internal combustion engine*, con el objetivo de cuantificar mediante un análisis de exergía convencional y avanzado el efecto de las mejoras a cada uno de los componentes sobre el rendimiento global al acoplar un ciclo Rankine con fluido orgánico a un motor de combustión interna. Para ello los autores obtuvieron los datos experimentales de un ciclo Rankine de fluido orgánico acoplado a un motor de combustión interna y turboalimentado de 2000 cm³, y posteriormente realizaron el análisis exergético convencional y avanzado, en este último se dividió la exergía en endógena y exógena para proporcionar el reporte necesario de las interacciones entre los componentes del sistema, y también se dividió en evitable e inevitable para facilitar la obtención de una medida de la capacidad de mejora en la eficiencia de cada componente.

Con la metodología desarrollada los autores Galindo et al. (2016) concluyeron mediante el análisis de exergía convencional que la mayor tasa de destrucción de exergía se presentaba en la caldera, sin embargo, el análisis de exergía avanzado advirtió que el primer componente al cual se le debía dar prioridad era al expansor. Si bien el trabajo no abordó el balance exergético de forma global sobre un motor diésel y/o sus componentes, se encontró relevante por la importancia con la que los autores estudiaron los gases de escape de un motor de combustión interna y la cantidad de exergía contenida en estos, identificando así que esta se podía recuperar mediante un ciclo Rankine con fluido orgánico.

Como último antecedente se consultó el estudio *Potential for exhaust gas energy recovery in a diesel Passenger car under European Driving cycle* elaborado por los

autores Agudelo et al. (2015), con el objetivo principal de determinar en todos los componentes del sistema de escape el potencial de los gases de escape para producir trabajo útil. Para ello Agudelo et al. (2015) desarrollaron el estudio en dos fases: una fase experimental y una fase analítica. En la fase experimental se puso sobre un banco de pruebas ubicado dentro de una cámara climática un vehículo Nissan de referencia Qashqai 2.0 dCi impulsado por un motor de 1994 cm³ diésel sobrealimentado, de cuatro tiempos y cuatro cilindros, para registrar las variables operativas relevantes bajo el ciclo NEDC, utilizando diferentes temperaturas de arranque de motor y ambiente; y en la fase analítica se realizó el análisis exergético en seis puntos del sistema de escape que involucran las entradas y las salidas de los componentes.

De esa manera Agudelo et al. (2015) concluyeron que el potencial más alto para la recuperación de energía proveniente de los gases de escape se encontraba en la salida de la turbina que compone el sistema turbocompresor, sin embargo, para no interferir con los sistemas de postratamiento de gases de escape y con la reducción de las emisiones contaminantes, señalaron que el sistema de recuperación de energía debe ubicarse a la salida del último componente de postratamiento. Por tanto, el trabajo enfatizó que la ubicación más prometedora corresponde a la salida del filtro de las partículas, en cuyo punto el potencial de recuperación de energía en trabajo útil osciló entre un 2.6 % y 6 % del total de la exergía del combustible. Así, se llegó a la conclusión de que el componente que presenta mayores pérdidas de exergía corresponde al silenciador, por lo que se recomendó finalmente que el sistema de recuperación se ubicara aguas arriba de ese componente.

Por lo anterior el estudio desarrollado por Agudelo et al. (2015) se consideró relevante para la presente investigación, dado que en él se abordó el análisis exergético sobre un ciclo de conducción NEDC, y se acentuó en el comportamiento de los gases de escape a su paso por algunos componentes del sistema de escape.

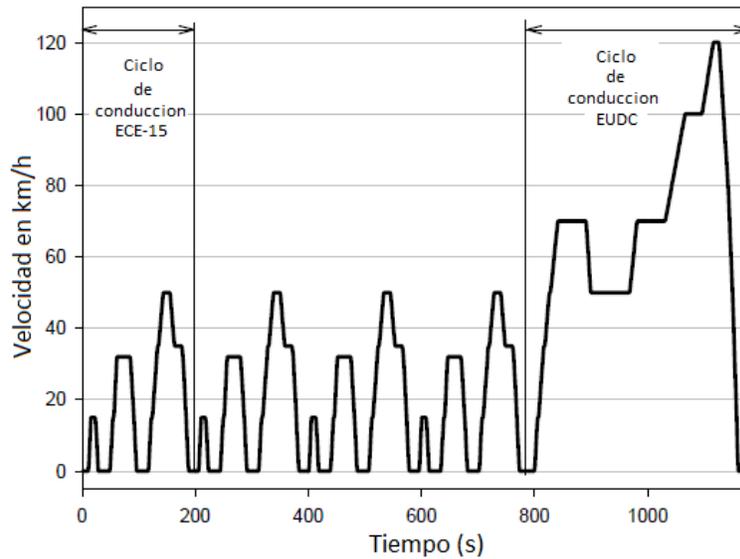
1.3 Marco Conceptual

1.3.1 Nuevo Ciclo de Conducción Europeo (NEDC)

Este protocolo ha sido utilizado en la Unión Europea para hacer las respectivas validaciones y certificaciones del parque automotor referente al combustible y a las emisiones contaminantes. Es un ciclo de conducción que se aproxima mucho a las condiciones reales que se pueden presentar en las rutas de Europa, principalmente utilizado para los vehículos livianos que se sometían a etapas de velocidad constante de aceleración y desaceleración.

Las pruebas de los vehículos que se realizan conforme el ciclo NEDC se llevan a cabo en un banco de rodillos (dinamómetro) en dos fases: 4 ciclos ECE-15 + 1 ciclo EUDC. La primera fase del ciclo NEDC consiste en arrancar el vehículo en frío recreando cuatro periodos de conducción urbana conocidos como ciclo de conducción ECE-15 (UDC por sus siglas en inglés: *urban driving cycles*) durante 195 segundos cada uno y a una velocidad media de 18.8 km/h, sometiendo el motor a distintas aceleraciones, frenados, arranques y paradas. La segunda fase del ciclo se basa en simular una conducción extraurbana denominada ciclo de conducción extraurbano (EUDC por sus siglas en inglés: *extra urban driving cycle*) con una duración de 400 segundos, con cambios de marcha específicos y con diferentes resistencias en el volante de inercia del dinamómetro, hasta conseguir una velocidad máxima de 120 km/h, como se observa en la Figura 5.

Figura 5. New European Driving Cycle (NEDC)



Nota. Adaptado de A complementary emission test for light-duty vehicles: Assessing the technical feasibility of candidate procedures, por Weiss et al., 2013, Publications Office of the European Union

1.3.2 El Motor Diésel y el Automóvil

El automóvil es un transporte autopropulsado designado al transporte de individuos y mercancías, que no requiere el uso de carriles fijos para su movimiento. Pese de que existen diferentes sistemas de propulsión para los vehículos como son los motores de vapor o los motores eléctricos, estos resaltan por encima de los demás los motores de combustión interna, siendo los alternativos los que incorporan la mayoría de la planta automotriz. Entre los diferentes tipos de motores que existen sobresalen los motores MEP y los motores MEC.

A lo largo de décadas del siglo pasado, el motor de encendido provocado ha sido el gran dominante dentro del sector automovilístico ligero, mientras que el motor diésel ha quedado relegado debido a que no podía competir de manera directa con el motor de encendido provocado, el cual ofrecía prestaciones superiores para la época como ser más ligero, menos voluminoso, más potente y más económico que el motor MEC que, a diferencia del motor encendido provocado, solo podía ofrecer

una mayor confiabilidad y un menor consumo debido a que su rendimiento es preeminente (Vicente, 1987).

Con el paso de los años el motor diésel se convirtió en el clásico motor de enormes magnitudes que servía en el lote de la automoción para arrastrar las gigantes cargas que eran transportadas por los camiones y los barcos, rubro en el que ha sido desde entonces el monarca indiscutible. Para la época el uso del motor diésel estaba vigente en aquellos lugares en los que se necesitaban grandes potencias, pero no se tenía como prioridad la rapidez y la aceleración, más sí la economía de consumo, la duración y la confiabilidad del transporte (Vicente, 1987).

A partir del año 1980 empieza una nueva historia para los motores diésel, pues las marcas elaboradoras se interesaron profundamente por este tipo de motores para emplearlos en vehículos ligeros, debido a la gran crisis del petróleo que llevó a los clientes a buscar medios de transporte más económicos que los automóviles que eran propulsados por los motores MEP (Vicente, 1987). Cabe considerar, por otro lado, que el mundo del automóvil ligero es más exigente y que en él reina indiscutiblemente el motor a gasolina (MEP), por eso se ha tratado de diseñar un motor que pueda competir de manera directa con este motor. El motor tradicional del ciclo diésel para un automóvil es de cuatro cilindros y alcanza unas cilindradas que oscilan comúnmente entre los 1600 cm³ a los 2400 cm³ para los automóviles medianos, y solo en el caso de los automóviles más grandes se escalan mayores cilindradas (Vicente, 1987).

En la actualidad el motor diésel muestra enormes cualidades para competir directamente con el motor de gasolina. Por ello los automóviles propulsados por motores MEC han comenzado a abundar de manera considerable en las carreteras.

1.3.3 Combustibles para Motores de Combustión Diésel

Los motores diésel forman parte de los motores que usan petróleos como combustible, aunque también se los conoce como *aceites combustibles*, *combustóleos* o *gasóleos* (Pawlak, 1984). La mayoría de los combustibles se generan por el empleo del proceso conocido como *catálisis pirogénica (cracking)*

del petróleo crudo con el cual se busca perfeccionar sus características antes de que salgan al comercio. Estos procesos de mejoramiento de los combustibles de diversos tipos, y su calidad en el caso de los aceites combustibles (diésel), se establece por medio de sus números cetánicos (NC) que corresponden a un número que establece porcentualmente la proporción de cetano (hexadecano $C_{16}H_{34}$) contenida en la mezcla con alfa-metil-naftaleno ($C_{11}H_{10}$) y que se quema igual que el aceite combustible investigado para motores diésel, presentando la misma sensibilidad al autoencendido (Pawlak, 1984). Es por eso por lo que los combustibles que contienen un mayor número de cetano se queman de forma más fácil en los motores de autoencendido (Agüero, s.f.).

El combustible diésel se usa en vehículos de pasajeros con motores MEC y en vehículos utilitarios que pueden ser camionetas de reparto livianas o camiones pesados que transportan hasta 38 toneladas, pluralidad de aplicaciones que puede llegar a hacer más compleja la búsqueda de criterios de calidad, sin embargo, en cada situación será el tipo de aplicación más exigente. Se debe entonces considerar en cada caso que hay otros tipos de motores MEC en cuyo uso se exceptúa el recorrido por carretera como es el caso de los botes de pesca, los equipos de construcción, los tractores agrícolas y los grandes barcos que usan combustibles de motor diferentes al combustible diésel como son el diésel marino, el aceite empleado para la calefacción de viviendas y el fuelóleo pesado (Waddams et al., 2018).

En varios países el combustible diésel está estandarizado, por ejemplo, en la Unión Europea el estándar para el combustible diésel es EN 590. En la Tabla 2 se pueden observar los requerimientos de este combustible para las regiones climáticas “templadas”, y en la Tabla 3 se muestran los requerimientos para las regiones climáticas “árticas”.

Tabla 2. Requerimientos para las regiones climáticas “templadas”

Características		Unidades	Valores límite	
CFPP	A		Mínimo	Máximo
	Clase A		+ 5 ° C	
	Clase B		0 ° C	
	Clase C		- 5 ° C	
	Clase D		- 10 ° C	
	Clase E		- 15 ° C	
	Clase F		- 20 ° C	
Densidad a 15 ° C		kg/m ³	820	860
Viscosidad a 40 ° C		mm ² /s	2	4.5
Número cetano medido			49	
Número cetano calculado			46	
E250		% vol.		65
E350		% vol.	85	
E370		% vol.	95	

Nota. Adaptado de *Petroleum refining*, por Waddams et al., 2018, <https://www.britannica.com/technology/petroleum-refining>

Tabla 3. Requerimientos para regiones climáticas “árticas”

Características	Mayúsculas	Valores límite por clase				
		0	1	2	3	4
CFPP	° C	-20	-26	-32	-38	-44
Punto de enturbiamiento	° C	-10	-16	-22	-28	-34
Densidad a 15 °C	kg/m ³ mín.	800	800	800	800	800
	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ máx.	845	845	845	840	840
Viscosidad a 40°C	mm ² /s mín	1.5	1.5	1.5	1.4	1.2
	mm ² /s máx	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
Número de cetano medido	mín.	47	47	46	45	45
Número de cetano calculado	mín.	46	46	45	43	43

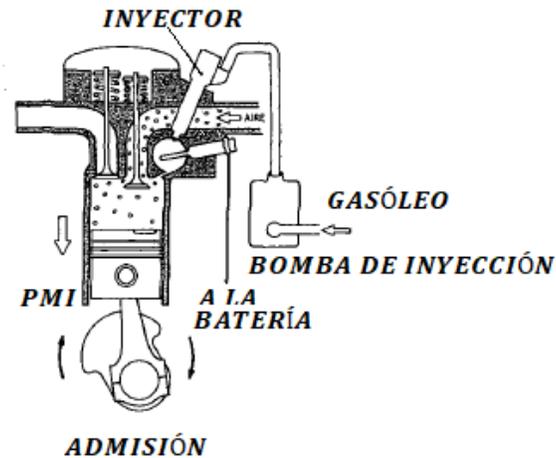
E180	% vol. máx.	10	10	10	10	10
E340	% vol. mín.	95	95	95	95	95

Nota. Adaptado de *Petroleum refining*, por Waddams et al., 2018, <https://www.britannica.com/technology/petroleum-refining>

1.3.4 Sistema de Admisión en Motores de Combustión Diésel

El proceso de admisión se ocupa de introducir la mezcla de aire-combustible en la cámara de combustión en el cilindro, y puede contar con el apoyo o no de un compresor de aire. Los motores de combustión de encendido por compresión o diésel, en principio, carecen de un sistema complementario que pueda iniciar la combustión de la mezcla por medio del elemento conocido como *bujía*, como pasa en los motores MEP; en este tipo de motores el proceso de combustión se realiza por medio de la autoignición de la mezcla en el instante en que se generan las condiciones idóneas de temperatura y presión para comenzar la combustión. En el proceso de admisión solo ingresa aire para después ser comprimido, luego se eleva la presión y la temperatura en el cilindro generando las condiciones para la inyección del combustible a altas presiones, grados antes del punto muerto superior (PMS), y es allí donde se inicia el autoencendido en la primera fase de combustión (Macedo, 2020). Este proceso de admisión en un motor MEC sin considerar la existencia o no de un turbocompresor se puede observar en la Figura 6.

Figura 6. Proceso de admisión en el cilindro de un motor MEC



Nota. Adaptado de El motor diésel en el automóvil , por Vicente, 1987, Ediciones CEAC, S. A.

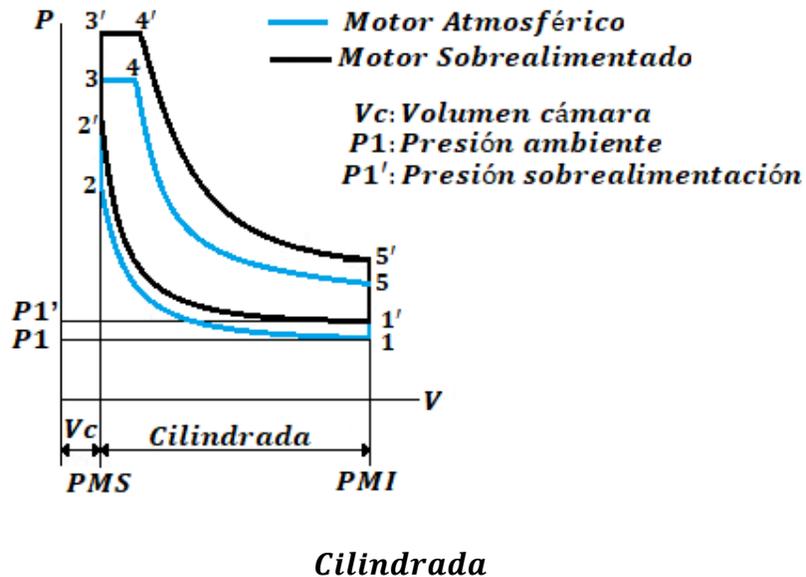
Como se ha mencionado, el proceso de combustión lleva a la autoignición de un carburante y un comburente en condiciones de temperatura y presión determinadas, por lo consiguiente, el proceso de admisión de la mezcla en un motor MEC se puede desglosar en dos partes primordiales que son: i) la admisión de aire, y ii) la inyección de combustible, las cuales se describen en los numerales subsiguientes.

1.3.4.1 Admisión de Aire

Debido al aumento de la capacidad de carga y de la velocidad de los vehículos, es necesario elevar la potencia de los motores sin aumentar de manera considerable las magnitudes físicas máximas ni la masa (Jóvaj, 1973). La potencia de un motor alternativo está vinculada, en cada punto de funcionamiento del motor, implicado en el ciclo; de esta forma puesto que esa potencia puede ser evaluable por medio del rendimiento volumétrico con relación a unas condiciones de alusión externas, la proporción de combustible que podría llegar a ser introducido, el rendimiento efectivo del motor y el régimen de giro de este (Álvarez y Callejón, 2005). Para incrementar la potencia efectiva obtenida de la capacidad total del motor, y con el fin de reducir su peso específico, se aplica el concepto de sobrealimentación, lo cual se consigue por la precompresión de la carga nueva de aire, para el caso de los

motores MEC previo a la admisión al cilindro, de manera que se conseguirá atrapar mayor cantidad de fluido motor y asociado a ello se podrá quemar mayor cantidad de combustible por ciclo realizado (Álvarez y Callejón, 2005). El impacto de la sobrealimentación en la potencia entregada por el motor puede verse en un ciclo presión/volumen de la Figura 7.

Figura 7. Ciclo ideal de un MACI atmosférico y sobrealimentado



Nota. Adaptado de Motores alternativos de combustión interna, por Álvarez y Callejón, 2005, Ediciones de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL.

Es bastante ventajoso entonces comprimir el aire previamente a que ingrese a la cámara de combustión, tal cual se recibe una mayor proporción de oxígeno que se usara en la combustión, obteniendo de esta forma potencias más grandes. Sin embargo, el acto de comprimir involucra además calentar el aire y con ello su densidad se reduce, por lo que se tiene que enfriar el aire luego de ser comprimido (Macedo, 2020). Se entiende entonces que el proceso de admisión de aire en un motor diésel sobrealimentado se hace por medio de un proceso de precompresión de aire, luego un enfriamiento de este y al final la admisión en el cilindro a una presión superior a la atmosférica.

Para poder realizar este objetivo se introducen nuevos recursos en el motor que conforman al final el sistema de admisión de aire. El turbocompresor es el

componente primordial, y se fundamenta en utilizar los productos de la combustión que salen por el múltiple de escape especialmente diseñado para conducir de manera eficaz la energía cinética y térmica que tienen los productos de la combustión. La turbina se ocupa de transformar esta energía en energía mecánica en un eje o árbol que está estrechamente acoplado al compresor. El eje solidario del turbocompresor consigue velocidades del orden de 80.000 min^{-1} y 120.000 min^{-1} , esto posibilita la acción de comprimir el aire atmosférico e introducirlo al cilindro o cámara de combustión (Macedo, 2020). La Figura 8 muestra la turbina centrífuga y la Figura 9 muestra el compresor centrífugo.

Figura 8. Turbina centrífuga



Nota. Adaptado de Motores alternativos de combustión interna, por Álvarez y Callejón, 2005, Ediciones de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL.

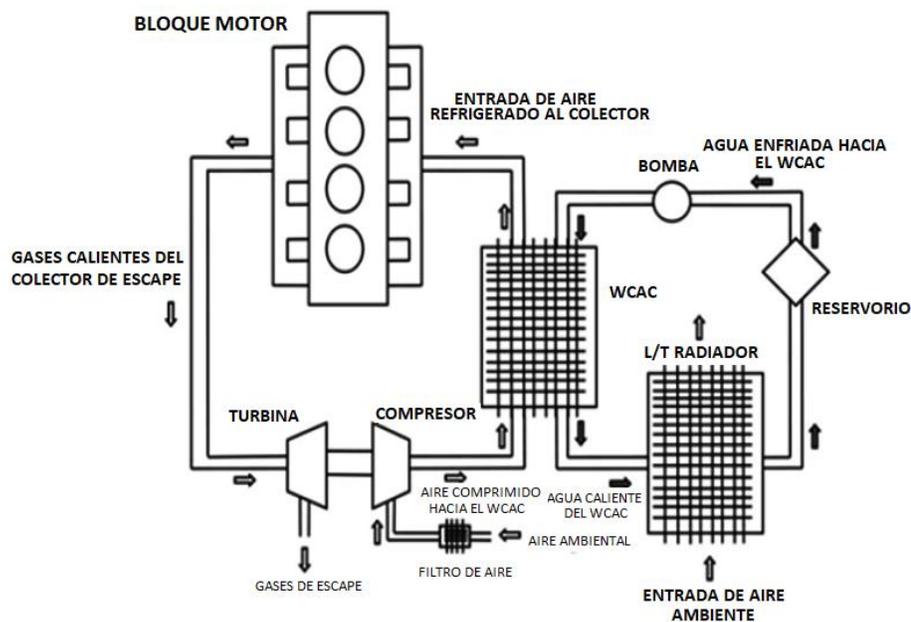
Figura 9. Compresor centrífugo



Nota. Adaptado de Motores alternativos de combustión interna, por Álvarez y Callejón, 2005, Ediciones de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL.

Luego de comprimir el aire, este pasa al intercambiador de calor conocido como sistema enfriador de aire de carga de agua (WCAC por sus siglas en inglés: Water Charge Air Cooler), para el caso del motor en estudio, que tiene como funcionalidad enfriar la temperatura del aire de admisión a partir de unos 150 °C a 50°C, reduciendo de esta forma su volumen, lo cual provoca que una porción dada de aire contenga más oxígeno, dando como consecuencia una combustión más eficiente, potencias y torque más elevados y gases de escape más limpios (Agüero, s.f.). Cabe resaltar que, a diferencia de un intercooler tradicional, el sistema enfriador de aire de carga de agua (sistema WCAC en adelante) utiliza agua como refrigerante para el intercambio de calor con el aire de admisión. En la figura 10, se observa el sistema WCAC y su interacción con el motor.

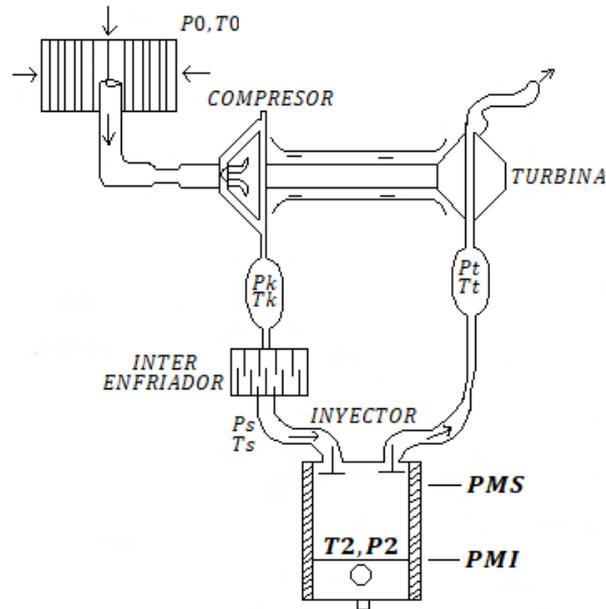
Figura 10. Sistema WCAC



Nota. Adaptado de Sankar, 2016, Thermal analysis of water-cooled charge air cooler in turbo charged diesel engine, <https://ijret.org/volumes/2016v05/i02/IJRET20160502033.pdf>

Es así como finalmente se constituye el sistema de admisión de aire, el cual se observa en la Figura 11.

Figura 11. Sistema de admisión de aire en motores MEC



Nota. Adaptado de Diseño de motores de combustión interna, por Macedo, 2020, Bookmark

1.3.4.2 Inyección de Combustible

A diferencia de los motores MEP, en los motores MEC el combustible no se mezcla con el aire en los ductos de admisión de los cilindros, por otro lado, el combustible se inyecta de manera directa en la cámara de combustión a altas presiones. Fundamento por el que los MEC no eran aplicables a los vehículos hasta 1920, una vez que Robert Bosch logro perfeccionar la bomba de inyección.

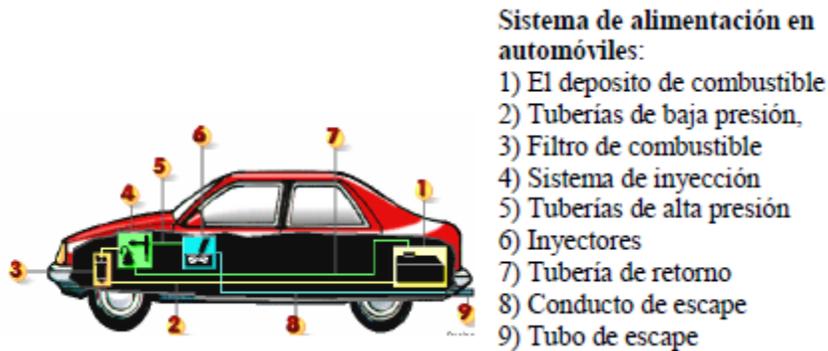
Al proceso de incorporar el combustible pulverizado dentro del cilindro del motor se sabe cómo *Alimentación del motor*, y cada motor MEC tiene un sistema de inyección para alimentar el motor con el combustible, dicho sistema debe satisfacer los siguientes requisitos fundamentales (Pawlak, 1984):

- Inyectar la proporción de combustible solicitada por la carga aplicada al motor y conservar esta cantidad constante (de ciclo a ciclo y de cilindro a cilindro).
- Inyectar combustible en la proporción deseada para el control de la combustión y la elevación resultante de la presión.

- Pulverizar el combustible hasta el nivel anhelado.
- Repartir el combustible en toda la cámara de combustión
- Comenzar y concluir la inyección una y otra vez.

Para los motores a inyección es en especial fundamental que la proporción de combustible inyectada sea la adecuada, en el instante preciso, y con una presión adecuada. Tan solo unas ligeras variaciones ocasionan una mayor emisión de contaminantes, incrementan el sonido del motor y el consumo de combustible (Agüero, s.f.). El sistema de alimentación de combustible consta de diversos elementos y recursos como se observa en la figura 12.

Figura 12. Sistema de Alimentación en vehículos diésel



Nota. Adaptado de *Introducción a la ingeniería automotriz*, por Agüero, s.f., Universidad Tecnológica del Perú.

No obstante, se resaltan el sistema de inyección, formado por los inyectores mostrados en la Figura 13, cuya funcionalidad es pulverizar el combustible en la cámara de combustión, en la porción precisa e instante correcto.

Figura 13. Inyectores



Nota. Adaptado de *Introducción a la ingeniería automotriz*, por Agüero, s.f., Universidad Tecnológica del Perú.

Y la bomba de alta presión indicada en la Figura 14, la cual es accionada por el cigüeñal del motor por medio de una cadena, faja o rueda dentada, y tiene como funcionalidad producir alta presión para la inyección y proporcionar un caudal de combustible suficiente para todos los regímenes del motor (Agüero, s.f.).

Figura 14. Bomba de alta presión



Nota. Adaptado de *Introducción a la ingeniería automotriz*, por Agüero, s.f., Universidad Tecnológica del Perú.

1.3.5 Sistema de Escape en Motores de Combustión Diésel

En los motores MEC, como en cualquier otro motor de combustión interna, se producen reacciones químicas entre el combustible y el oxígeno del ambiente (reactivos), las cuales producen productos denominados gases de escape que están conformados por varias moléculas como son principalmente: vapor de agua H_2O , dióxido de azufre SO_2 , dióxido de carbono CO_2 , monóxido de carbono CO y óxido de nitrógeno NO_x (Pérez, 2018), y deben ser expulsados del motor para continuar con el ciclo termodinámico de este. Es por esto por lo que se necesita de un sistema capaz de extraer y dejar circular los gases procedentes de la combustión de una forma eficaz.

El sistema básico de extracción de gases consiste en conductos por los cuales circulan los gases de escape. Posterior a la expulsión de los gases procedentes de cada uno de los cilindros que está constituido el motor, estos pasan al colector múltiple o de escape, luego se dirigen al exterior mediante tuberías en las cuales se encuentran subsistemas como una turbina, en el caso de los motores sobrealimentados o simplemente pasan al amortiguador o silenciador para finalmente ser expulsados al exterior del vehículo. Cabe mencionar que existen vehículos con varios subsistemas acoplados al circuito de escape como por ejemplo

catalizadores, válvulas de recirculación de gases, entre otros, con la finalidad de disminuir las emisiones contaminantes. Una característica fundamental del sistema de escape es que debe estar previsto por juntas de expansión debido a las dilataciones térmicas provocadas por las altas temperaturas de los gases de escape y evitar así las filtraciones o pérdidas de estos (Servicio Nacional de Aprendizaje, s.f.).

1.3.5.1 Sistema de Recirculación de Gases de Escape (EGR)

El sistema de recirculación de gases de escape (EGR por sus siglas en inglés: *exhaust gas recirculation*), consiste en un método mediante el cual se logra disminuir las emisiones de gases de escape, sobre todo de la emisiones de óxidos de nitrógeno NO_x en los motores de combustión interna alternativos diésel, al introducir parte de los gases de escape en el sistema de admisión del motor. La introducción de estos gases tiene un efecto directo de reducción de la temperatura del cilindro, puesto que el calor específico de dichos gases es superior al calor específico del aire, la recirculación contribuye a reducir la temperatura de la llama. Así también, como el contenido de CO_2 y agua es elevado contribuyen directamente a incrementar la proporción de gases inertes dentro de la cámara que no participan en la combustión. Sin embargo, introducir una cantidad mayor de gases inertes implica disminuir la concentración de oxígeno, en consecuencia, provoca que la combustión se realice de forma más lenta disminuyendo el pico de presión y temperatura de la combustión y reduciendo así las emisiones de NO_x . Existen varias clasificaciones de los sistemas EGR, atendiendo al lugar de extracción de los gases, a los puntos de donde se extrae y se suministra el gas a recircular y a la temperatura del gas, sin embargo, en este trabajo se trata las siguientes clasificaciones que son pertinentes para el mismo (Pla, 2009).

1. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR) externo

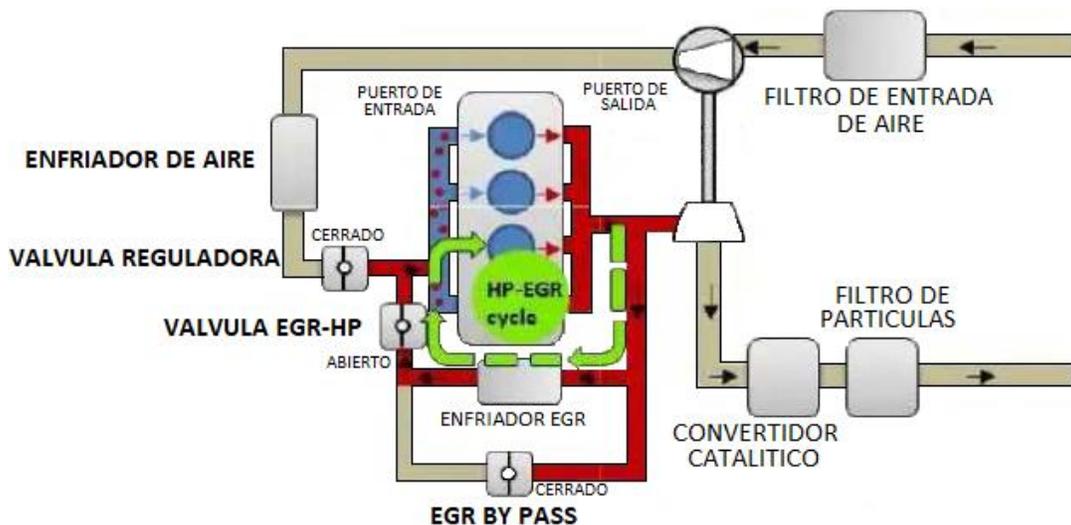
En este sistema, el gas recirculado procede de un punto del sistema de escape del motor y la cantidad de gases ingresados al sistema de admisión es controlada por una válvula. Los gases procedentes del punto de escape están conectados por un conducto al sistema de admisión, los cuales se desplazan debido a una diferencia

de presión, motivo por el cual es de gran importancia seleccionar los puntos de conexión del sistema, puesto que el salto de presión determina la cantidad o tasa máxima de gases recirculados (Pla, 2009).

2. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR) de alta presión o ruta corta

Este sistema se basa en extraer los gases desde un punto anterior a la turbina e ingresarlos en un punto posterior al compresor de forma que todo el sistema se encuentra a una presión superior a la atmosférica, como se muestra en la Figura 15.

Figura 15. Ciclo EGR de alta presión



Nota. Adaptado de VALEO

La diferencia de presiones entre el colector de admisión y el de escape junto con la válvula determinan la tasa de gases recirculados, no obstante, en este sistema se puede presentar bajo ciertas condiciones de funcionamiento la inversión del sentido del flujo debido a que la presión media del colector de admisión puede llegar a ser mayor que la presión media del colector de escape, enviando aire fresco directamente al colector de escape (Pla, 2009).

3. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR) frío.

En este sistema, se incorpora un intercambiador de calor para enfriar los gases de escape que van a ser recirculados, con la finalidad de no afectar la temperatura de admisión. No obstante, se debe tener muy en cuenta la temperatura a la cual se enfrían los gases, esto debido a que una temperatura menor implica una mejor combustión; sin embargo, también implica que se puede condensar el vapor de agua presentes en los gases junto con otras sustancias (Pla, 2009).

1.3.5.2 Filtro de Partículas Diésel (DPF)

Dentro del sistema de escape encontramos diferentes subsistemas y máquinas, que se suman en conjunto al subsistema turbocompresor y al subsistema EGR, como lo es el filtro de partículas diésel (DPF por sus siglas en inglés *diesel particulate filter*), un componente diseñado y construido con materiales cerámicos en forma de panel y revestido con una capa de metales nobles, con la finalidad de atrapar las partículas sólidas como el hollín procedentes del motor en su proceso de combustión.

1.3.6 Sistema de Refrigeración en Motores de Combustión Diésel

Un sistema de refrigeración consiste básicamente en transferir calor, desde una fuente térmica de mayor temperatura a una de menor temperatura. En un motor de combustión interna tanto de encendido provocado o de combustión diésel, al ser motores térmicos que consisten en aprovechar el calor de una reacción química exotérmica (combustión) y transformarlo en trabajo mecánico, producen durante este proceso grandes cantidades de calor (*alrededor del 25 % del calor se utiliza para efectuar trabajo útil, 31 % se disipa con los gases de escape y 33 % se absorbe en el sistema de enfriamiento, el resto del calor se utiliza para vencer la fricción del motor*) (May, 1988), que no pudieron ser transformadas en trabajo mecánico durante el ciclo termodinámico y generan sobrecalentamiento sobre las piezas móviles o partes sólidas del motor. Ahora bien, el sistema de refrigeración de un motor se apoya en prevenir el sobrecalentamiento en cualquier rango operativo del motor y bajo condiciones climáticas variantes y diferentes, como además, mantener la temperatura del motor en el rango más eficiente (May, 1988), la cual oscila

aproximadamente entre 82°C y 90°C, esto con la finalidad de evitar las grandes consecuencias y costosas reparaciones producidas sobre las partes del motor debido a elevadas temperaturas, como por ejemplo la soldadura de ciertas zonas superficiales (anillos, cojinetes, cilindros) por la formación de puntos de fusión originados por el recalentamiento extremo. Ahora bien, las bajas temperaturas también provocan daños en las partes físicas del motor al producir una dilución del aceite y generar un excesivo rozamiento por una lubricación insuficiente. Por último, es conveniente acotar que una baja temperatura del motor provoca una disminución de la eficiencia térmica y por consiguiente un rendimiento pobre de este (Agüero, s.f.).

El sistema de refrigeración debe cumplir con las siguientes exigencias:

- Consumir la mínima potencia viable, de manera que el desempeño del sistema no penalice ni el consumo de combustible ni las prestaciones del motor.
- Ser compacto, ligero, fiable y tener un coste bajo (Payri, 2011).

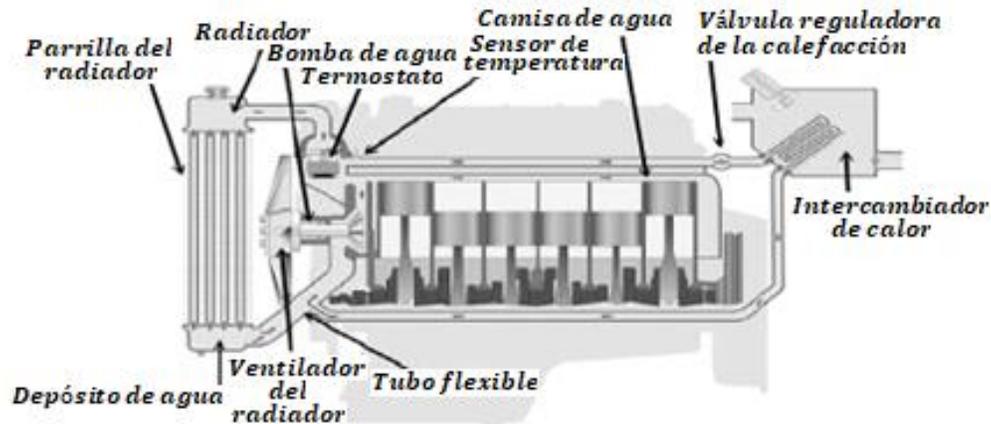
En la actualidad, los motores de combustión interna alternativos utilizan básicamente dos sistemas de refrigeración, refrigeración directa o por aire y refrigeración indirecta o por líquido (Pawlak, 1984). Sin embargo, dentro de este trabajo no se profundiza la refrigeración directa debido a que esta orienta principalmente a motores de baja capacidad, como por ejemplo, motores de motocicletas de bajo cilindraje y motores de herramientas, mientras que, la refrigeración indirecta o por líquido se presenta en motores de un tamaño considerable y además, el motor a analizar exergéticamente presenta un sistema de refrigeración indirecta.

1.3.6.1 Sistema de Refrigeración Indirecta

Este sistema consiste en un circuito cerrado, el cual posee conductos y otros elementos que convierten este en un sistema de mayor complejidad que el de un motor enfriado por aire. El calor generado en la culata del cilindro es absorbido por el líquido refrigerante, el cual posee o debe tener ciertas propiedades como ser

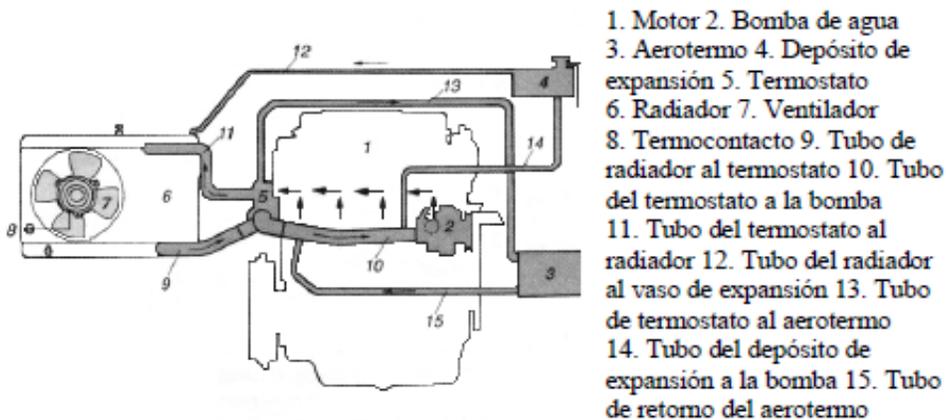
anticorrosivo y anticongelante, que circula por los conductos, y se disipa a la atmósfera cuando pasa por el intercambiador de calor (radiador) (Villegas, 2007). En la Figura 16 se muestran los componentes típicos de un sistema de refrigeración, mientras que en el Figura 17 se muestra el circuito de refrigeración por líquido.

Figura 16. Componentes de un sistema de refrigeración por líquido.



Nota. Adaptado de *Introducción a la ingeniería automotriz*, por Agüero, s.f., Universidad Tecnológica del Perú.

Figura 17. Circuito de refrigeración por líquido



Nota. Adaptado de *Introducción a la ingeniería automotriz*, por Agüero, s.f., Universidad Tecnológica del Perú

Ahora bien, la mayoría de los vehículos modernos cuentan con sistemas de refrigeración y calefacción, el primero, es efectuado mediante un sistema de refrigeración por compresión de vapor simple, mientras que, el segundo se obtiene

directamente del fluido refrigerante del circuito de refrigeración, así pues, se puede considerar al sistema de calefacción del habitáculo como un subsistema del sistema de refrigeración del motor.

1.3.6.2 Sistema de Calefacción del Habitáculo

El sistema de calefacción del habitáculo se basa en principio en el concepto de transferencia de calor por convección, al aprovechar la energía térmica proveniente del motor contenida en el refrigerante. Al hacer circular el fluido refrigerante del circuito de refrigeración del motor a través de un intercambiador de calor dispuesto en el habitáculo es posible calentar el aire procedente del exterior o interior del vehículo y depositarlo al interior del habitáculo, modificando así su temperatura (Alegría y Masapanta, 2012).

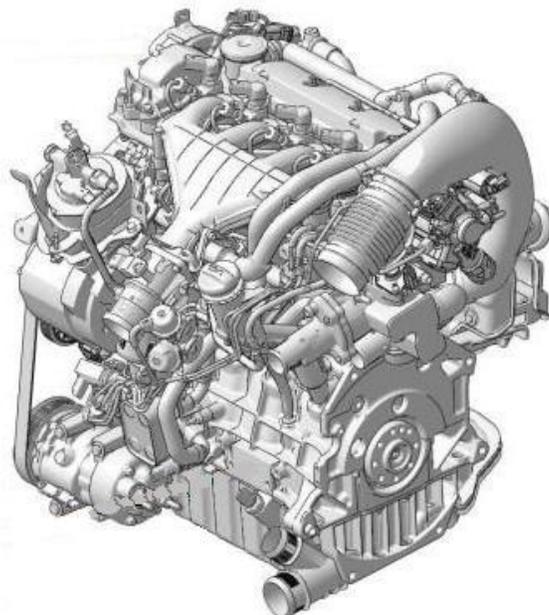
CAPÍTULO 2. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR Y BANCO DE PRUEBAS

La base de datos dispuesta por el director del proyecto se construyó dentro del laboratorio de pruebas CMT-UPV mediante el estudio de un motor de combustión interna alternativo de encendido por compresión o motor diésel (MEC). Así pues, en este capítulo se presentan las características del motor utilizado, como también, cada uno de sus sistemas, subsistemas y máquinas incorporadas y relevantes para este trabajo.

2.1 Definición del Motor

El objeto de estudio consiste en un motor diésel (MEC), de inyección directa de alta velocidad (HSDI por sus siglas en inglés: *high speed direct injection*) y sobrealimentado mediante el sistema turbocompresor con turbina de geometría variable, fabricado por la empresa francesa PSA Peugeot Citroën con referencia DW10BTED4. Dicho motor cuenta con la normativa EURO IV de emisiones de gases contaminantes, para lo cual dispone de un catalizador de oxidación, filtro de partículas y sistema EGR de alta presión (Pla, 2009). En la Figura 18 se presenta la ilustración del motor y en la tabla 4 se consignan sus características.

Figura 18. Ilustración del motor MEC utilizado en el banco de pruebas



Nota. Banc moteur essai

Tabla 4. Características del motor

Motor	DW10BTED4
Nivel de descontaminación	EURO 4
Arquitectura	4 cilindros en línea
Desplazamiento	1998 cm ³
Diámetro x carrera	85x88 mm
Número de válvulas por cilindro	4
Relación volumétrica	18
Max potencia/ velocidad	100 kW a 4000 rpm
Max par/ velocidad	320 Nm a 1750 rpm
Velocidad mínima	750 rpm
Velocidad máxima sin carga	5100 rpm
Velocidad máxima de potencia	4750 rpm
Diagrama de distribución teórico	AOA: -15°20' +/- 30' RFA: 12°11' +/- 30' AOE: 23°12' +/- 30'

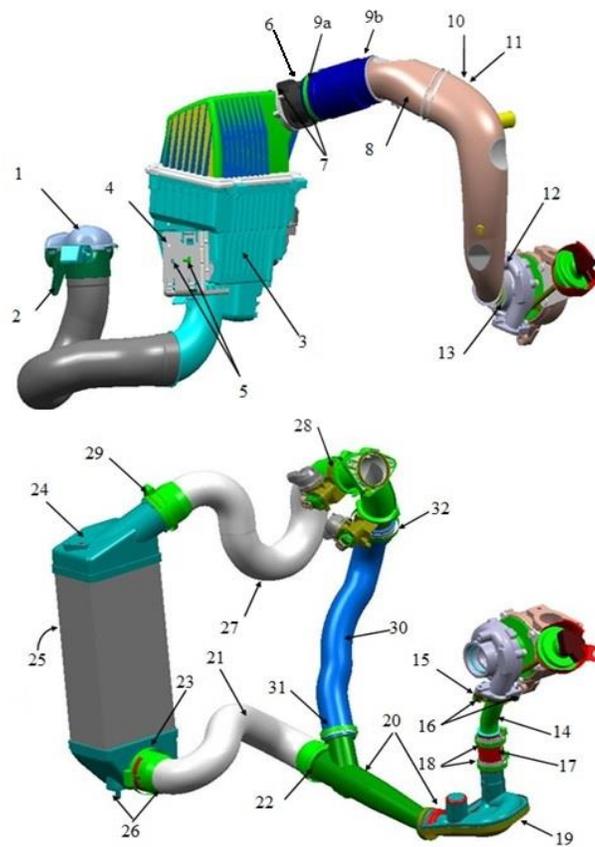
	RFE: -15°27' +/- 30'
Combustible	
Diésel	
Filtro diésel (referencia PSA)	1901 71
Presión máxima de alimentación	
Sistema de inyección	
Proveedor	Siemens
Bomba (referencia PSA)	1920 FW
Inyectores y porta inyectores (referencia PSA)	1980 C0 (clase 5)
Sobrealimentación	
Proveedor del turbocompresor	GARRETT
Tipo	VNTGT1749V
Referencia PSA del turbocompresor	0375 J1
Proveedor de intercambiadores	VALEO
Referencia PSA del intercambiador	0384 G4
Alternador	
Proveedor	BOSCH
Clase	15B
Referencia PSA	5705 AS
Compresor de aire acondicionado	
Proveedor	SANDEN SD7V16 / R134A
Referencia PSA	6453 PE
Aceite del motor	
Marca	TOTAL
Tipo	G11077
Grado	5 W 30
Intervalo de cambio de aceite	100 horas
Líquido refrigerante	
Marca	TM108
Tasa de disolución	50 %

Nota. Banc moteur essai

2.2 Descripción del Circuito de Admisión de Aire

El circuito de admisión de aire está compuesto por un filtro de partículas a la entrada, posteriormente se establece el compresor, un intercambiador de calor y el colector de admisión, con la finalidad de mantener la calidad del aire de entrada del motor en valores permisibles, además, de controlar la temperatura del aire que presenta un aumento en el proceso de compresión para finalmente realizar el ingreso al motor.

Figura 19. Circuito de admisión de aire



Nota. Banc moteur essai

Tabla 5. Leyenda del circuito de admisión aire

Nº	Designación
1	Collar de entrada de aire
2	Cierre del collar en la parte delantera
3	Filtro de aire
4	Soporte del filtro
5	Tornillo (fijación soporte del filtro)
6	Caudalímetro de aire de admisión-sello
7	Tornillo de fijación del caudalímetro en el filtro
8	Conexión aire filtro turbo+ fuelles
9a	Collar (lado del filtro de aire)
9b	Collar (lado de conexión de aire)
10	Soporte para montaje de la bomba de vacío
11	Tornillo (fijación al soporte de la bomba de vacío)
12	Tornillo + tuerca (Fijación sobre turbo)
13	Junta tórica (Entrada del turbo)
14	Conducto de metal de salida del turbo
15	Junta plana (lado del turbo)
16	Tornillo (Montaje del conducto en el turbo)
17	Manguito de conexión de aire de salida del turbo
18	Collar de fijación de manga
19	Conexión de aire de salida del turbo
20	Tornillo (fijación en cárter de aceite)
21	Conexión de aire de entrada del intercambiador de calor
22	Collar (lado del motor)
23	Collar (lado del intercambiador)
24	Intercambiador aire/aire
25	Tornillo (fijación RAS en la parte delantera)
26	Esparrago elástico (RAS fijo en fachada)
27	Conexión de aire de salida del intercambiador
28	Collar (lado del dosificador)

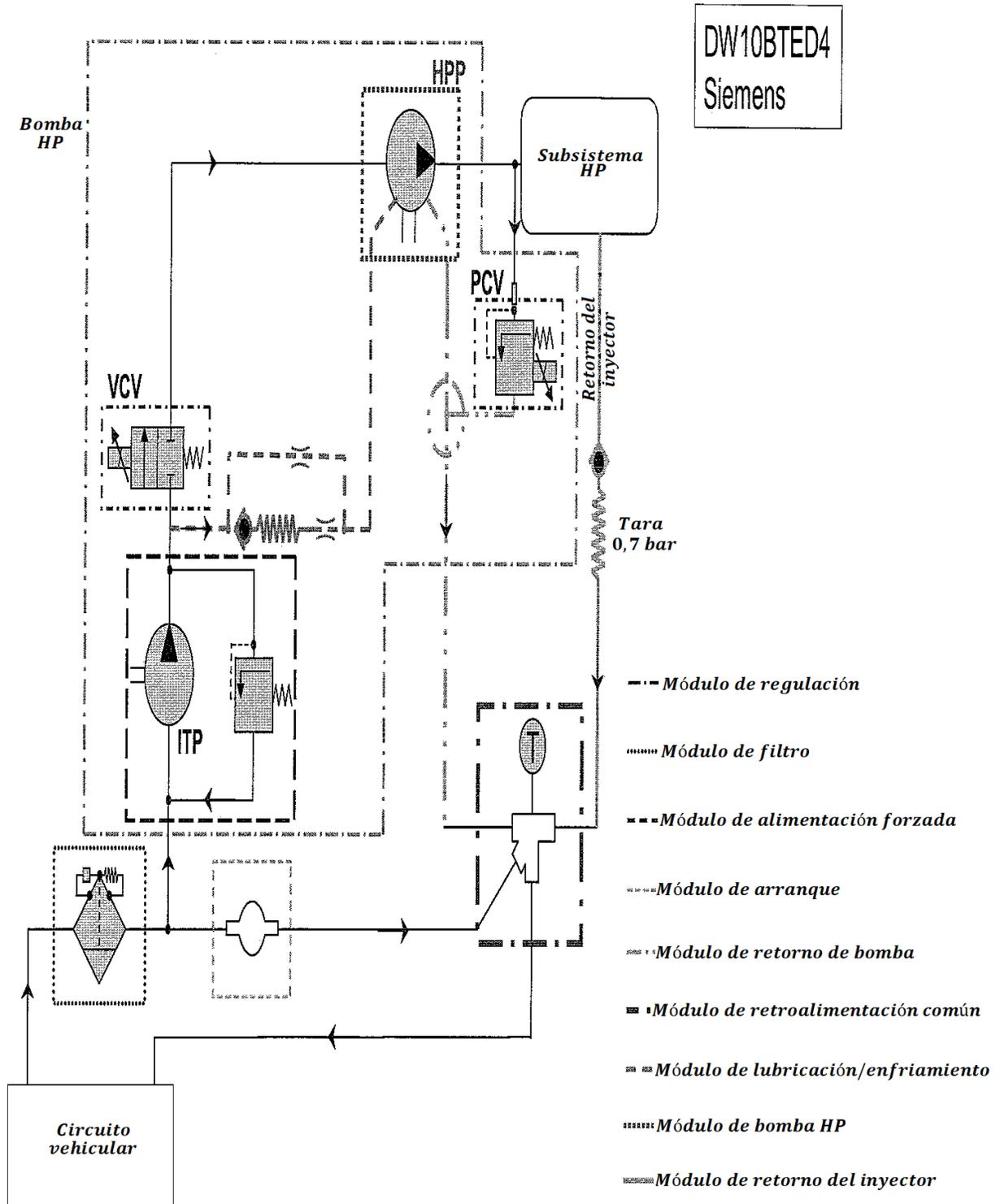
29	Collar (lado del intercambiador)
30	Conexión de entrada de aire de medición FAP (by-pass)
31	Collar (lado de conexión de salida del turbo)
32	Collar (lado del dosificador)

Nota. Banc moteur essai

2.3 Circuito de Combustible

El circuito de combustible consta principalmente de una bomba de alta presión (HPP) encargada de crear la alta presión del combustible para su posterior ingreso a la cámara de combustión, un regulador de caudal de combustible (VCV) que permite controlar la cantidad de combustible conducido a los elementos de bombeo de alta presión y un regulador de presión del combustible (PCV).

Figura 20. Circuito de combustible.

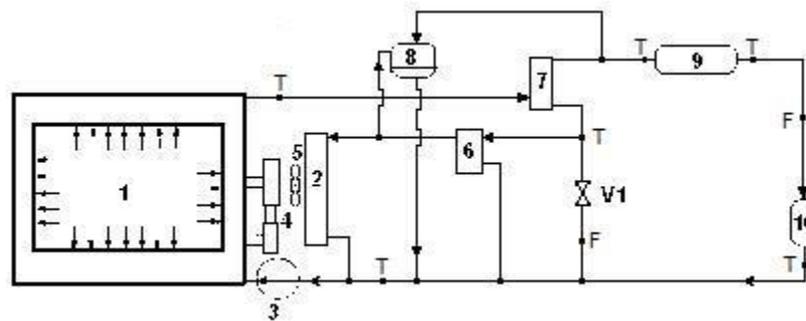


Nota. Banc moteur essai

2.4 Sistema de Refrigeración del Motor

El sistema de refrigeración del motor consta de la estructura del motor, el intercambiador de calor o radiador, un electroventilador, la bomba para desplazar el refrigerante accionada por el motor, el tanque de expansión, el intercambiador de calor del aceite del motor, el intercambiador de calor del sistema EGR de alta presión, y el núcleo del calentador del sistema de calefacción del habitáculo o salón de pasajeros, cuyo objeto consiste en disipar el calor requerido para mantener la temperatura del fluido refrigerante y la cabina de pasajeros en el nivel deseado. Además, consta de un termostato construido con la finalidad de permitir que el fluido refrigerante fluya al radiador cuando el motor alcance la temperatura de funcionamiento. El flujo másico de fluido refrigerante que circula por el circuito de refrigeración varía en proporción al régimen del motor, debido al engranaje mecánico que varía directamente la velocidad de rotación de la bomba del refrigerante (Romero, 2014).

Figura 21. Esquema del sistema de refrigeración del motor



Nota. Adaptado de Energy balance during the warm up of a diesel engine, por Romero, 2014, Universitat Politècnica de València.

Tabla 6. Leyenda del sistema de refrigeración del motor

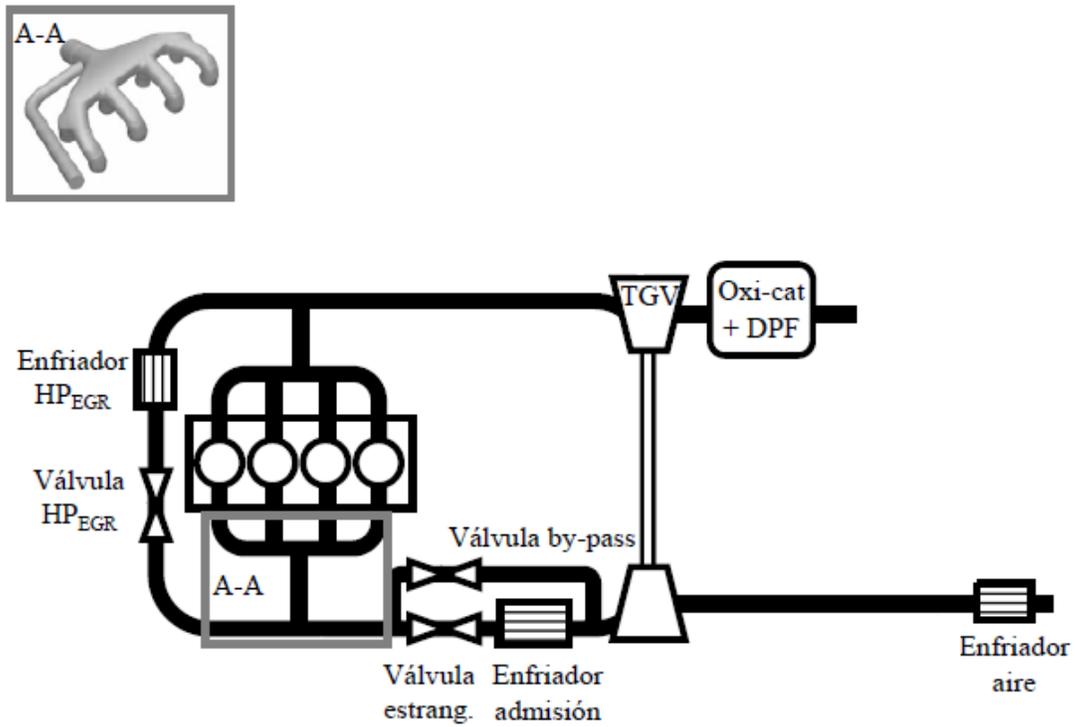
Nº	Descripción
1	Estructura del motor.
2	Radiador.
3	Bomba de refrigerante
4	Mecanismo de accionamiento de la bomba.
5	Electroventilador.
6	Termostato.
7	Caja de salida de refrigerante.
8	Tanque de expansión.
9	Núcleo térmico (calefactor del salón de pasajeros).
10	Enfriador EGR
V1	Válvula by pass.
T	Sensores de temperatura.
F	Sensores de caudal.

Nota. Adaptado de Energy balance during the warm up of a diesel engine, por Romero, 2014, Universitat Politècnica de València.

2.5 Sistema de Recirculación de Gases de Escape (EGR)

El sistema de EGR del motor es de tipo alta presión o línea corta, en el cual los gases procedentes del motor son extraídos en el colector de escape para posteriormente extraer el calor en un intercambiador de carcasa y tubos refrigerado con el fluido refrigerante del motor. La tasa de gases recirculados es controlada por una válvula de regulación ubicada aguas abajo del intercambiador de calor y finalmente *son mezclados con el aire fresco procedente del intercooler en la parte central del colector de admisión, para después ser distribuidos a través de los conductos a cada uno de los cuatro cilindros como se muestra en la figura 22:*

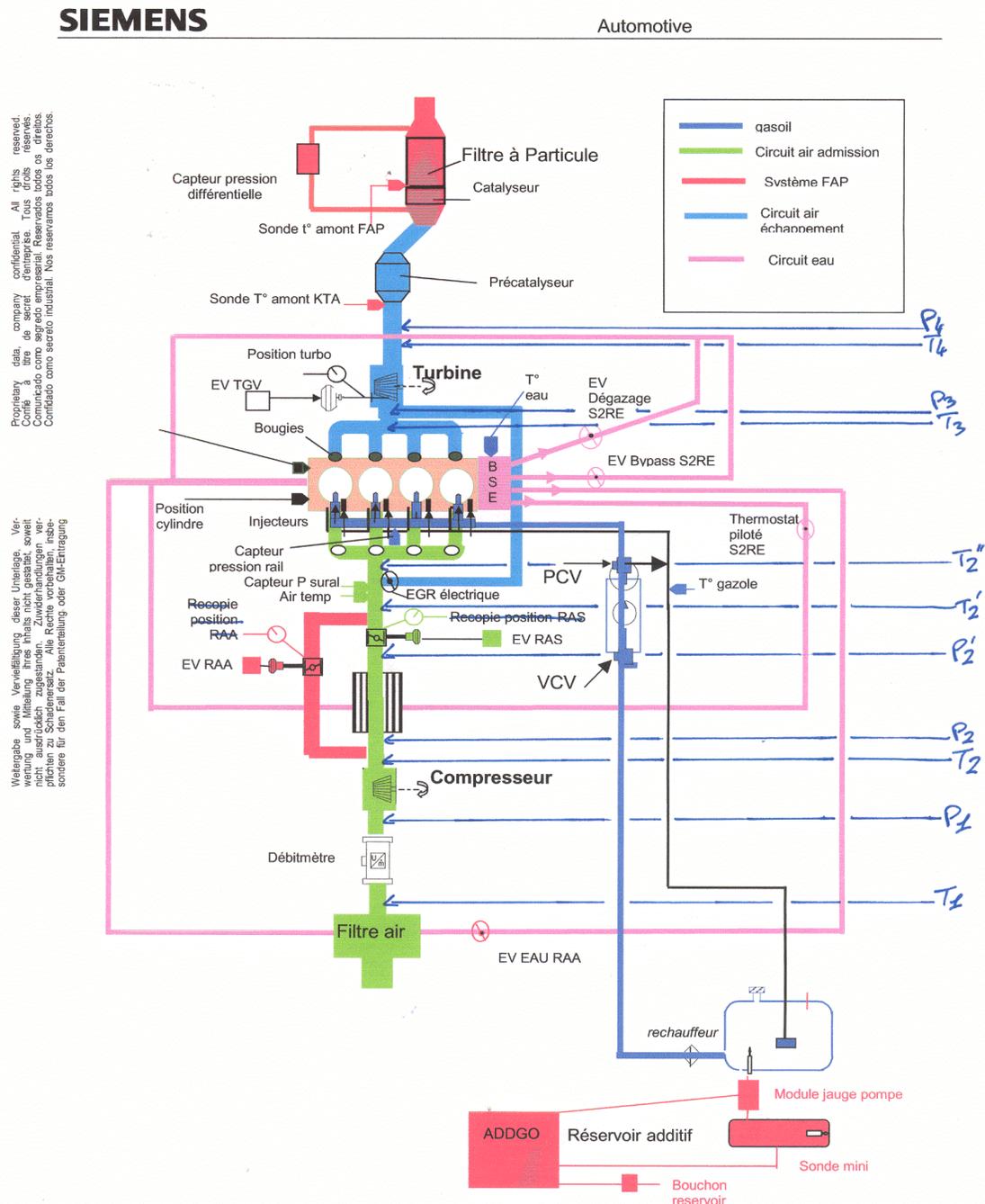
Figura 22. Sistema EGR.



Nota. Adaptado de *Análisis del proceso de recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diésel sobrealimentados*, por Pla, 2009, Universitat Politècnica de València

2.6 Posicionamiento de Sensores

Figura 23. Sensores posicionados



Proprietary data, company confidential. All rights reserved. Confidé à titre de secret d'entreprise. Tous droits réservés. Comunicado como segredo empresarial. Reservados todos os direitos. Comunicado como secreto industrial. Nos reservamos todos los derechos.

Weitergabe sowie Veröffentlichung dieser Unterlagen, Verwertung und Mitteilung ihres Inhalts nicht gestattet, soweit nicht ausdrücklich zugestanden. Zuwiderhandlungen verpflichten zu Schadenersatz. Alle Rechte vorbehalten, insbesondere für den Fall der Patentierung oder Gebrauchsmuster.

Editor:	KULAK	17-Apr-02	System	PSA
Version:	5.0		A2C00012895ABA-0002 M. BOUTIN	DW10RTED4
File:	CHAP_1.DOC	PO05001C	Sourcefile: D9100101.00E	Page 16 / 74

Nota. Banc moteur essai

2.7 Banco de Pruebas y Mediciones

El motor detallado en los apartados anteriores y usado para la recolección de los datos se montó sobre un banco de pruebas que cuenta con las herramientas de medición necesarias para obtener los valores de las variables deseadas y los equipos para el control del funcionamiento del motor. Dicho banco monta un dinamómetro de CA de frecuencia variable, y que tiene la capacidad de controlar con una respuesta muy rápida el par de frenado. Dentro de las variables a conseguir se encuentra el flujo de combustible, el cual, se midió mediante dos métodos independientes, el primero consiste en la estimación del flujo volumétrico provisto por la centralita (ECU) a una frecuencia de 200 Hz, el segundo consiste en la instalación en la línea de combustible de alimentación de la bomba de inyección de una balanza gravimétrica, que proporciona valores de flujo másico a una frecuencia de 10 Hz, sin embargo, la combinación de las dos señales fue necesaria para una medición más precisa del flujo másico instantáneo entregado al motor.

La variable expresada como el flujo másico de aire de entrada del motor se logró medir mediante el uso de un medidor de flujo con sensor de alambre caliente, el cual logra producir una respuesta lo suficientemente rápida de valores de flujo másico para la prueba. Para calcular la potencia efectiva del motor se hizo uso de la celda de carga del dinamómetro y de un sensor de velocidad de tipo inductivo. Variables como el flujo y la temperatura del fluido refrigerante se obtuvieron mediante sensores de flujo de tipo magnéticos y termopares de vaina metálica, respectivamente. Para medir la temperatura de los gases de escape se usó termopares con protección contra radiación. También, se midió la temperatura de la pared de las superficies externas en contacto con el aire ambiente mediante dos termopares instalados en la culata del motor. Las incertidumbres de las magnitudes relevantes medidas se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7. Incertidumbres de las magnitudes relevantes medidas

Magnitud	Sensor	Incertidumbre
Temperaturas de los líquidos	RTD	± 0.15 K
Temperaturas de los gases	Termopares	± 2.20 K
Flujo másico de combustible	Medidor de combustible	± 0.1 %
Flujo másico de aire	Alambre caliente	± 0.5 %
Flujo de refrigerante	Optiflux	± 0.25 %

Nota. Adaptado de *Energy balance during the warm up of a diesel engine*, por Romero, 2014, Universitat Politècnica de València

CAPÍTULO 3. BASE DE DATOS

Para ilustrar la información contenida en la base de datos se presenta un extracto de esta, en la cual, se contienen parámetros de operación del motor correspondientes al tiempo de operación, el flujo másico de combustible que ingresa al motor, el flujo másico de aire de entrada, la temperatura del aire de entrada, la velocidad de rotación del motor, el par torsional, la temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina, la temperatura del fluido refrigerante a la entrada y salida del motor, la temperatura media del bloque motor, el caudal de refrigerante que atraviesa el motor, la temperatura de los gases de escape a la entrada de la turbina, la temperatura y presión del aire a la salida del compresor, el caudal de refrigerante que atraviesa el sistema WCAC, la temperatura del refrigerante a la entrada y salida del sistema WCAC, la temperatura y presión del aire a la entrada y salida del sistema WCAC.

Además, de variables establecidas como el poder calorífico inferior del combustible, el factor de exergía química del combustible, la temperatura y presión del estado muerto o de referencia, la densidad de la mezcla del fluido refrigerante, el calor específico de la mezcla del fluido refrigerante y la constante R del aire. Dichos valores se han clasificado con relación a los requerimientos de cada apartado de exergías de flujo contenidos en los capítulos 4 y 5.

1. Inyección de combustible

Tabla 8. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de combustible

Time (s)	Flujo de combustible (kg/h)	Poder calorífico inferior (MJ/kg)	Factor de exergía
-0.1	0.098953574	42.8	1.071
0.002	0.095127511		
0.102	0.804254213		

Nota. Base de datos

2. Admisión de aire

Tabla 9. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de aire

Time (s)	Flujo de aire (kg/h)	Cp-Aire (kJ/kg K)	T0 (K)	T-Aire (K)
-0.1	8.610503969	1.005	298.15	295.0345161
0.002	10.3002855			295.0175419
0.102	12.19783491			294.9972968

Nota. Base de datos

3. Potencia de salida

Tabla 10. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada a la potencia de salida

Time (s)	Velocidad de giro N (rpm)	Par Torsor M (N.m)
-0.1	74.73	9.85
0.002	74.73	9.85
0.102	658.28	-175.08

Nota. Base de datos

4. Gases de escape

Tabla 11. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape

Time (s)	Flujo de combustible (kg/h)	Flujo de aire (kg/h)	T-Entrada de la Turbina (K)	T0 (K)
-0.1	0.098953574	8.610503969	296.766129	298.15
0.002	0.095127511	10.3002855	296.8788968	
0.102	0.804254213	12.19783491	297.0621742	

Nota. Base de datos

5. Sistema de refrigeración del motor

Tabla 12. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración

Time (s)	T-entrada de refrigerante (K)	T-salida de refrigerante (K)	T-media del bloque (K)	Flujo de refrigerante (l/min)	Densidad de la mezcla (kg/m ³)	Cp de la mezcla (kJ/kg K)	T0 (K)
-0.1	295,8646959	296,2451613	297,085	2,68303 4811	1053,25	3,298	298,15
0.002	295,8872090	296,2494065	297,090	2,68303 4811			
0.102	295,8620686	296,2546452	297,080	23,6342 5873			

Nota. Base de datos

6. Sistema turbocompresor

Tabla 13. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape en la entrada y salida de la turbina

Time (s)	Flujo de combustible (kg/h)	Flujo de aire (kg/h)	T-Entrada de la Turbina (K)	T-Salida de la turbina (K)	% EGR	T0 (K)
-0.1	0.098953574	8.610503 969	296.766129	300.2525806	51.662 367	298.1 5
0.002	0.095127511	10.30028 55	296.878896 8	300.2735645	47.230 0477	
0.102	0.804254213	12.19783 491	297.062174 2	300.3238903	41.971 2718	

Nota. Base de datos

Tabla 14. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la salida del compresor

Time (s)	Flujo de aire (kg/h)	T-Salida del compresor (K)	T0 (K)	P-salida del compresor (kPa)	P0 (kPa)	R (kJ/kg K)
-0.1	8.610503969	297.216774	298.15	100.293548	101.325	0.287
0.002	10.3002855	297.218716		100.023484		
0.102	12.19783491	297.219355		100.107097		

Nota. Base de datos

7. Filtro de partículas diésel (DPF)

Tabla 15. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape en la entrada y salida del DPF

Time (s)	Flujo de aire (kg/h)	Flujo de combustible (kg/h)	% EGR	T0 (K)	T-entrada DPF (K)	T-Salida DPF (K)
-0.1	8.610503969	0.09895357		298.1	297.87354	296.32419
	9	4	51.662367	5	8	4
0.002	10.3002855	0.09512751	47.230047		297.87354	296.33039
		1	7		8	4
0.102	12.19783491	0.80425421	41.971271		297.87357	296.33758
	1	3	8		4	7

Nota. Base de datos

8. Sistema Water Charge Air Cooler (WCAC)

Tabla 16. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante en la entrada y salida del sistema WCAC

Time (s)	Q-WCAC (l/h)	Densidad de la mezcla (kg/m ³)	Cp de la mezcla (kJ/kg K)	T0 (K)	TW-entrada WCAC (K)	TW-Salida WCAC (K)
-0.1	735.3870	1053.25	3.298	298.1	293.377741	293.363871
	968			5	9	0
0.00	735.3867				293.379354	293.364816
2	742				8	1
0.10	735.3535				293.379348	293.362587
2	484				4	1

Nota. Base de datos

Tabla 17. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la entrada y salida del sistema WCAC

Ti me (s)	Flujo de aire (kg/h)	T-Salida del compresor (K)	T-salida COOLER (K)	T0 (K)	P-salida del compresor (kPa)	P-salida COOLER (kPa)	P0 (kPa)	R (kJ/kg K)
-0.1	8.61050	297.216	297.110	298.	100.293	100.054	101.3	0.28
	3969	7742	0000	15	5484	8387	25	7
0.0	10.3002	297.218	297.095		100.023	99.9447		
02	855	7161	0226		4839	0968		
0.1	12.1978	297.219	297.080		100.107	99.8992		
02	3491	3558	9484		0968	2581		

Nota. Base de datos

9. Sistema de recirculación de gases de escape (EGR)

Tabla 18. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante a la entrada y salida del intercambiador de calor de alta presión

Time (s)	Q-EGR-Cooler (l/h)	TW-ent-EGR Cooler (K)	TW-sal-EGR Cooler (K)	T0 (K)	Densidad de la mezcla (kg/m ³)	Cp de la mezcla (kJ/kg K)
-0.1	769.285161	297.1245161	297.5516129	298.15	1053.25	3.298
0.002	769.221116	297.1255129	297.5519452			
0.102	769.203484	297.1284645	297.5529548			

Nota. Base de datos

Tabla 19. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape en la entrada y salida del intercambiador de calor de alta presión

Time (s)	Flujo de aire (kg/h)	Flujo de combustible (kg/h)	%EGR	T-Entrada de la Turbina (K)	T-Salida de EGR cooler (K)
-0.1	8.610503969	0.098953574	51.662367	296.766129	296.550968
0.002	10.3002855	0.095127511	47.2300477	296.8788968	296.549345
0.102	12.19783491	0.804254213	41.9712718	297.0621742	296.548335

Nota. Base de datos

10. Calefacción del habitáculo

Tabla 20. Datos ilustrativos para el cálculo de la exergía de flujo asociada al flujo del refrigerante en la entrada y salida del intercambiador de calor del habitáculo

Time (s)	Q-EGR-Cooler (l/h)	TW-entrada EGR Cooler (K)	TW-ent-EGR Cooler (K)	T0 (K)	Densidad de la mezcla (kg/m ³)	Cp de la mezcla (kJ/kg K)
-0.1	769.285161	297.3700269	297.1245161	298.15	1053.25	3.298
0.002	769.221116	297.3781956	297.1255129			
0.102	769.203484	297.3703846	297.1284645			

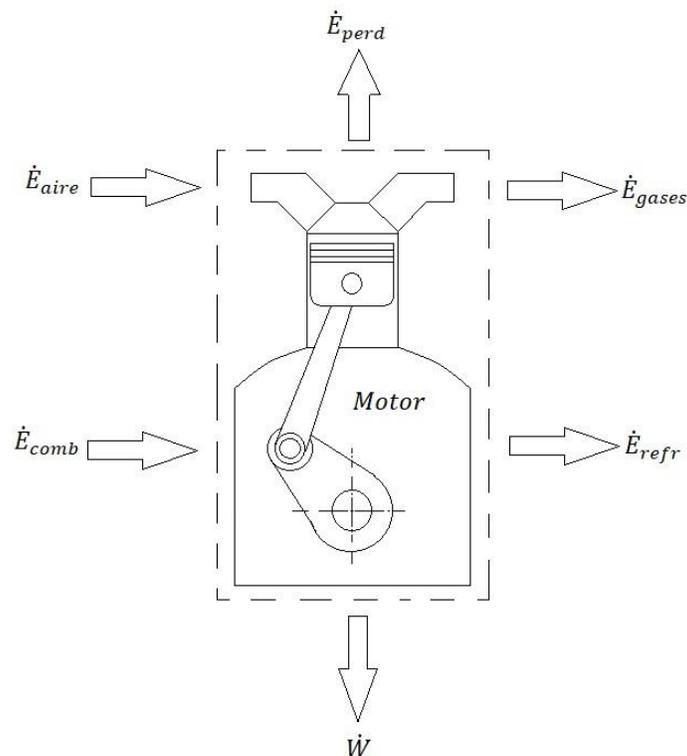
Nota. Base de datos

CAPÍTULO 4. BALANCE EXERGÉTICO GLOBAL DEL MOTOR

Para el análisis del balance exergético global del motor operando bajo un ciclo NEDC es necesario realizar los diagramas de flujo de energía y exergía en los cuales se indican los elementos que fluyen hacia y desde el volumen de control, para posteriormente aplicar las ecuaciones de la primera y segunda ley de la termodinámica y la ecuación de conservación de la masa.

Ahora bien, como primer paso se realiza el diagrama de flujos de energía en la Figura 24 para identificar cada uno de los flujos que interactúan directamente con el volumen de control y su dirección.

Figura 24. Diagrama de flujos de energía que interactúan con el volumen de control impuesto sobre el motor MEC



Mediante la ley de conservación de la masa, se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 52

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$$

Donde e y s denotan la entrada y salida respectivamente.

Aplicando la Ecuación 52 resultante al volumen de control da como resultado la siguiente expresión:

Ecuación 53

$$\dot{m}_{comb} + \dot{m}_{aire} = \dot{m}_{gases} \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Donde \dot{m}_{comb} corresponde al flujo másico de combustible en kg/s , \dot{m}_{aire} indica el flujo másico de aire de entrada del motor en kg/s y por último \dot{m}_{gases} es el flujo másico de gases de escape del motor en kg/s .

Posteriormente, se prosigue con la ecuación de la primera ley de la termodinámica para el estado estacionario, de tal forma que se tiene:

Ecuación 54

$$0 = \sum_e \dot{E}_e - \sum_s \dot{E}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{E}_e = \sum_s \dot{E}_s$$

Donde e y s denotan la entrada y salida respectivamente.

Finalmente se aplica la Ecuación 54 resultante al volumen de control así:

Ecuación 55

$$\dot{E}_{comb} + \dot{E}_{aire} = \dot{W} + \dot{E}_{gases} + \dot{E}_{refr} + \dot{E}_{perd} \text{ (kW)}$$

Donde \dot{E}_{comb} es el flujo de energía asociado al flujo de combustible, \dot{E}_{aire} corresponde al flujo de energía asociado al flujo de aire, \dot{W} es la potencia útil entregada por el motor, \dot{E}_{gases} indica el flujo de energía asociada al flujo de los gases de escape, \dot{E}_{refr} hace referencia al flujo de energía transferido al sistema de refrigeración y finalmente \dot{E}_{perd} corresponde al flujo de energía asociado a las pérdidas de calor con el ambiente.

Se plantea entonces la forma de obtener los valores para cada uno de los términos de la Ecuación de 55 correspondiente al balance de energía en el volumen de control. Para el cálculo del flujo de energía asociada al flujo de combustible se aplica la fórmula (Romero, 2014):

Ecuación 56

$$\dot{E}_{comb} = \dot{m}_{comb} * PCI \text{ (kW)}$$

Donde \dot{m}_{comb} es el flujo másico del combustible en kg/s y PCI corresponde al poder calorífico inferior del combustible en kJ/kg .

Ahora bien, para el cálculo del flujo de energía asociado al flujo de aire se obtiene la siguiente expresión:

Ecuación 57

$$\dot{E}_{aire} = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} * (T_{aire} - T_0) \text{ (kW)}$$

Donde \dot{m}_{aire} corresponde al flujo de aire de entrada al motor en kg/s , $C_{p_{aire}}$ es el calor específico del aire en $kJ/kg.K$, T_{aire} indica la temperatura del aire en K y T_0 es la temperatura del ambiente o estado de referencia en K .

Continuando, la potencia útil entregada por el motor se expresa así:

Ecuación 58

$$\dot{W} = \frac{2\pi N}{60000} T \text{ (kW)}$$

Donde N es la velocidad de giro del motor en min^{-1} y T indica el par torsional del motor en $N.m$.

Para el flujo de energía asociado a los gases de escape estos se consideran como aire en estado ideal, motivo por el cual se obtiene la siguiente ecuación:

Ecuación 59

$$\dot{E}_{gases} = \dot{m}_{gases} C_{p_{gases}} (T_{gases} - T_0) \text{ (kW)}$$

Donde \dot{m}_{gases} es el flujo másico de los gases de escape en kg/s , $C_{p_{gases}}$ hace referencia al calor específico de los gases de escape correspondiente al calor

específico del aire ideal en $kJ/kg.K$, T_{gases} indica la temperatura de los gases de escape a la salida del motor en K y T_0 es la temperatura del estado de referencia o ambiente en K .

Finalmente, para hacer el cálculo del flujo de energía asociada al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración se tiene la expresión:

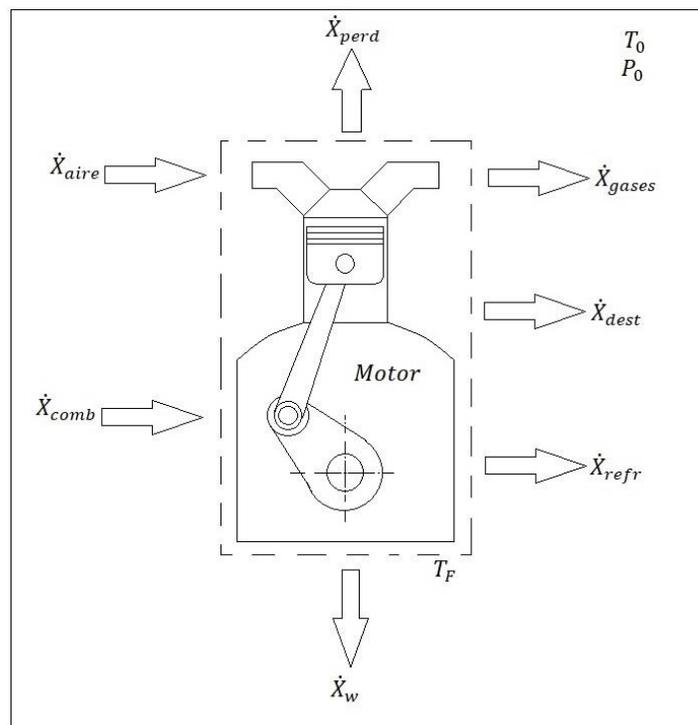
Ecuación 60

$$\dot{E}_{refr} = \dot{m}_{refr} C_{p_{refr}} (T_{s_{refr}} - T_{e_{refr}}) \text{ (kW)}$$

Donde \dot{m}_{refr} es el flujo másico del fluido refrigerante en kg/s , $C_{p_{refr}}$ indica el calor específico del fluido refrigerante en $kJ/kg.K$, $T_{s_{refr}}$ es la temperatura del fluido refrigerante a la salida del motor en K y finalmente $T_{e_{refr}}$ corresponde a la temperatura del fluido refrigerante a la entrada del motor en K .

Cabe aclarar que el cuarto término del segundo elemento de la Ecuación 55 correspondiente al flujo de energía asociado a las pérdidas de calor con el ambiente no se especifica directamente en el balance de energía, debido a que se aborda en el balance de exergía. En segundo lugar, es importante referir que en la Figura 25 se presentan los flujos de exergía que interactúan con el volumen de control donde, a diferencia de un diagrama de flujo de energía, se debe incorporar el concepto de destrucción de exergía, una temperatura de frontera T_F y plantear un estado de referencia o estado muerto correspondiente a T_0 y P_0 , valores que previamente se han definido en el marco teórico y conceptual donde se abordó el estudio del *estado muerto o de referencia* y que corresponden a 25 °C y 1 atm respectivamente.

Figura 25. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el motor MEC



Para determinar el balance de exergía global del motor se supone que el volumen de control se encuentra en estado estacionario, en consecuencia $dV_{vc}/dt = 0$ y $dX_{vc}/dt = 0$. Siendo así, la ecuación resultante:

Ecuación 61

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Así pues:

Ecuación 62

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan la entrada y salida respectivamente.

Aplicando la Ecuación 62 del balance de exergía sobre el volumen de control que contiene al motor MEC se obtiene la siguiente expresión:

Ecuación 63.

$$\dot{X}_{comb} + \dot{X}_{aire} = \dot{X}_w + \dot{X}_{gases} + \dot{X}_{refri} + \dot{X}_{perd} + \dot{X}_{dest} \text{ (kW)}$$

Donde \dot{X}_{comb} corresponde a la exergía de flujo asociada al flujo de combustible, \dot{X}_{aire} es la exergía de flujo correspondiente al flujo de aire, \dot{X}_w es la exergía de flujo asociada a la potencia de salida, \dot{X}_{gases} indica la exergía de flujo correspondiente al flujo de los gases de escape, \dot{X}_{refri} es la exergía de flujo que acompaña al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración, \dot{X}_{perd} hace referencia a la exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente y finalmente \dot{X}_{dest} indica la exergía de flujo destruida.

4.1 Exergía de Flujo Asociada al Flujo Másico de Combustible

Este apartado se calcula mediante la siguiente ecuación (Zapata et al., 2020):

Ecuación 64

$$\dot{X}_{comb} = \dot{m}_{comb} PCI \varphi \text{ (kW)}$$

Donde \dot{m}_{comb} corresponde al flujo másico de combustible en kg/s , PCI indica el poder calorífico inferior del combustible en $kJ/kg.K$ y φ es el factor de exergía química del combustible, que se determina mediante la siguiente ecuación (Zapata et al., 2020):

Ecuación 65

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \left(\frac{H}{C}\right) + 0,0432 \left(\frac{O}{C}\right) + 0,2169 \left(\frac{S}{C}\right) \left(1 - 2,2068 \frac{H}{C}\right)$$

Donde H, C, O y S corresponden a las fracciones másicas del contenido de hidrógeno, carbono, oxígeno y azufre que se incluyen en el combustible, cuyos valores se indican en la Tabla 21.

Tabla 21. Propiedades del combustible

Combustible	Diésel	Unidades
Densidad	847.5	kg/m ³
Contenido de carbono	85.205	wt %
Contenido de hidrógeno	14.79	wt %
Contenido de oxígeno	0.00	wt %
Contenido de azufre	0.005	wt %
Poder calorífico inferior	42.8	MJ/kg
Relación estequiométrica aire-combustible	14.61	
Factor de exergía química	1.071	

Nota. Adaptado de *Exergy analysis of a diesel engine converted to spark ignition*, por Zapata et al., 2020, Sustainable Energy Technologies and Assessments.

4.2 Exergía de Flujo Asociada al Flujo Másico de Aire

La temperatura (T_{aire}) a la que se introduce el aire en el motor es diferente a la temperatura del estado de referencia (T_0), debido a que en el laboratorio se enfrió el aire para simular las condiciones de arranque en frío del motor, por lo cual no se puede considerar como cero la exergía de flujo asociada al flujo de aire de entrada del motor. Ahora bien, considerando al flujo de aire como un flujo másico, mediante la aplicación de la Ecuación 39 se obtiene:

$$\dot{X}_{aire} = \dot{m}_{aire} \psi \text{ (kW)}$$

Donde, según la Ecuación 38:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz$$

Despreciando los componentes cinético y potencial, debido a que su valor no es significativo con relación a los componentes restantes, se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 66

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Donde mediante las relaciones de entalpía, entropía y calor específico de un gas ideal se puede sustituir el primer término del segundo elemento por los que se muestran en la siguiente ecuación (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 67

$$(h - h_0) = C_{p_{prom}}(T - T_0)$$

Y el segundo término del segundo elemento por los siguientes (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 68

$$T_0(s - s_0) = T_0 \left(C_{p_{prom}} \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) - R \ln \left(\frac{P}{P_0} \right) \right)$$

Sin embargo, el término relacionado con la presión se hace cero debido a que la presión es muy similar a la presión del estado termo mecánico de referencia.

Finalmente, introduciendo las ecuaciones 67 y 68 en la Ecuación 66 se obtiene que el flujo de exergía asociado al flujo de aire es igual al resultado de la expresión:

Ecuación 69

$$\dot{X}_{aire} = \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} \left[(T_{aire} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{aire}}{T_0} \right) \right] (kW)$$

Donde \dot{m}_{aire} corresponde al flujo másico de aire en kg/s , $C_{p_{aire}}$ es el calor específico del aire en $kJ/kg.K$, T_{aire} indica la temperatura del aire de entrada del motor en K y T_0 hace referencia a la temperatura del estado de referencia en K .

4.3 Exergía de Flujo Asociada a la Potencia de Salida

El volumen de control que encierra el motor de forma global no presenta trabajo de frontera necesario para desplazar el ambiente, por lo cual con base en la ecuación 35 la exergía asociada a la potencia de salida corresponde directamente a la potencia útil entregada por el motor, así:

Ecuación 70

$$\dot{X}_w = \dot{W} \text{ (kW)}$$

Por consiguiente, la exergía de flujo asociada a la potencia de salida se puede expresar así:

Ecuación 71

$$\dot{X}_w = \frac{2\pi N}{60000} T \text{ (kW)}$$

4.4 Exergía de Flujo Asociada al Flujo de los Gases de Escape

Los gases de escape se consideran una exergía de flujo asociada a un flujo de masa, por lo cual, partiendo de la Ecuación 39, se tiene:

Ecuación 72

$$\dot{X}_{gases} = \dot{m}_{gases} \psi \text{ (kW)}$$

Sin embargo, en el apartado de exergía química se considera que la exergía está compuesta por las componentes de la exergía física más la exergía química, por consiguiente:

Ecuación 73

$$\dot{X}_{gases} = \dot{m}_{gases} (x^f + x^q) \text{ (kW)}$$

$$\dot{X}_{gases} = (\dot{m}_{gases}) (x_{gases}^f + x_{gases}^q) \text{ (kW)}$$

Siendo la exergía física:

$$x_{gases}^f = \left[(T_{gases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{gases}}{T_0} \right) \right] \sum_i C p_i$$

Mientras que la exergía química para un gas ideal, como se indica en la Ecuación 49 y aplicada a los gases de escape, corresponde al resultado de la siguiente expresión:

Ecuación 74

$$x_{gases}^q = R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0}$$

Finalmente, se tiene que la exergía de flujo que acompaña al flujo de los gases de escape corresponde:

Ecuación 75

$$\dot{X}_{gases} = (\dot{m}_{gases}) \left(\left[(T_{gases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{gases}}{T_0} \right) \right] \sum_i C_{p_i} + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) (kW)$$

Donde \dot{m}_{gases} corresponde al flujo másico de gases de escape en kg/s , T_{gases} indica la temperatura de los gases de escape a la salida del motor en K , T_0 es la temperatura del estado de referencia en K , C_{p_i} es el calor específico de cada componente i en $kJ/kg.K$, R_u se refiere a la constante universal de los gases, siendo su valor $8,31447kJ/kmol.K$ (Cengel y Boles, 2009), y_i y y_i^0 representan las fracciones molares del componente i en la mezcla a T_0 , P_0 y en el ambiente respectivamente, cuyos valores se presentan en la tablas 22, 23 y 24.

Así pues, se hace indispensable obtener los productos de la combustión o componentes de los gases de escape, para lo cual, se usa la relación de combustión estequiométrica, expuesta en la Ecuación 30. Finalmente aplicando la relación al combustible $C_{12}H_{26}$ utilizado en el motor MEC se tiene:

Ecuación 76

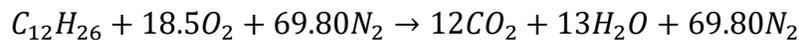


Tabla 22. Calor específico de cada uno de los productos de la combustión

Producto	Calor específico (kJ/kg.K)
N_2	1.039
CO_2	0.846
H_2O	1.8723

Tabla 23. Fracciones molares de cada uno de los productos de la combustión

Producto	Fracción molar (%)
$69.80N_2$	7.45
$12CO_2$	27.58
$13H_2O$	64.97

Tabla 24. Fracciones molares de cada uno de los componentes del ambiente

Producto	Fracción molar (%)
N_2	75.67000
O_2	20.35000
CO_2	0.03450
H_2O	3.03000
CO	0.00070
SO_2	0.00020
NO	0.00001
Otros	0.91455

4.5 Exergía de Flujo Asociada al Flujo de Calor Transferido al Sistema de Refrigeración

La exergía de flujo correspondiente al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración se calcula usando el concepto de *transferencia de exergía que acompaña al calor*, introducido en el marco teórico y conceptual, y mediante la Ecuación 37. De lo anterior se tiene la expresión:

Ecuación 77

$$\dot{X}_{refr} = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \dot{Q}_{refr} \text{ (kW)}$$

Donde el flujo de calor transferido al sistema de refrigeración se obtuvo previamente mediante el balance de energía en la Ecuación 60, siendo así la exergía de flujo asociada al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración igual al resultado de la siguiente fórmula:

Ecuación 78

$$\dot{X}_{refr} = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \dot{m}_{refr} C_{p_{refr}} (T_{s_{refr}} - T_{e_{refr}}) \text{ (kW)}$$

Donde T_0 es la temperatura del estado de referencia en K , T_F es la temperatura de la frontera en K .

Finalmente, se precisa que el refrigerante utilizado en el sistema de refrigeración está compuesto por agua y etilenglicol al 50 %. En la Tabla 25 se presentan las propiedades de la mezcla.

Tabla 25. Propiedades de la mezcla agua-etilenglicol 50 %

Mezcla	Densidad ρ (kg/m^3)	Calor específico C_p ($kJ/kg.K$)
Agua-etilenglicol 50 %	1053.25	3.298

4.6 Exergía de Flujo Asociada a las Pérdidas de Calor con el Ambiente

La exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente se calcula teniendo en cuenta las pérdidas de energía por calor con el ambiente, la cual se puede deducir mediante la primera ley de la termodinámica en la Ecuación 55, de donde se tiene:

Ecuación 79

$$\dot{E}_{perd} = \dot{E}_{comb} + \dot{E}_{aire} - \dot{W} - \dot{E}_{gases} - \dot{E}_{refr}$$

Donde la \dot{E}_{perd} corresponde a las pérdidas de energía por calor con el ambiente así:

Ecuación 80

$$\dot{E}_{perd} = \dot{Q}_{perd} (kW)$$

Finalmente, con el concepto de *transferencia de exergía que acompaña al calor* se plantea la siguiente ecuación:

Ecuación 81

$$\dot{X}_{perd} = \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right) \dot{Q}_{perd} (kW)$$

Donde T_0 es la temperatura del estado muerto o de referencia en K y T_F es la temperatura de la frontera del volumen de control en K .

4.7 Exergía de Flujo Destruída

Partiendo de la Ecuación 63 para el balance de exergía en el volumen de control se observa que la única variable aún por resolver o la incógnita que queda es la correspondiente a la exergía de flujo destruida, por lo cual se debe reorganizar la ecuación para hallar su valor así:

Ecuación 82

$$\dot{X}_{dest} = \dot{X}_{comb} + \dot{X}_{aire} - \dot{W} - \dot{X}_{gases} - \dot{X}_{refri} - \dot{X}_{perd} (kW)$$

4.8 Rendimiento Exergético del Motor

Mediante la Ecuación 51, introducida en el desarrollo del concepto de rendimiento exergético en el marco teórico y conceptual del presente documento, se tiene:

Ecuación 83

$$\eta_{II} = 1 - \frac{\textit{Exergía destruida}}{\textit{Exergía suministrada}}$$

De la expresión anterior se obtiene la siguiente ecuación para determinar el rendimiento exergético:

Ecuación 84

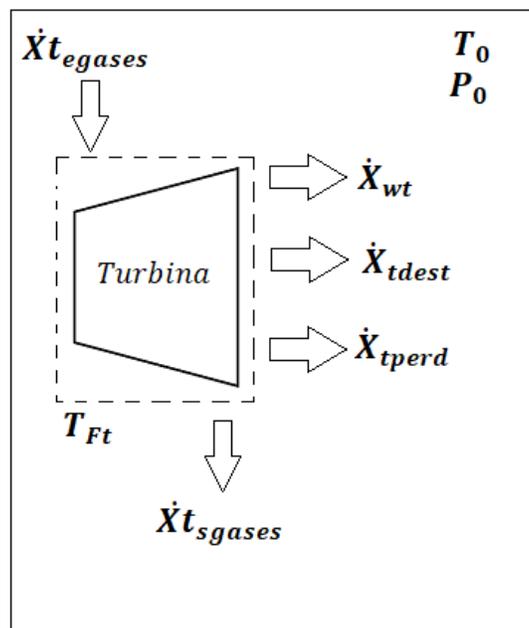
$$\eta_{II} = 1 - \frac{\dot{X}_{dest}}{\dot{X}_{comb} + \dot{X}_{aire}}$$

CAPÍTULO 5. EXERGÍA DE FLUJO EN MÁQUINAS Y SUBSISTEMAS

5.1 Exergías de Flujo en el Sistema Turbocompresor

En este apartado es de mucha importancia aclarar que el motor del vehículo mediante el cual se obtuvieron los resultados de la base de datos cuenta con un turbocompresor donde, mediante el componente mecánico conocido como turbina, se hace la recuperación de la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape. Cabe aclarar que la turbina, al igual que cualquier otro componente mecánico, presenta una exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente y una exergía de flujo destruida, como se muestra en la Figura 26.

Figura 26. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre la turbina

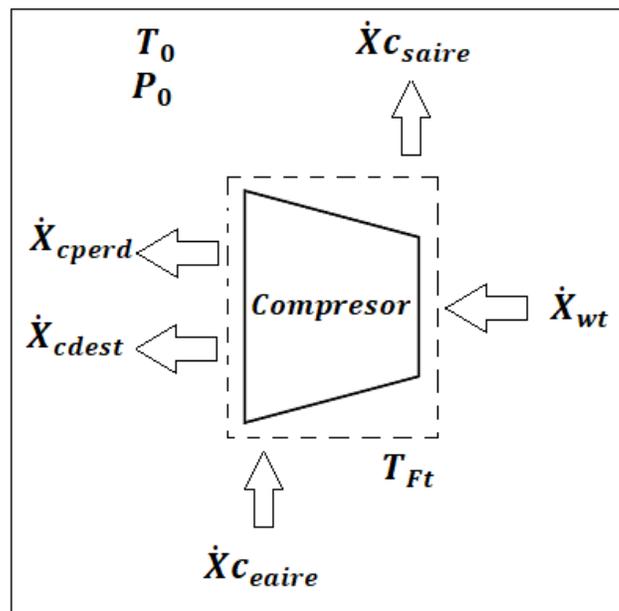


Donde $\dot{X}_{t_{egases}}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape a la entrada de la turbina, $\dot{X}_{t_{sgases}}$ indica la exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape a la salida de la turbina, \dot{X}_{wt} hace referencia a la exergía de flujo asociada a la potencia de salida de la turbina, \dot{X}_{tperd} es la exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente en la turbina y \dot{X}_{tdest} corresponde a la exergía de flujo destruida en la turbina.

No obstante, la turbina se encuentra unida solidariamente por un eje al compresor, motivo por el cual, la exergía neta transferida al compresor corresponde directamente a la exergía de flujo asociada a la potencia de salida de la turbina \dot{X}_{wt} .

Ahora bien, el compresor como volumen de control también presenta interacciones de exergías de flujo como se muestra en la Figura 27.

Figura 27. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el compresor.

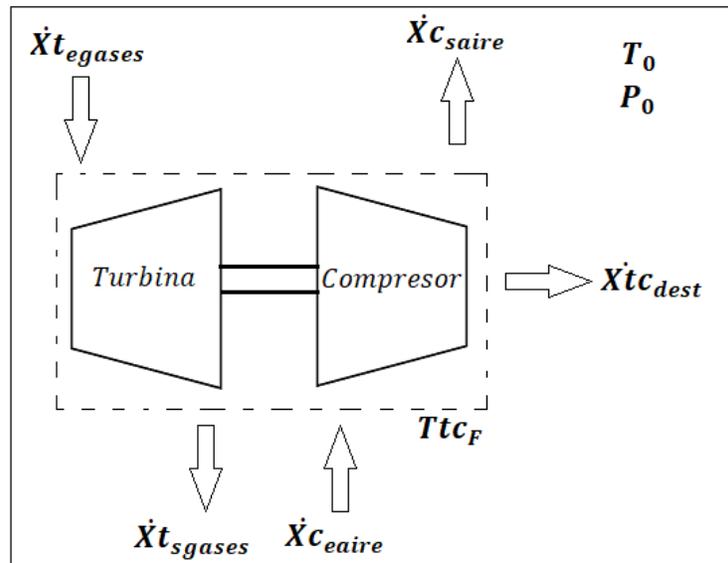


Donde $\dot{X}_{c eaire}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la entrada del compresor, $\dot{X}_{c saire}$ indica la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la salida del compresor, \dot{X}_{wt} hace referencia a la potencia mecánica transferida al compresor por la turbina, $\dot{X}_{c perd}$ es la exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente en el compresor y $\dot{X}_{c dest}$ corresponde a la exergía de flujo destruida en el compresor.

Cabe resaltar que con los datos obtenidos en el banco de pruebas se imposibilita calcular algunas de las variables expuestas en las figuras 26 y 27, por lo cual se dejan únicamente como referencia. Sin embargo, se puede realizar el balance exergético global para el sistema turbocompresor, considerando a la exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente como exergía de flujo destruida e

incorporando este término a la exergía de flujo neta destruida. Entonces, se presenta pues en la figura 28 el balance exergético global para el sistema turbocompresor.

Figura 28. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el sistema turbocompresor



Ahora, mediante el balance de exergía para volúmenes de control en estado estacionario se tiene:

Ecuación 85

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan la entrada y salida respectivamente.

Aplicando la ecuación 85 al volumen de control incorporado sobre el sistema turbocompresor se obtiene la siguiente expresión:

Ecuación 86

$$\dot{X}_{t_{egases}} + \dot{X}_{c_{eaire}} = \dot{X}_{t_{sgases}} + \dot{X}_{c_{saire}} + \dot{X}_{tc_{dest}}$$

Donde $\dot{X}t_{dest}$ corresponde a la exergía de flujo neta destruida en el sistema turbocompresor en kW .

Es de vital importancia explicar que a través de la turbina no circula el 100 % del flujo másico de los gases de escape, esto por consecuencia del sistema EGR de alta presión, el cual recircula cierto porcentaje de dichos gases, por eso se debe considerar en el primer término del primer elemento y en el primer término del segundo elemento. Ahora bien, el primer término del primer elemento se expresa de la forma:

Ecuación 87

$$\dot{X}t_{egases} = (1 - \%EGR) * (\dot{m}_{gases}) \left(\left[(Tt_{egases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tt_{egases}}{T_0} \right) \right] \sum_i Cp_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) (kW)$$

Donde $\% EGR$ corresponde al porcentaje de recirculación de gases de escape dentro del sistema EGR, Tt_{egases} es la temperatura de los gases de escape a la entrada de la turbina en K .

Para el segundo término del primer elemento se debe tener en cuenta que el estado del aire en la entrada del motor en el balance exergético global corresponde también al estado de entrada de aire del compresor, así pues, se tiene:

Ecuación 88

$$\dot{X}c_{aire} = \dot{X}_{aire} (kW)$$

Por consiguiente:

$$\dot{X}c_{aire} = \dot{m}_{aire} Cp_{aire} \left[(T_{aire} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{aire}}{T_0} \right) \right] (kW)$$

Para el primer término del segundo elemento se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 89

$$\dot{X}_{t_{sgases}} = (1 - \%EGR) * (\dot{m}_{gases}) \left[\left[(T_{t_{sgases}} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{t_{sgases}}}{T_0} \right) \right] \sum_i C p_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right] (kW)$$

Para el segundo término del segundo elemento la exergía de flujo asociada al aire de salida del compresor con base en la transferencia de exergía por masa contemplada en la Ecuación 39 y despreciando los componentes cinéticos y potenciales corresponde al resultado de la expresión:

Ecuación 90

$$\dot{X}_{c_{saire}} = \dot{m}_{aire} [(h_{cs} - h_0) - T_0 (s_{cs} - s_0)] (kW)$$

Y usando el concepto de cambio de entropía en gases ideales se tiene (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 91

$$T_0 (s - s_0) = T_0 \left(s^o - s_0^o - R \ln \frac{P}{P_0} \right)$$

Así pues, aplicado a la Ecuación 91 en 90 resulta que la exergía de flujo asociada al aire de salida del compresor se reduce a la forma:

Ecuación 92

$$\dot{X}_{c_{saire}} = \dot{m}_{aire} \left[(h_{cs} - h_0) - T_0 \left(s_{cs}^o - s_0^o - R \ln \left(\frac{P_{cs}}{P_0} \right) \right) \right] (kW)$$

Donde h_{cs} es la entalpía del aire a la salida del compresor en kJ/kg , h_0 es la entalpía del aire en el estado de referencia, s_{cs}^o corresponde a la entropía absoluta del aire a la salida del compresor en $kJ/kg \cdot K$, s_0^o es la entropía absoluta del aire en el estado de referencia, R es la constante de gas con un valor para el aire de $0.2870 kJ/kg \cdot K$, P_{cs} es la presión del aire a la salida del compresor en kPa y P_0 corresponde a la presión de aire en el estado de referencia en kPa .

El tercer y último término del segundo elemento se puede deducir de la Ecuación 86, por consiguiente:

Ecuación 93

$$\dot{X}t_{dest} = \dot{X}t_{egases} + \dot{X}c_{eaire} - \dot{X}t_{sgases} - \dot{X}c_{saire} \text{ (kW)}$$

También se puede calcular la exergía de flujo neta recuperada en el sistema turbocompresor mediante la diferencia de las exergías de flujo asociadas a la salida y entrada de aire en el compresor así:

Ecuación 94

$$\dot{X}t_{rec} = \dot{X}c_{saire} - \dot{X}c_{eaire} \text{ (kW)}$$

De la misma manera, se puede calcular la exergía de flujo neta entregada al sistema turbocompresor mediante la diferencia de exergías de flujo asociadas a la entrada y salida de los gases de escape en la turbina, de tal forma que se puede expresar de la manera:

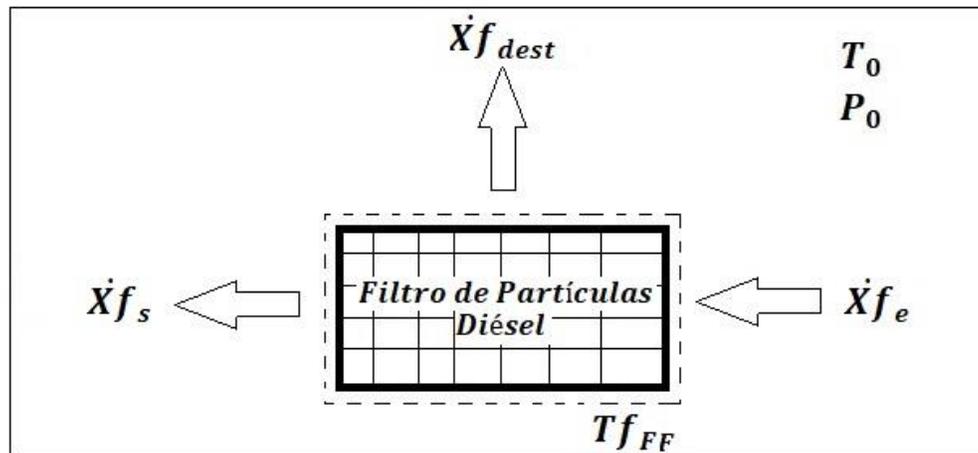
Ecuación 95

$$\dot{X}t_{ent} = \dot{X}t_{egases} - \dot{X}t_{sgases} \text{ (kW)}$$

5.2 Exergías de Flujo en el Filtro de Partículas

El sistema de escape se presentó en la Figura 22. Allí se observa que dentro del sistema se tiene un DPF aguas debajo de la turbina que compone el sistema turbocompresor, por lo que es importante resaltar que despreciando las pérdidas de exergía en el tramo de la tubería se puede considerar el estado a la salida de la turbina como el mismo estado a la entrada del DPF. Así pues, se plantea en la Figura 29 el balance exergético para el filtro de partículas, en el cual se observan las variables que interactúan de forma directa con el elemento.

Figura 29. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el DPF



Aplicando el balance de exergía para el estado estacionario se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 96

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan las entradas y salidas respectivamente

Ahora bien, mediante la Ecuación 96 aplicada al volumen de control que contiene al filtro de partículas diésel se tiene:

Ecuación 97

$$\dot{X}f_e = \dot{X}f_s + \dot{X}f_{dest} \text{ (kW)}$$

Donde $\dot{X}f_e$ corresponde a la exergía de flujo que acompaña al flujo de gases de escape en la entrada del DPF, $\dot{X}f_s$ es la exergía de flujo a la salida del DPF correspondiente a los gases de escape y $\dot{X}f_{dest}$ corresponde a la exergía de flujo neta destruida en el DPF.

El primer término del primer elemento, como se mencionó líneas atrás, corresponde directamente al estado a la salida de la turbina que compone el sistema turbocompresor, por ello la exergía de flujo que acompaña al flujo de gases de escape en la entrada del DPF es:

Ecuación 98

$$\dot{X}f_e = \dot{X}t_{sgases} (kW)$$

El primer término del segundo elemento se puede calcular mediante la siguiente expresión de exergía de flujo asociada a un flujo de gases de escape así:

Ecuación 99

$$\dot{X}f_s = (1 - \% EGR) * (\dot{m}_{gases}) \left(\left[(Tf_{sgases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tf_{sgases}}{T_0} \right) \right] \sum_i Cp_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) (kW)$$

Donde Tf_{sgases} corresponde la temperatura de los gases de escape a la salida del DPF en K.

Finalmente el segundo término del segundo elemento se logra extraer de la Ecuación 97 de la forma:

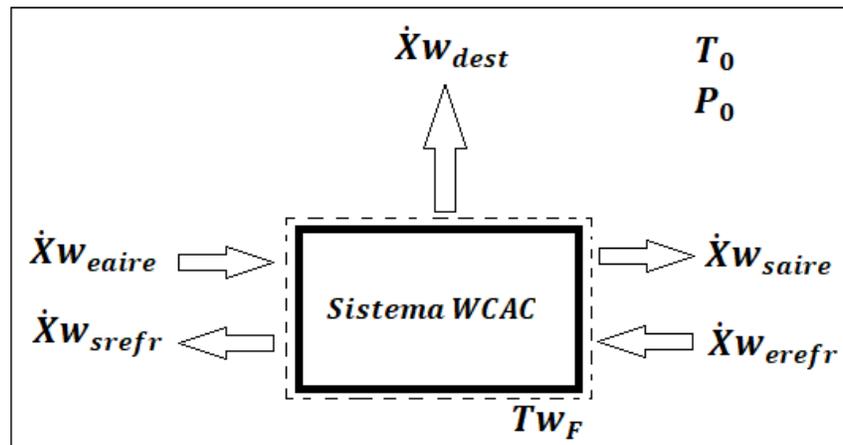
Ecuación 100

$$\dot{X}f_{dest} = \dot{X}f_e - \dot{X}f_s (kW)$$

5.3 Exergías de Flujo en el Sistema Water Charge Air Cooler (WCAC)

El sistema WCAC como se indicó en el marco teórico, consiste en un sistema cuya función es enfriar el aire de entrada al motor procedente del compresor, mediante el flujo de un fluido refrigerante y no mediante un flujo de aire, así pues mediante el volumen de control aplicado al sistema WCAC se indican las exergías de flujo que interactúan directamente, como se observa en la figura 30. Cabe resaltar que no se incluye un término relacionado a la exergía de flujo asociada a las pérdidas, esto debido a que esta exergía de flujo está asociada a las pérdidas de calor con el ambiente, la cual se convierten finalmente en exergía destruida.

Figura 30. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el sistema WCAC



Aplicando el balance de exergía para el estado estacionario se tiene:

Ecuación 101

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan las entradas y salidas respectivamente

Ahora, mediante la Ecuación 101 aplicada al volumen de control se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 102

$$\dot{X}w_{eaire} + \dot{X}w_{erefr} = \dot{X}w_{saire} + \dot{X}w_{srefr} + \dot{X}w_{dest} \text{ (kw)}$$

Donde $\dot{X}w_{eaire}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la entrada del sistema WCAC, $\dot{X}w_{erefr}$ corresponde a la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante de entrada al sistema WCAC, $\dot{X}w_{saire}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de aire a la salida del sistema WCAC, $\dot{X}w_{srefr}$ indica la exergía de flujo asociada al flujo de

refrigerante a la salida del sistema WCAC y $\dot{X}_{w_{dest}}$ es la exergía de flujo neta destruida en el sistema WCAC.

El estado del primer término del primer elemento corresponde exactamente al estado del aire a la salida del compresor del balance exergético global en el sistema turbocompresor, así pues:

Ecuación 103

$$\dot{X}_{w_{aire}} = \dot{X}_{c_{s_{aire}}} \text{ (kW)}$$

Por consiguiente:

$$\dot{X}_{w_{aire}} = \dot{m}_{aire} \left[(h_{cs} - h_0) - T_0 \left(s_{cs}^o - s_0^o - R \ln \frac{P_{cs}}{P_0} \right) \right] \text{ (kW)}$$

Para el segundo término del primer elemento se pueden utilizar la ecuación 39 referente a la exergía de flujo por masa, además, despreciando los componentes de cinética y potencia se tiene:

Ecuación 104

$$\dot{X}_{w_{refr}} = \dot{m}_{w_{refr}} \left[(h_{w_{refr}} - h_0) - T_0 (s_{w_{refr}} - s_0) \right] \text{ (kW)}$$

Sin embargo, el término asociado a la entalpía se puede expresar de la forma (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 105

$$(h_{w_{refr}} - h_0) = C_{p_{refr}} (T_{w_{refr}} - T_0)$$

Y el término asociado a la entropía se puede expresar de la manera (Cengel y Boles, 2009):

Ecuación 106

$$T_0 (s_{w_{refr}} - s_0) = T_0 \left(C_{p_{refr}} \ln \left(\frac{T_{w_{refr}}}{T_0} \right) \right)$$

Finalmente introduciendo las ecuaciones 105 y 106 en 104 se tiene:

$$\dot{X}_{w_{refr}} = \dot{m}_{w_{refr}} C_{p_{refr}} \left[(T_{w_{refr}} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{w_{refr}}}{T_0} \right) \right] \text{ (kW)}$$

Donde $\dot{m}w_{refr}$ es el flujo másico de refrigerante a la entrada del sistema WCAC en kg/s , Cp_{refr} es el calor específico del refrigerante, el cual consiste en el mismo refrigerante utilizado en el motor y sus propiedades se especifican en la tabla 25 y Tw_{erefr} consisten en la temperatura del refrigerante a la entrada del sistema WCAC.

En el primer término del segundo elemento se debe considerar que la presión corresponde a una presión muy similar a la de salida del compresor suponiendo pérdidas insignificantes dentro del sistema, por lo cual no se puede despreciar el componente relacionado con la presión, así pues, la ecuación se puede expresar como sigue:

Ecuación 107

$$\dot{X}w_{saire} = \dot{m}_{aire} \left[(h_{ws} - h_0) - T_0 \left(s_{ws}^o - s_0^o - R \ln \frac{P_{ws}}{P_0} \right) \right] (kW)$$

Donde h_{ws} es la entalpía del aire a la salida del sistema WCAC en kJ/kg , s_{ws}^o es la entropía absoluta del aire a la salida del sistema WCAC en $kJ/kg.K$ y P_{ws} es la presión del aire a la salida del sistema WCAC en kPa .

Para el segundo término del segundo elemento se realiza el mismo procedimiento utilizado en el primer término del primer elemento, en consecuencia, $\dot{X}w_{erefr}$ corresponde al resultado de la siguiente expresión:

Ecuación 108

$$\dot{X}w_{srefr} = \dot{m}w_{refr} Cp_{refr} \left[(Tw_{srefr} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tw_{srefr}}{T_0} \right) \right] (kW)$$

Donde Tw_{srefr} es la temperatura del refrigerante a la salida del sistema WCAC en K .

Finalmente, el tercer término del segundo elemento se deduce la ecuación 102 misma, así:

Ecuación 109

$$\dot{X}w_{dest} = \dot{X}w_{eaire} + \dot{X}w_{erefr} - \dot{X}w_{saire} - \dot{X}w_{srefr} (kW)$$

Mediante las variables ya encontradas, se puede obtener la disminución de exergía de flujo del aire al atravesar el sistema WCAC, así:

Ecuación 110

$$\dot{X}w_{a_{e-s}} = \dot{X}w_{e_{aire}} - \dot{X}w_{s_{aire}} \text{ (kW)}$$

Como también, se puede obtener la variación de la exergía de flujo del refrigerante cuando este atraviesa el sistema WCAC, considerándose como la exergía recuperada que se transfiere al fluido refrigerante, de tal forma se tiene:

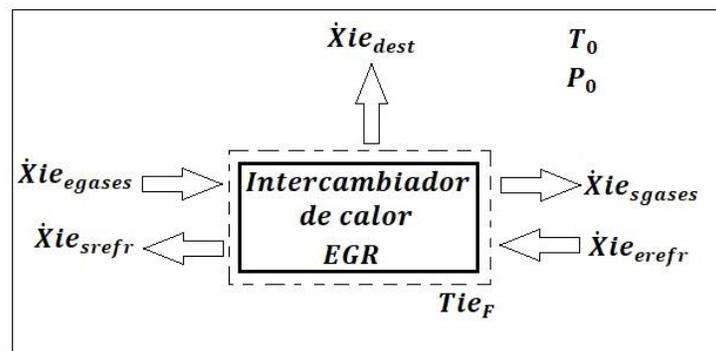
Ecuación 111

$$\dot{X}w_{r_{e-s}} = \dot{X}w_{s_{refr}} - \dot{X}w_{e_{refr}} \text{ (kW)}$$

5.4 Exergías de Flujo en el Sistema de Recirculación de Gases de Escape (EGR)

El sistema EGR está compuesto por una línea de alta presión en la cual se ha colocado un intercambiador de calor para disminuir la temperatura de los gases de escape que son recirculados al motor, así pues, en la figura 31 se presentan las exergías de flujo que interactúan con el intercambiador de calor del sistema EGR.

Figura 31. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el intercambiador de calor de la línea de alta presión del sistema EGR



Aplicando el balance de exergía para el estado estacionario se tiene:

Ecuación 112

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan las entradas y salidas respectivamente

Ahora bien, mediante la Ecuación 112 aplicada al volumen de control se tiene que la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor del sistema EGR es igual al resultado de la expresión:

Ecuación 113

$$\dot{X}ie_{egases} + \dot{X}ie_{erefr} = \dot{X}ie_{sgases} + \dot{X}ie_{srefr} + \dot{X}ie_{dest} \text{ (kW)}$$

Donde $\dot{X}ie_{egases}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor del sistema EGR, $\dot{X}ie_{erefr}$ corresponde a la exergía de flujo asociada al flujo del refrigerante a la entrada del intercambiador de calor en el sistema EGR, $\dot{X}ie_{sgases}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor del sistema EGR, $\dot{X}ie_{srefr}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante a la salida del intercambiador de calor del sistema EGR y $\dot{X}ie_{dest}$ corresponde a la exergía de flujo neta destruida en el sistema EGR.

Debido a que el sistema EGR es de alta presión o línea corta se considera que el estado de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor corresponde directamente al estado de los gases de escape aguas arriba o entrada de la turbina, sin embargo, es preciso puntualizar que por el sistema EGR circula un porcentaje del flujo másico total de los gases de escape, por ello para el primer término del primer elemento se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 114

$$\dot{X}ie_{egases} = \% EGR \left[(\dot{m}_{gases}) \left(\left[(Tt_{egases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tt_{egases}}{T_0} \right) \right] \sum_i C p_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) \right] (kW)$$

Donde $\% EGR$ corresponde al porcentaje de recirculación de gases de escape, Tt_{egases} indica la temperatura de los gases de escape a la entrada del intercambiador de calor EGR en K .

Para el segundo término del primer elemento con base a la exergía de flujo por masa (Ecuación 39), se obtiene como resultado:

Ecuación 115

$$\dot{X}ie_{erefr} = \dot{m}ie_{erefr} C p_{refr} \left[(Tie_{erefr} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tie_{erefr}}{T_0} \right) \right] (kW)$$

Donde $\dot{m}ie_{erefr}$ corresponde al flujo másico de refrigerante que atraviesa el intercambiador de calor EGR en kg/s y Tie_{erefr} es la temperatura del refrigerante a la entrada del intercambiador de calor EGR en K .

El primer término del segundo elemento con base en la exergía de flujo por masa correspondiente a la salida de los gases de escape del intercambiador de calor del sistema EGR se expresa de la forma:

Ecuación 116

$$\dot{X}ie_{sgases} = \% EGR \left[(\dot{m}_{gases}) \left(\left[(Tie_{sgases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tie_{sgases}}{T_0} \right) \right] \sum_i C p_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) \right] (kW)$$

Donde Tie_{sgases} es la temperatura de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor EGR en K .

Con respecto al segundo término del segundo elemento, este se puede deducir mediante la exergía de flujo por masa obteniendo la siguiente expresión:

Ecuación 117

$$\dot{X}ie_{srefr} = \dot{m}ie_{refr} C_{p_{refr}} \left[(Tie_{srefr} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tie_{srefr}}{T_0} \right) \right] (kW)$$

Donde Tie_{srefr} es la temperatura del refrigerante a la salida del intercambiador de calor EGR en K .

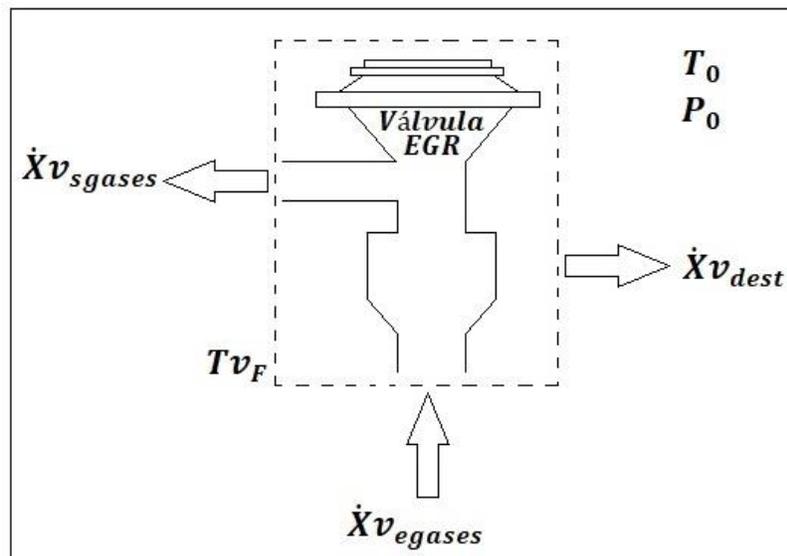
Finalmente, el tercer término del segundo elemento se extrae de la Ecuación 113, dando como resultado lo siguiente:

Ecuación 118.

$$\dot{X}ie_{dest} = \dot{X}ie_{egases} + \dot{X}ie_{erefr} - \dot{X}ie_{sgases} - \dot{X}ie_{srefr} (kW)$$

Además del intercambiador de calor, dentro de la línea de alta presión del sistema EGR se encuentra una válvula la cual es la encargada de regular la tasa de gases recirculados al sistema de admisión del motor, cuyas exergías de flujo se presentan en la Figura 32.

Figura 32. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre la válvula del sistema EGR



Mediante el balance de exergía para el estado estacionario se tiene:

Ecuación 119

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Así pues:

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan las entradas y salidas respectivamente.

Aplicando la Ecuación 119 al volumen de control incorporado sobre la válvula del sistema EGR se tiene la siguiente expresión:

Ecuación 120

$$\dot{X}v_{egases} = \dot{X}v_{sgases} + \dot{X}v_{dest} \text{ (kW)}$$

Donde $\dot{X}v_{egases}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape a la entrada de la válvula EGR, $\dot{X}v_{sgases}$ corresponde a la exergía de flujo asociada al flujo de los gases de escape a la salida de la válvula EGR y $\dot{X}v_{dest}$ hace referencia a la exergía de flujo neta destruida en la válvula EGR.

Así pues, para el primer término del primer elemento se considera que el estado de los gases de escape a la entrada de la válvula EGR corresponde de igual forma al estado de los gases de escape a la salida del intercambiador de calor EGR, por consiguiente se tiene:

Ecuación 121

$$\dot{X}v_{egases} = \dot{X}ie_{sgases} \text{ (kW)}$$

Por consiguiente:

$$\dot{X}v_{egases} = \% EGR \left[(\dot{m}_{gases}) \left([(Tie_{sgases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tie_{sgases}}{T_0} \right)] \sum_i C p_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) \right] \text{ (kW)}$$

El primer término del segundo elemento corresponde al resultado de la ecuación:

$$\dot{X}v_{sgases} = \% EGR \left[(\dot{m}_{gases}) \left([(Tv_{sgases} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{Tv_{sgases}}{T_0} \right)] \sum_i Cp_i + R_u T_0 \sum_i y_i \ln \frac{y_i}{y_i^0} \right) \right] (kW)$$

Donde Tv_{sgases} es la temperatura de los gases a la salida de la válvula del sistema EGR en K .

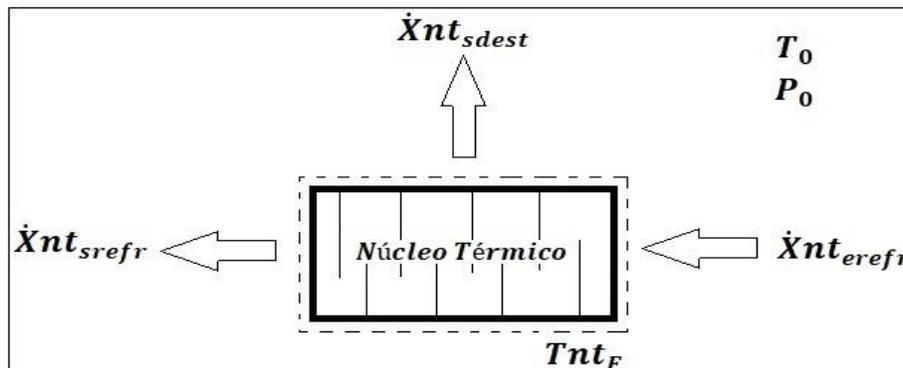
Finalmente, el segundo término del segundo elemento se puede deducir directamente de la Ecuación 120, por consiguiente se tiene que este es:

$$\dot{X}v_{dest} = \dot{X}v_{egases} - \dot{X}v_{sgases} (kW)$$

5.5 Exergías de Flujo en el Núcleo Térmico (Calefactor del Salón de Pasajeros)

En la Figura 21 se indica la posición y el esquema del núcleo térmico (intercambiador de calor dispuesto en el habitáculo) dentro del sistema de refrigeración, el cual se encuentra aguas arriba del intercambiador de calor del sistema EGR de alta presión, motivo por el cual se considera que el flujo de refrigerante que atraviesa el núcleo térmico corresponde directamente al flujo de refrigerante que atraviesa el intercambiador de calor EGR. En la Figura 33 se presentan las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control impuesto sobre el núcleo térmico.

Figura 33. Diagrama de las exergías de flujo que interactúan con el volumen de control incorporado sobre el núcleo térmico del habitáculo



Mediante el balance de exergía para el estado estacionario se tiene la expresión:

Ecuación 122

$$0 = \sum_e \dot{X}_e - \sum_s \dot{X}_s$$

Por consiguiente:

$$\sum_e \dot{X}_e = \sum_s \dot{X}_s$$

Donde e y s representan las entradas y salidas respectivamente.

Aplicando la Ecuación 122 al volumen de control se obtiene la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{nt_{erefr}} = \dot{X}_{nt_{srefr}} + \dot{X}_{nt_{dest}} \text{ (kW)}$$

Donde $\dot{X}_{nt_{erefr}}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante a la entrada del núcleo térmico, $\dot{X}_{nt_{srefr}}$ es la exergía de flujo asociada al flujo de refrigerante a la salida del núcleo térmico y $\dot{X}_{nt_{dest}}$ es la exergía de flujo neta destruida en el núcleo térmico.

Ahora, el primer término se puede expresar teniendo en cuenta la exergía de flujo asociada a la masa desarrollando la ecuación:

Ecuación 123

$$\dot{X}_{nt_{erefr}} = \dot{m}_{nt_{refr}} C_{p_{refr}} \left[(T_{nt_{erefr}} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{nt_{erefr}}}{T_0} \right) \right] \text{ (kW)}$$

Donde $\dot{m}_{nt_{refr}}$ es el flujo másico de refrigerante que atraviesa el núcleo térmico en kg/s y $T_{nt_{erefr}}$ es la temperatura del refrigerante a la entrada del núcleo térmico en K .

Para desarrollar la expresión que determina el primer término del segundo elemento se debe considerar la Figura 21 en la cual se muestra el sistema de refrigeración del motor y se indica que el núcleo térmico está en serie y en una posición anterior al intercambiador de calor incorporado dentro del sistema EGR de alta presión, motivo por el cual el estado termo mecánico a la salida del núcleo térmico

despreciando pérdidas de exergía en el trayecto se puede considerar exactamente como el estado termo mecánico correspondiente a la entrada del refrigerante en el intercambiador de calor del sistema EGR de alta presión. Así pues, se obtiene la siguiente expresión:

Ecuación 124

$$\dot{X}_{nt_{srefr}} = \dot{X}_{ie_{erefr}} (kW)$$

De tal forma que el primer término del segundo elemento es:

$$\dot{X}_{nt_{srefr}} = \dot{m}_{ie_{refr}} C_{p_{refr}} \left[(T_{ie_{erefr}} - T_0) - T_0 \ln \left(\frac{T_{ie_{erefr}}}{T_0} \right) \right] (kW)$$

Finalmente, el segundo término del segundo elemento se puede deducir de forma directa de la expresión x, por lo tanto, se puede formular así:

$$\dot{X}_{nt_{dest}} = \dot{X}_{nt_{erefr}} - \dot{X}_{nt_{srefr}} (kW)$$

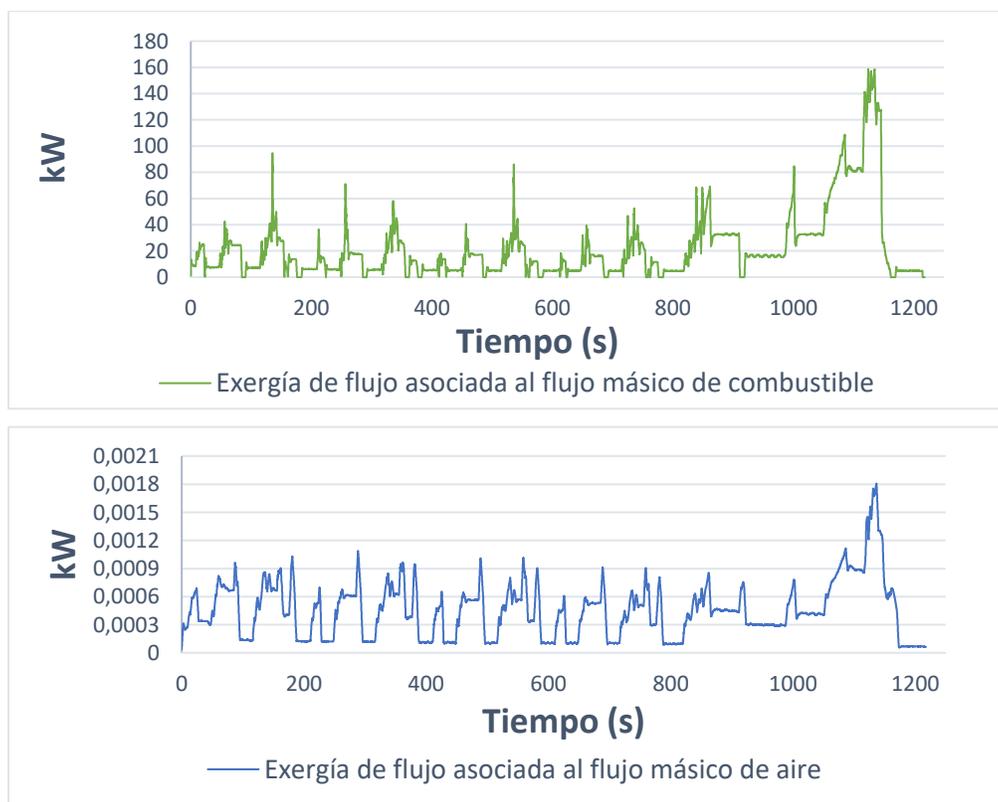
Cabe considerar por otra parte, que la exergía de flujo neta destruida en el núcleo térmico corresponde directamente a la exergía de flujo neta recuperada por el sistema en cuestión, debido a que dicha exergía de flujo se entrega directamente al ambiente del habitáculo para aumentar la temperatura de este. Sin embargo, esta exergía finalmente se destruye al alcanzar el equilibrio con el ambiente de referencia.

CAPÍTULO 6. RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos luego de aplicar las ecuaciones de balance de exergía sobre un volumen de control, lo cual involucra, como se evidenció en los dos capítulos anteriores, al motor de forma global como también a los subsistemas y las máquinas que componen el sistema de admisión, refrigeración y escape, así como el pertinente análisis de resultados.

En el marco teórico se estableció que para que la reacción de combustión pueda realizarse es indispensable que dentro de la cámara de combustión se generen las condiciones de presión y temperatura necesarias e ingresen dos reactivos: un comburente y un carburante. En la Figura 34 se presenta el comportamiento de las exergías de flujo de entrada al motor.

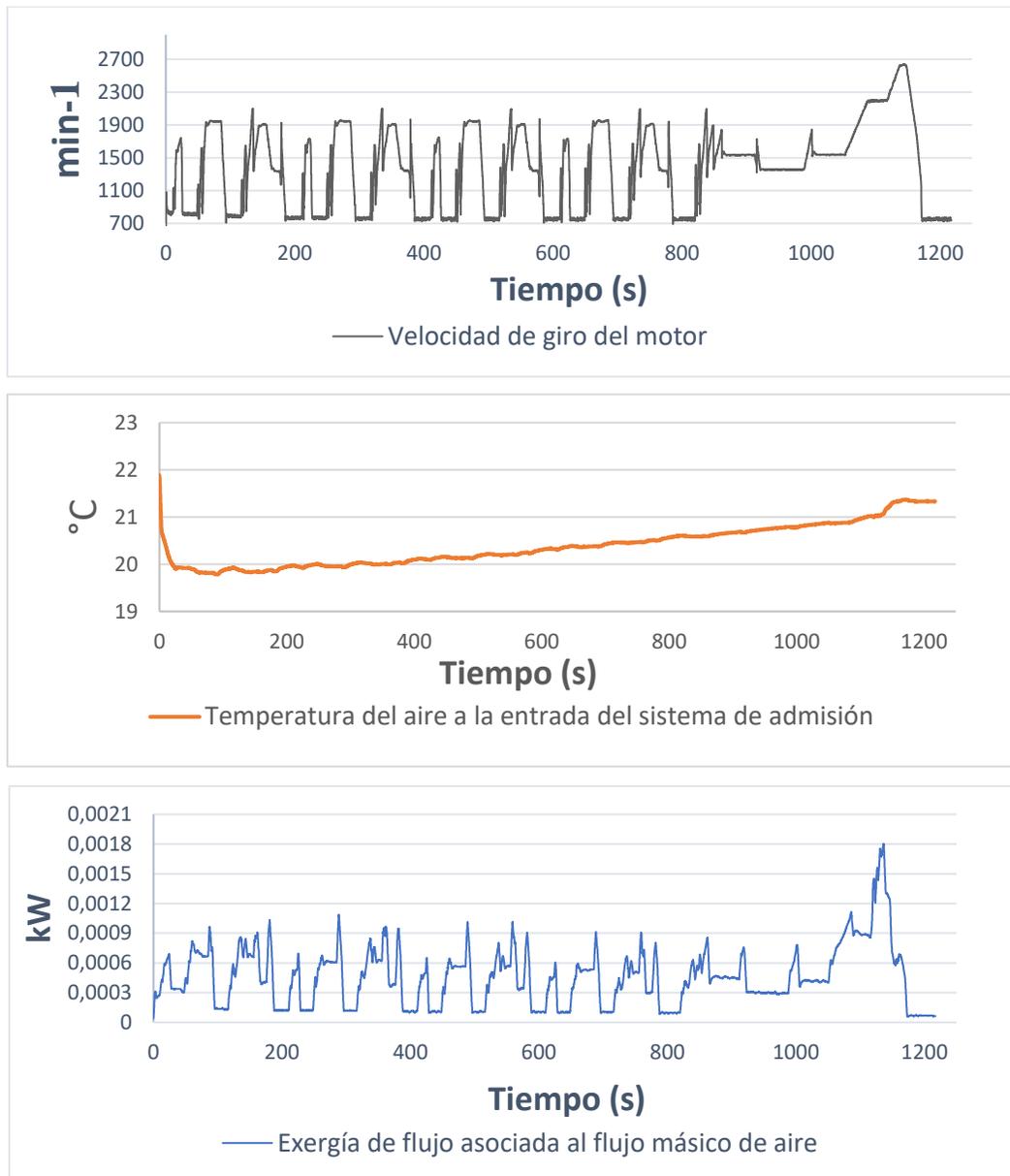
Figura 34. Comportamiento de las exergías de flujo de entrada del motor.



Los dos flujos de exergía que ingresan al motor presentan un comportamiento relativo al ciclo NEDC, disminuyendo y aumentando la magnitud conforme a las aceleraciones y desaceleraciones del vehículo, sin embargo, es evidente notar, la

gran diferencia de magnitud de flujo de exergía en los mismos puntos del ciclo NEDC, ya que durante la zona correspondiente a la conducción urbana se tiene una magnitud máxima de exergía relacionada al flujo másico de aire correspondiente a 0.0009 kW, mientras que la magnitud de exergía asociada al flujo másico de combustible para el mismo punto asciende a 50 kW, así como también, para el punto de mayor velocidad de giro del motor durante la conducción extraurbana, correspondiente a 2700 min^{-1} se tiene que la exergía de flujo asociada al flujo másico de combustible es de 160 kW mientras que, la exergía de flujo asociada al flujo másico de aire asciende únicamente a 0.0018 kW. Por lo tanto se puede constatar que la exergía asociada al flujo másico de aire no representa un valor significativo de exergía de entrada del motor, siendo la exergía de flujo asociada al flujo másico de combustible la que representa el 100 %.

Figura 35. Comportamiento asociado al flujo másico de aire



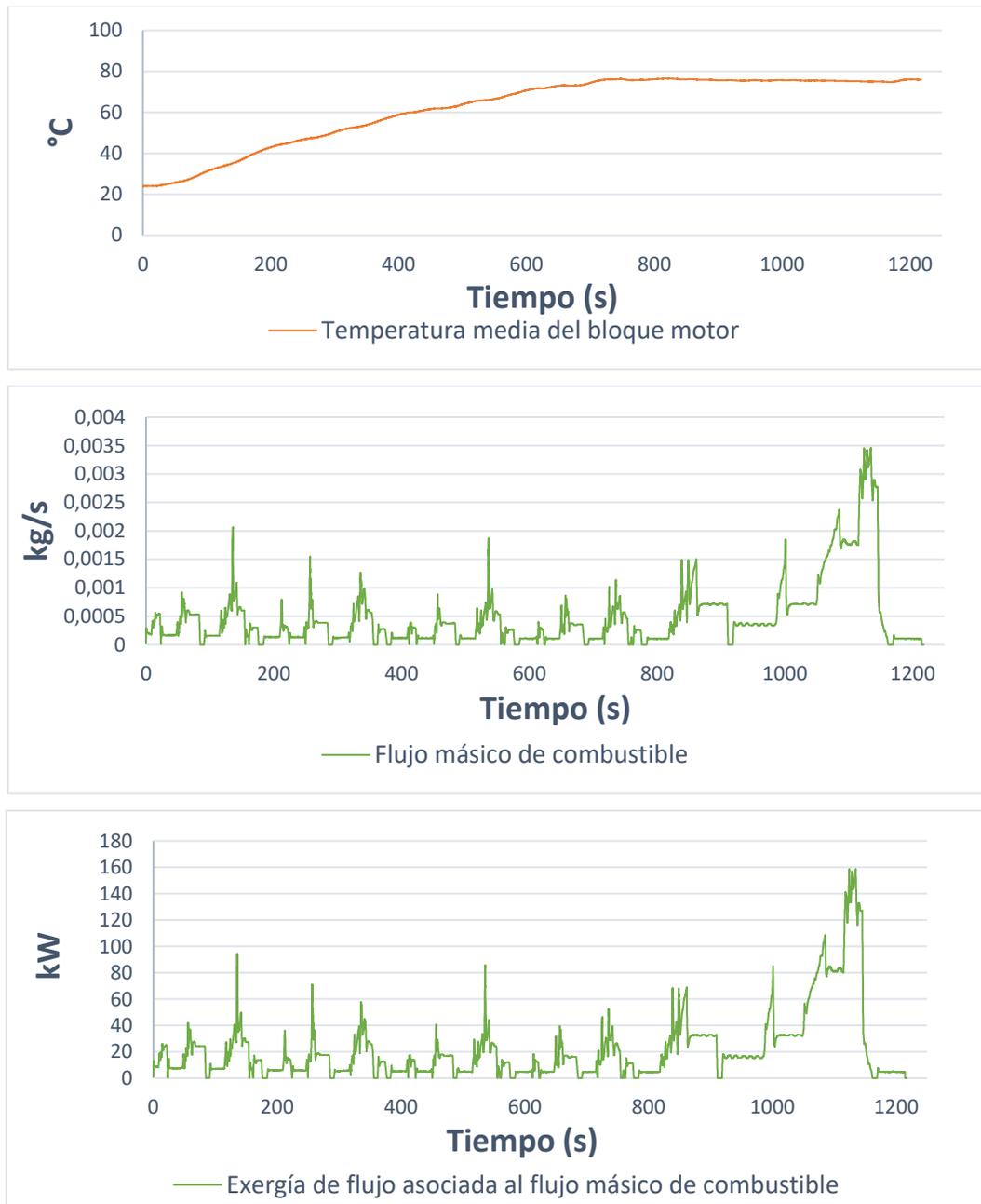
La Figura 35 presenta el comportamiento de la exergía de flujo asociada al flujo másico de aire en el sistema de admisión con relación a la velocidad de giro del motor y la temperatura del aire en la entrada del sistema de admisión durante el ciclo NEDC. Se observa así, que durante los cuatro ciclos ECE-15 se presenta una disminución de la exergía a medida que se avanza durante el ciclo de conducción NEDC. Se tiene que en promedio durante el primer ciclo la magnitud de la exergía corresponde a 0.00051 kW, en el segundo ciclo la magnitud de exergía en promedio

corresponde a 0.00044 kW, en el tercer ciclo la exergía presenta una magnitud en promedio de 0.00040 kW y en el cuarto ciclo ECE-15 se tiene una magnitud de exergía en promedio correspondiente a 0.00036 kW.

Esta situación se explica con base al experimento, en el cual, para simular las condiciones de arranque en frío se pre-enfrió el aire de entrada al sistema de admisión, como se observa en la gráfica de la temperatura del aire de admisión en la Figura 35. Sin embargo, al avanzar el ciclo NEDC, la temperatura del aire de admisión aumentó provocando una disminución de la exergía al acercar las propiedades del aire de entrada en el motor a las propiedades del aire en el estado de referencia, situación que explica también el motivo de las reducidas magnitudes de exergía asociadas al flujo másico de aire. Ya en la zona del ciclo EUDC se tiene que la exergía de flujo presenta un pico máximo de 0.0018 kW correspondiente directamente al pico máximo de velocidad de giro del motor a 2700 min^{-1} .

En el marco teórico se dijo que para que el proceso de combustión en un motor MEC se pueda realizar es necesario que generen dentro de la cámara de combustión las condiciones necesarias de presión y temperatura para posteriormente involucrar dos reactivos: un comburente y un carburante, por ello en la Figura 36 se presenta el comportamiento del flujo másico del carburante o combustible, así como la exergía de flujo correspondiente, con relación a la temperatura del bloque motor.

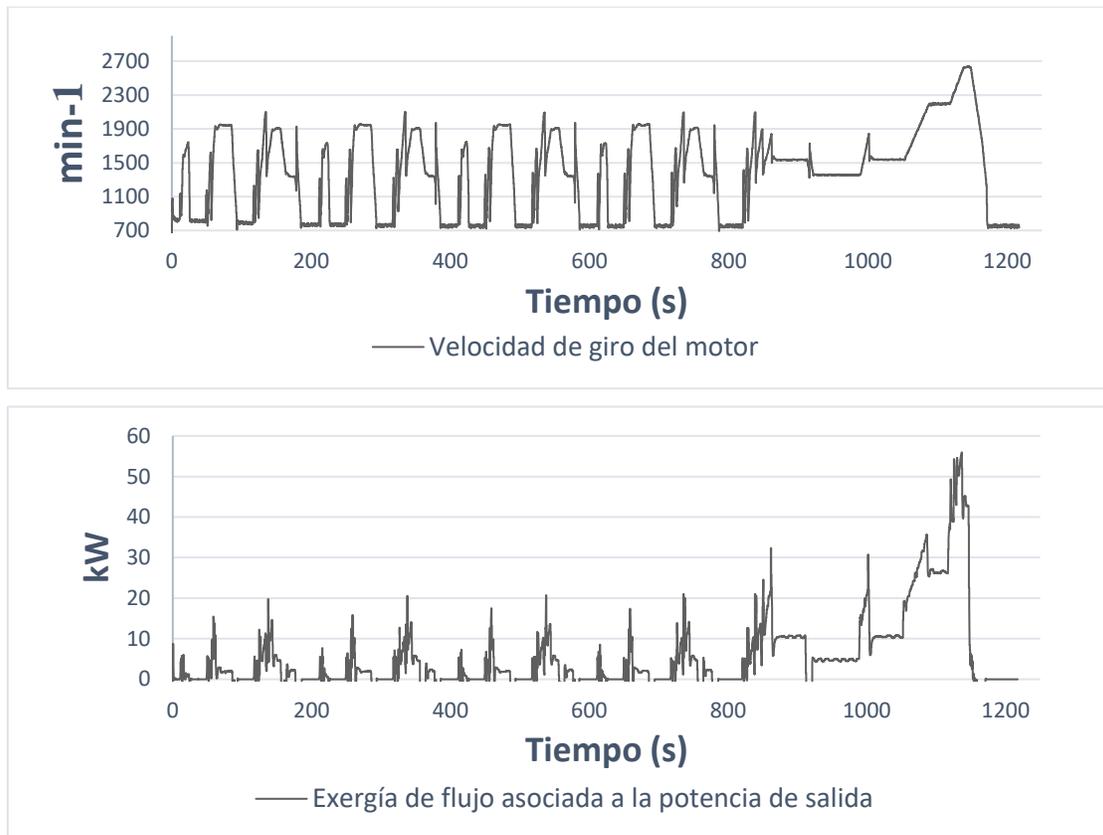
Figura 36. Comportamiento asociado al flujo másico de combustible



El flujo másico de combustible presentó una tendencia decreciente durante los cuatro ciclos de conducción urbana, influenciando de forma directa a la exergía de flujo correspondiente. Una de las principales razones de esta tendencia es que a medida que se avanza sobre ciclo NEDC el bloque motor aumenta de temperatura como se observa en la gráfica de temperatura del bloque motor en la Figura 36, hasta que la curva se asienta sobre la temperatura de funcionamiento del motor.

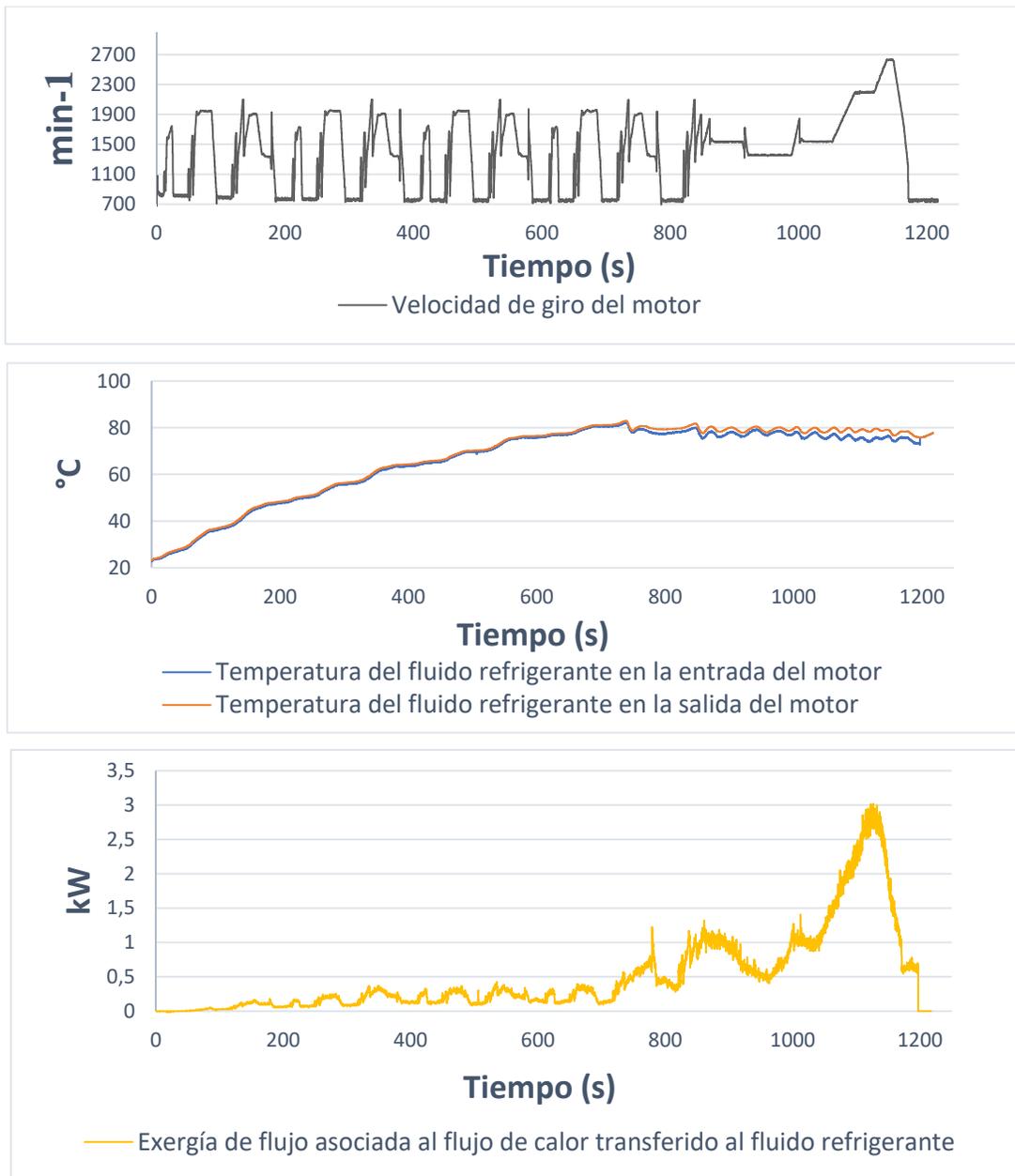
Por lo cual, durante el proceso de calentamiento, parte de la exergía de flujo asociada al combustible se utiliza para aumentar la temperatura del bloque motor, provocando así que sea necesaria una mayor exergía de flujo asociada al flujo másico de combustible cuando la temperatura del bloque motor sea menor, para así lograr que el vehículo cumpla con las condiciones de aceleración y desaceleración que exige el ciclo NEDC. Se evidencia así que en los primeros 100 segundos del primer ciclo ECE-15 se tiene un flujo másico de combustible de 1.5689×10^{-4} kg/s, una exergía de flujo correspondiente a 7.1925 kW y una temperatura del bloque motor de 31.1850 °C, mientras que, para los primeros 100 segundos del cuarto ciclo ECE-15 correspondiente al segundo 685 del ciclo NEDC, el flujo másico de combustible presenta una magnitud de 1.3469×10^{-4} kg/s, una exergía de flujo correspondiente de 6.1737 kW y una temperatura del bloque motor de 73.3150 °C. Así como se tienen exergías de flujo que interactúan en la entrada del motor, se tienen también exergías de flujo en la salida del motor, siendo una de ellas la exergía de flujo asociada a la potencia de salida que indica el trabajo útil o la potencia neta que se obtiene del motor después de realizar el proceso de combustión, cuyo comportamiento se expresa en la Figura 37.

Figura 37. Comportamiento de la potencia de salida



La potencia neta de salida entregada por el motor corresponde directamente a la exergía de flujo asociada a la potencia de salida, así pues, se puede observar en la Figura 37 como la potencia entregada por el motor se comporta de forma directa con relación al ciclo del conducción, con magnitudes muy similares durante los cuatro ciclos ECE-15, observando cómo la entrega de potencia por parte del motor aumenta durante las aceleraciones y disminuye durante las desaceleraciones correspondientes. Se tiene una magnitud máxima correspondiente a 20 kW durante el primer ciclo de conducción urbana ECE-15, 21 kW durante el segundo ciclo, 21 kW durante el tercer ciclo y 21 kW durante el cuarto ciclo; así como también durante el ciclo de conducción extraurbana EUDC se tiene un valor máximo de 55 kW correspondiente a la máxima velocidad de giro del motor a 2700 min^{-1} .

Figura 38. Comportamiento asociado al flujo de fluido refrigerante

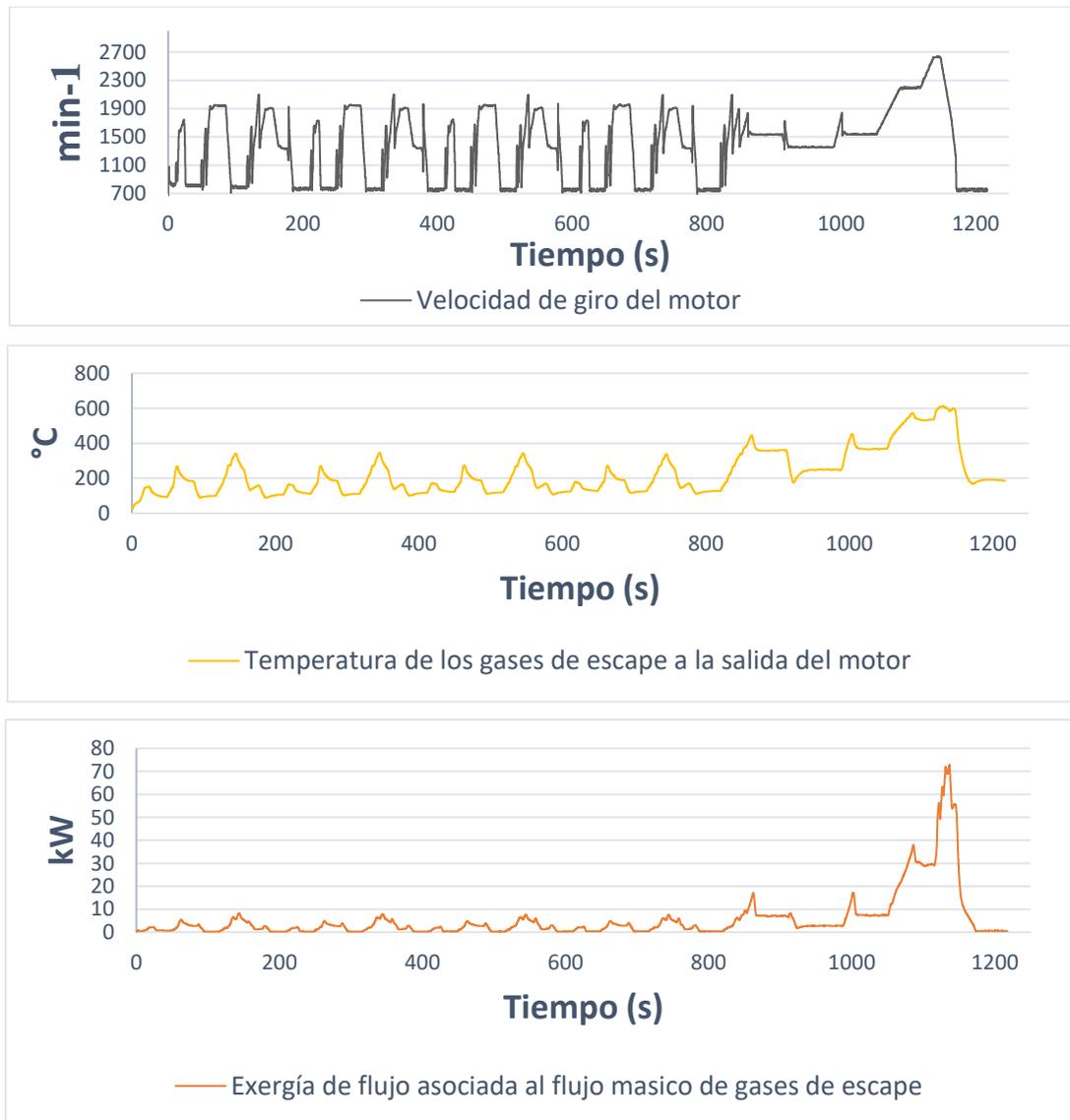


Se observa cómo el comportamiento de la exergía de flujo asociada al flujo de calor transferido a fluido refrigerante es proporcional a la temperatura del mismo fluido, siendo de poca relevancia la velocidad de giro del motor durante parte del ciclo NEDC. Así pues, durante los primeros 720 segundos del ciclo el fluido refrigerante gana calor aumentando su temperatura hasta llegar a la temperatura promedio de funcionamiento del motor y, en consecuencia, aumenta la exergía de flujo contenida

en el fluido refrigerante, por ello durante el proceso de calentamiento del motor la curva de exergía de flujo es de comportamiento ascendente teniendo un pico máximo de 0.4 kW.

Posterior a los 720 segundos del ciclo NEDC, donde las curvas de temperatura del fluido refrigerante se asientan por acción de la apertura del termostato integrado en el sistema de refrigeración que hace circular el fluido a través del intercambiador de calor (radiador), es donde se presenta el mayor efecto sobre la exergía de flujo, pues ya no es necesario calentar el motor. Por el contrario, lo que se busca es extraer la cantidad requerida de calor para mantener la temperatura promedio de funcionamiento del motor, siendo en este punto de gran relevancia la velocidad de giro del motor, pues a mayor velocidad de giro se produce una mayor cantidad de ciclos que generan de igual forma una mayor cantidad de calor que debe ser expulsado mediante el sistema de refrigeración. Ello aumenta de forma directa la exergía de flujo asociada al calor transferido al fluido refrigerante que interactúa con el motor (entrada y salida), de tal forma que se obtiene el pico máximo de exergía de flujo en la mayor velocidad de giro del motor correspondiente a 3.0178 kW y 2700 min^{-1} respectivamente.

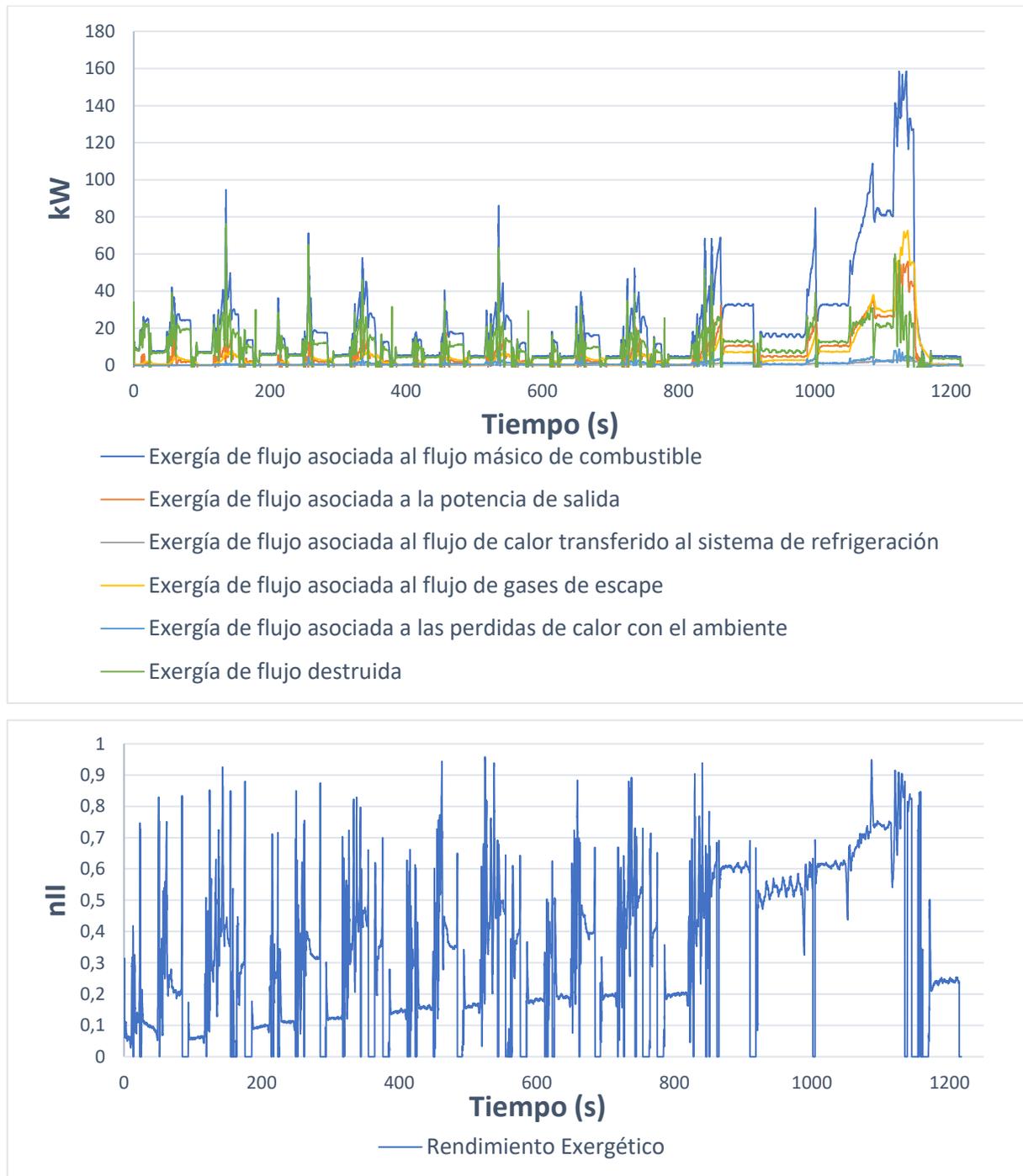
Figura 39. Comportamiento asociado al flujo másico de gases de escape



La curva de exergía de flujo asociada al flujo másico de gases de escape presenta un comportamiento relativo al ciclo NEDC, regida por los cambios de aceleración durante este, es así como durante los procesos de aceleración se tiene un aumento en el valor de la exergía de flujo como consecuencia del aumento de temperatura y el flujo másico de los gases. De forma inversa se observa que se presenta una disminución en la magnitud de exergía en los procesos de desaceleración influenciada de igual forma por la temperatura y el flujo másico de los gases.

Durante los cuatro ciclos de conducción urbana se evidenció una similitud en los valores de la magnitud de estos, sin que se presentaran cambios significativos. Para los 145 segundos del ciclo NEDC se obtuvo una magnitud de exergía con un valor de 7.6934 kW y 342.6006 °C correspondientes al pico máximo del primer ciclo ECE-15, y para los 730 segundos del ciclo la exergía posee una magnitud de 7.6339 kW y 335.2805 °C cuyos valores corresponden al pico máximo del cuarto y último ciclo ECE-15 de conducción urbana. Esta dependencia se conserva de igual forma durante el ciclo de conducción extraurbano EUDC, con un valor máximo de exergía en el punto de mayor velocidad de giro del motor a 2700 min^{-1} con 72.1598 kW de exergía y 600.0882 °C de temperatura.

Figura 40. Exergías de flujo que interactúan con el motor y rendimiento exergético



La figura presenta el comportamiento de todos los flujos de exergía que interactúan con el motor de forma global, a excepción de la exergía de flujo asociada al flujo de aire, debido a que como se muestra en resultados anteriores, las magnitudes de dicha exergía durante el ciclo NEDC no representan significancia alguna en las

exergías de flujo de entrada. Así pues, como era de esperar y es evidente, la curva de exergía perteneciente al flujo másico de combustible presenta siempre valores de magnitud mayores en cada punto del ciclo NEDC con relación a las restantes curvas de exergía. Ahora bien, es importante observar la variación de la curva perteneciente a la exergía de flujo destruida, ya que durante los ciclos de conducción urbana con bajas temperaturas del bloque motor y bajas velocidades de giro del motor dicha exergía se erige como la segunda en valores de magnitud en comparación con las demás exergías de flujo, cuyos valores se presentan en la Tabla 26. El comportamiento mencionado continúa presentándose con una difuminación progresiva de las diferencias en los valores de magnitud entre las exergías de flujo, hasta llegar al ciclo de conducción extraurbano, punto en el cual se acentúa mucho más esta difuminación hasta lograr que la exergía de flujo destruida se ubique como la cuarta en orden de magnitud, este comportamiento se expresa aproximadamente a partir de los 1100 segundos del ciclo NEDC, cuyos valores se presentan en la Tabla 27.

De forma similar, se puede extraer el comportamiento de la exergía de flujo asociado al flujo de los gases de escape, la cual a diferencia de la exergía de flujo destruida y de forma inversa, se tiene que poseer una tendencia de aumento con relación a las demás exergías de flujo a medida que avanza el ciclo NEDC, manteniéndose siempre por debajo en valores de magnitud con relación a la exergía de flujo destruida durante los ciclos de conducción urbanos, con valores que se presentan en la Tabla 26; este aspecto del comportamiento comienza a cambiar cuando el vehículo entra en el ciclo extraurbano, al observar cómo dicha exergía de flujo aumenta y es la que presenta el mayor valor cuando el motor se encuentra a la máxima velocidad de giro solicitada por el ciclo, correspondiente a 2700 min^{-1} y con un valor de magnitud de 72.1598 kW. Finalmente se extrae el comportamiento de las exergías de flujo asociadas al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración y a las pérdidas de calor con el ambiente, las cuales tienen magnitudes mucho menores en comparación con las exergías de flujo restantes, sin embargo, cabe anotar que las dos exergías mencionadas presentan magnitudes con valores muy similares durante todo el ciclo NEDC, no obstante, la exergía de flujo asociada

a las pérdidas de calor con el ambiente presenta valores con mayor magnitud siendo mínima la diferencia, como se observa en las tablas 26 y 27.

Tabla 26. Valores de exergía en orden de magnitud en 100s del ciclo.

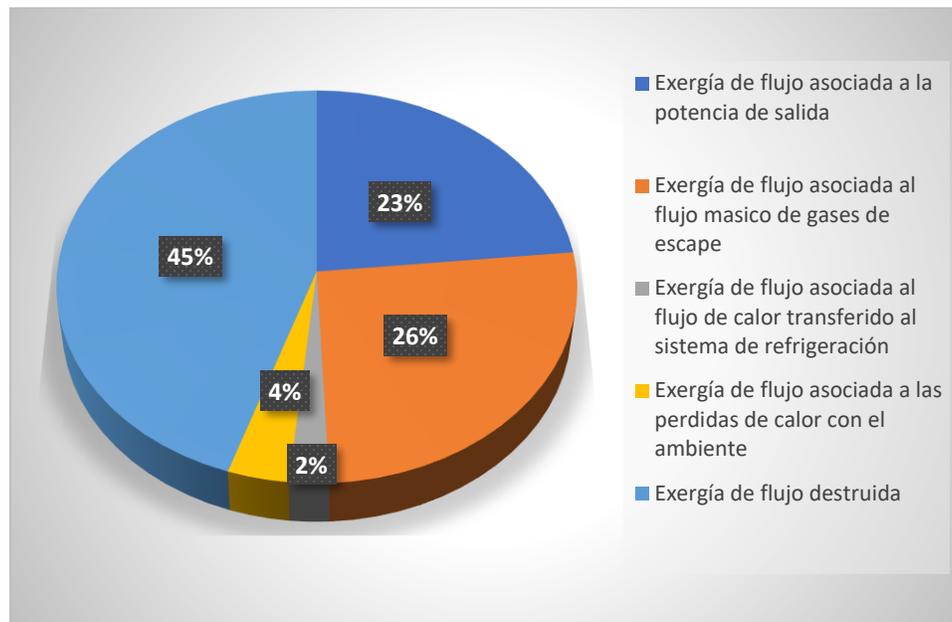
Tiempo (s)	Magnitud	Variable
100	27.4656 kW	Exergía de flujo asociada al flujo de combustible.
	16.2812 kW	Exergía de flujo destruida.
	5.4231 kW	Exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape.
	5.1721 kW	Exergía de flujo asociada a la potencia de salida.
	0.4569 kW	Exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente.
	0.1331 kW	Exergía de flujo asociada al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración.

Tabla 27. Valores de exergía en orden de magnitud en 1100s del ciclo.

Tiempo (s)	Magnitud	Variable
1100	81.2583 kW	Exergía de flujo asociada al flujo de combustible.
	29.1290 kW	Exergía de flujo asociada al flujo de gases de escape.
	26.3692 kW	Exergía de flujo asociada a la potencia de salida.
	21.1360 kW	Exergía de flujo destruida.
	2.3772 kW	Exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente.
	2.2478 kW	Exergía de flujo asociada al flujo de calor transferido al sistema de refrigeración.

De igual forma, el comportamiento expresado con anterioridad sobre la exergía de flujo destruida permite entender el comportamiento del rendimiento exergético del motor, pues como se expresa en la Ecuación 84, este depende de la exergía de flujo destruida, siendo que a medida que esta variable disminuye, el rendimiento exergético aumenta, así pues se observa de forma directa en la gráfica de la Figura 40, donde el rendimiento exergético presenta una curva con tendencia ascendente a medida que se avanza en el ciclo NEDC, obteniendo magnitudes máximas de rendimiento exergético durante la etapa de conducción extraurbana, punto en el cual la exergía de flujo destruida desciende significativamente en valores de magnitud.

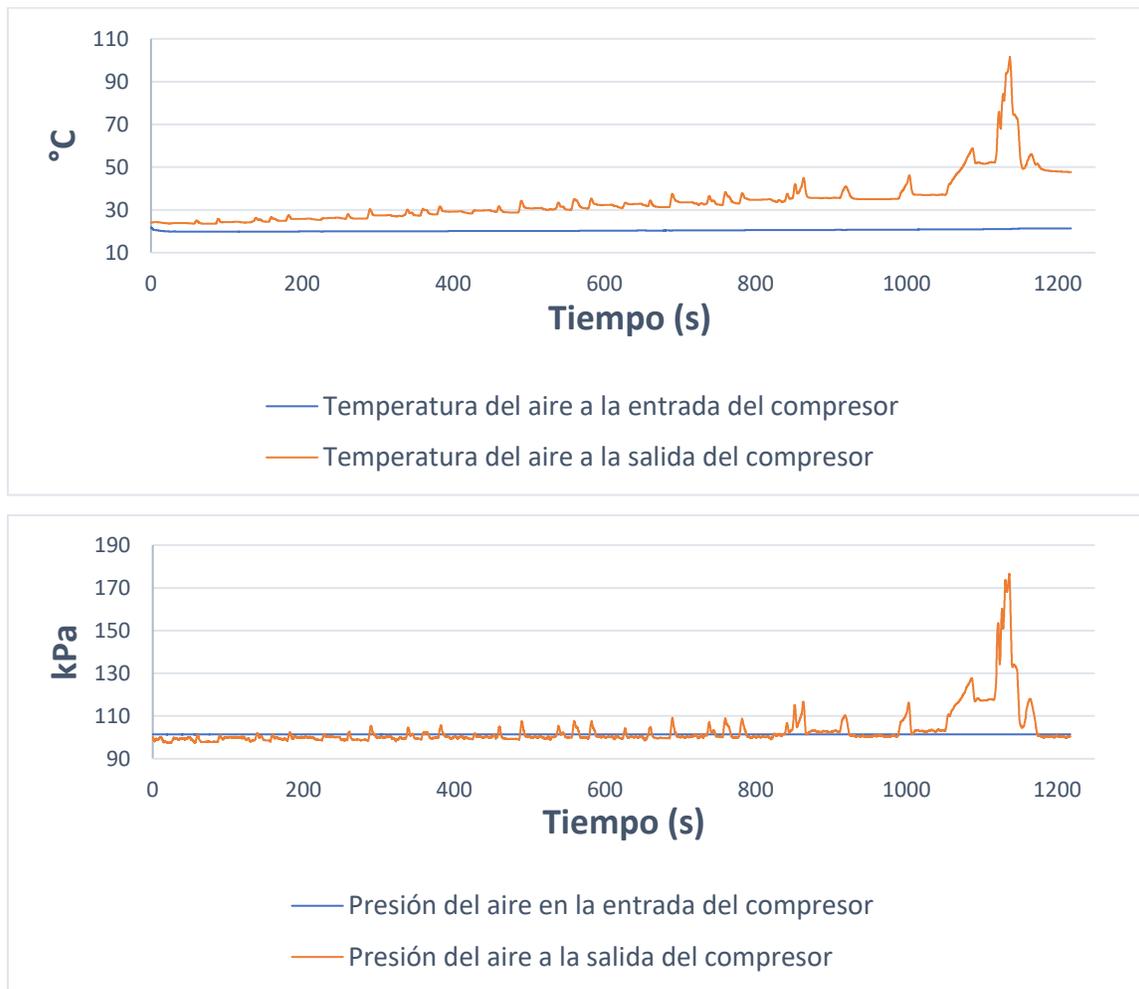
Figura 41. Porcentaje promedio correspondiente a cada exergía de flujo

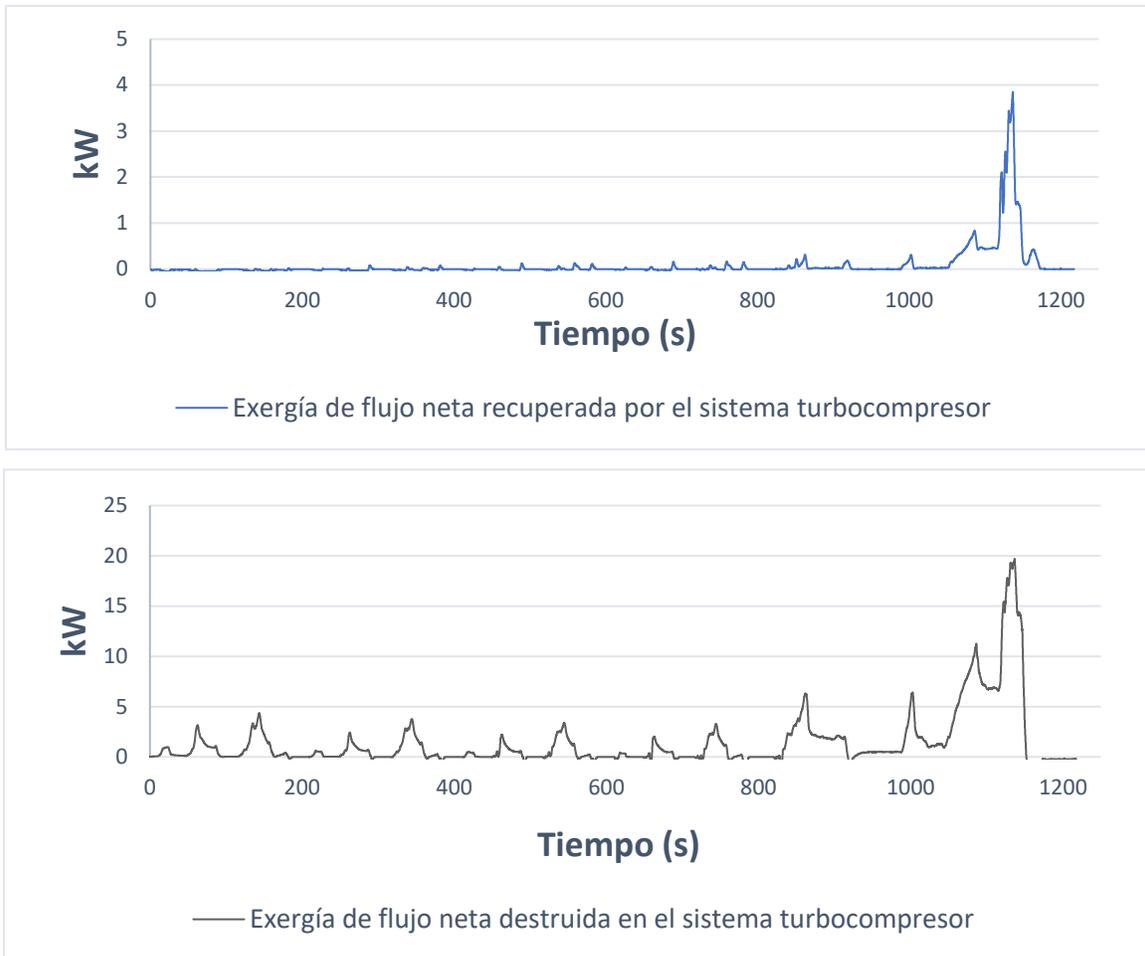


El gráfico circular presenta la distribución promedio de la exergía de flujo en la salida del motor o post-proceso de combustión, en el cual se observa de forma directa que del total de exergía ingresada al motor únicamente se transforma en potencia útil un 23 %, siendo la tercera más baja, únicamente por delante de la exergía de flujo asociada al calor transferido al sistema de refrigeración y la exergía de flujo asociada a la pérdidas de calor con el ambiente, cuyos valores representan un 2 % y 4 % respectivamente, enfatizando también en que esta sería la penúltima más baja al considerar que la exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor finalmente

es exergía de flujo destruida. La exergía de flujo que acompaña a los gases de escape representa un 26 % de la exergía de flujo total ingresada siendo la segunda en orden de magnitud y finalmente el flujo de exergía destruida representa el mayor porcentaje, correspondiente al 45 % del total de la exergía de entrada. Se observa así que la exergía de flujo asociada al flujo másico de gases de escape representa una mayor viabilidad para la recuperación de exergía en comparación con la exergía asociada al calor transferido al sistema de refrigeración.

Figura 42. Comportamiento del sistema turbocompresor



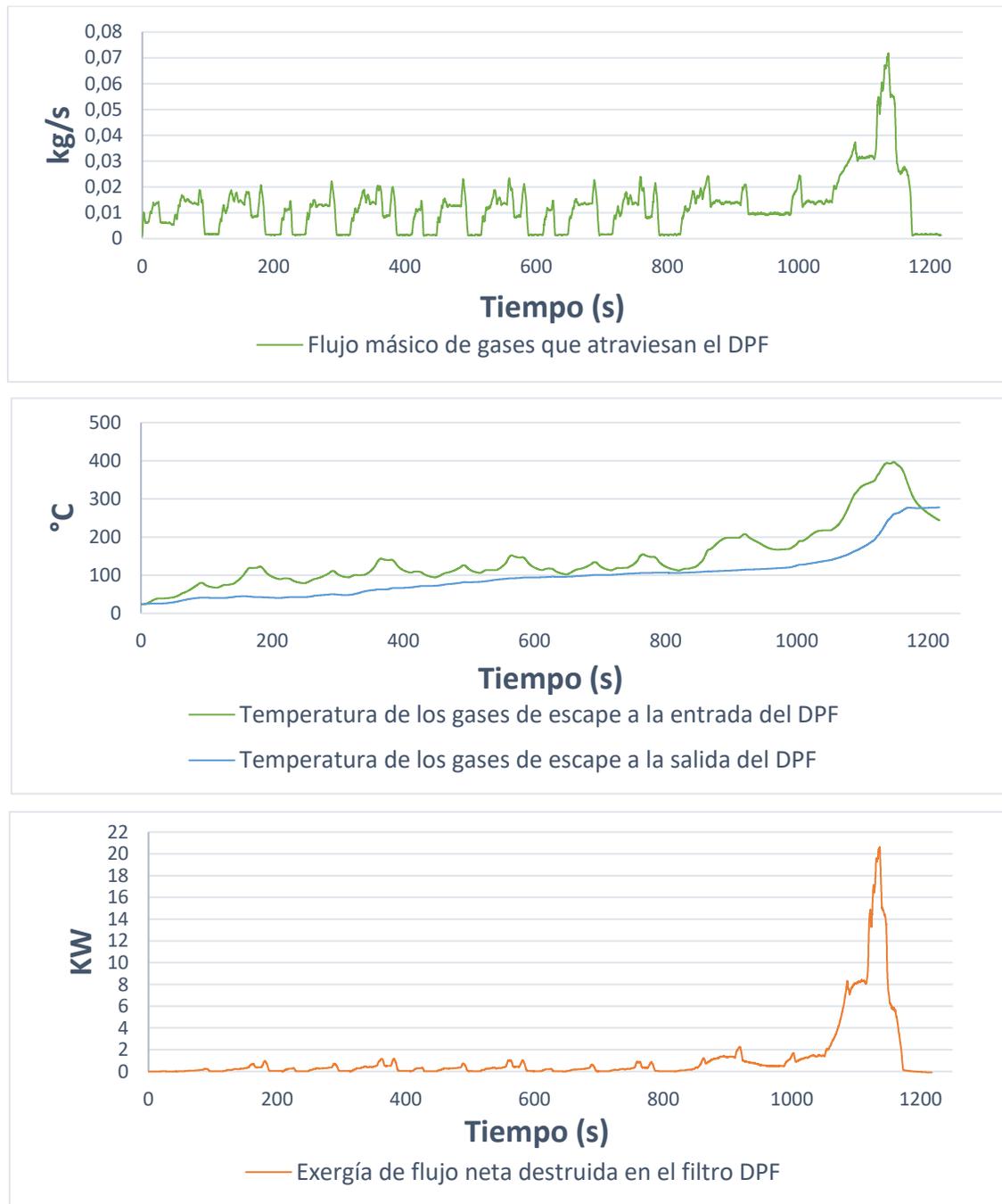


Para el sistema turbocompresor se extraen las dos variables más importantes, la primera corresponde a la exergía de flujo neta recuperada, que consiste en la diferencia de exergía del aire entre la salida y la entrada en el compresor, es decir, la ganancia de exergía que se presenta cuando el compresor aumenta las magnitudes de las propiedades del aire como son presión y temperatura cuyo comportamiento se observa en la Figura 42. Ahora bien, se puede apuntar sobre la curva de exergía que esta presenta una tendencia alcista, con dos zonas muy diferenciadas e influidas por las propiedades mencionadas, es así como durante los ciclos de conducción urbana la temperatura del aire a la salida del compresor aumenta a medida que se avanza por el ciclo, a diferencia de la presión en la salida que permanece constante con leves aumentos no significativos, indicando así que durante este periodo la exergía de flujo está regida en gran medida por la diferencia de temperaturas del aire a la salida del compresor, sin embargo, dicha diferencia de

temperaturas no aumenta de forma significativa las magnitudes en la curva de exergía teniendo picos inferiores a 0.3000 kW. La segunda zona diferenciada concierne a la conducción extraurbana, en la cual, la magnitud de la exergía está influenciada tanto por la diferencia de presión y temperatura y no en gran medida por esta última, siendo en esta zona en la cual se presentan valores significativos en las magnitudes de la curva de exergía, siendo su pico máximo a 2700 min^{-1} con un valor de 3.7786 kW.

La segunda variable extraída pertenece a la exergía de flujo neta destruida, la cual se sustrae de la Ecuación 93 y contiene también la exergía de flujo asociada a las pérdidas de calor con el ambiente, pues finalmente esta exergía termina destruyéndose. El comportamiento de la curva presenta una gran diferencia en comparación con la exergía de flujo neta recuperada, pues a diferencia de esta, la exergía de flujo neta destruida presenta un comportamiento descendente durante los cuatro ciclos ECE-15, sin embargo, comparten las zonas de influencia, siendo la temperatura la propiedad que influye en mayor medida que la presión durante el ciclo de conducción urbano ECE-15, pues a medida que la temperatura aumenta se tiene una menor destrucción de exergía, mientras la presión permanece con mínimas variaciones. Este comportamiento se ve reflejado en las magnitudes de la curva, pues se tienen valores de 4.1165kW, 3.4361kW, 3.3602 kW y 3.1943 kW para los picos máximo de cada ciclo ECE-15. Finalmente la curva de exergía durante el ciclo de conducción extraurbano EUDC posee un pico máximo de 19.3095 kW a una velocidad de giro del motor de 2700 min^{-1} .

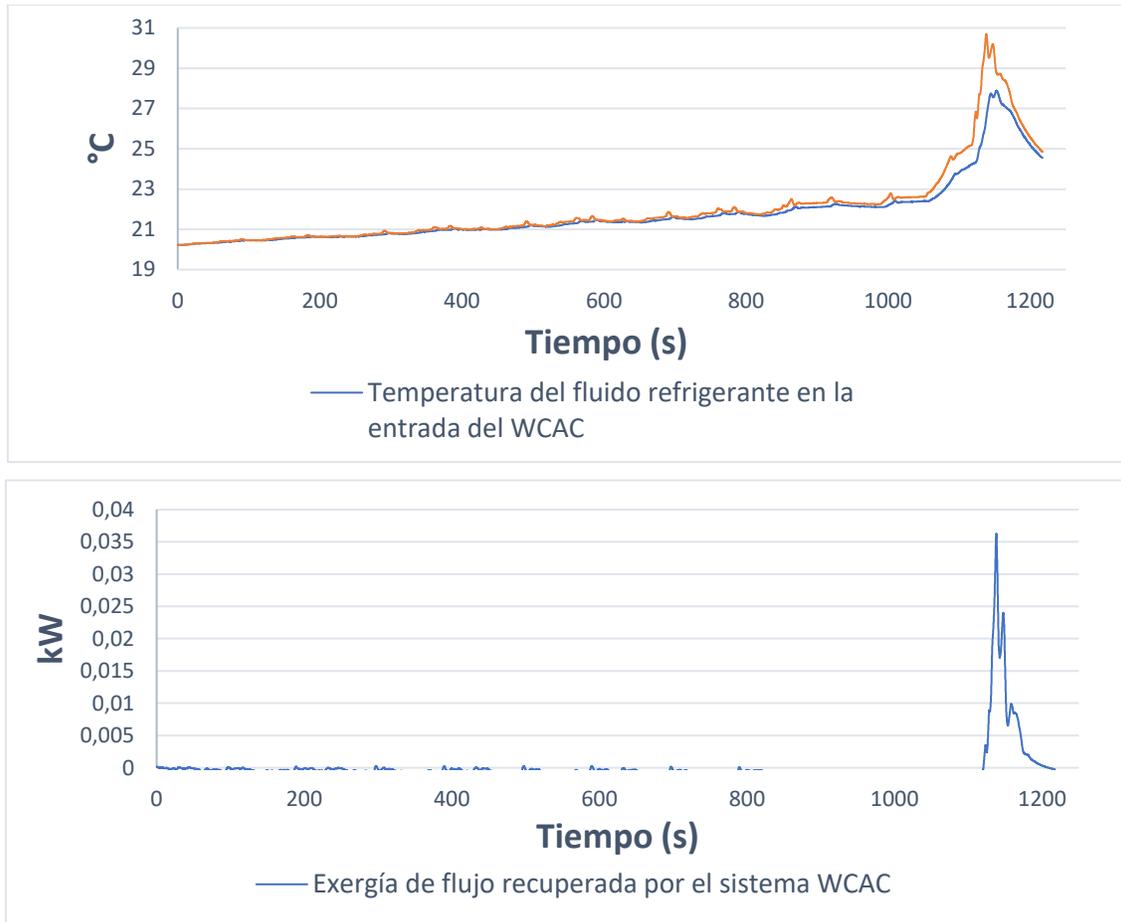
Figura 43. Comportamiento del DPF

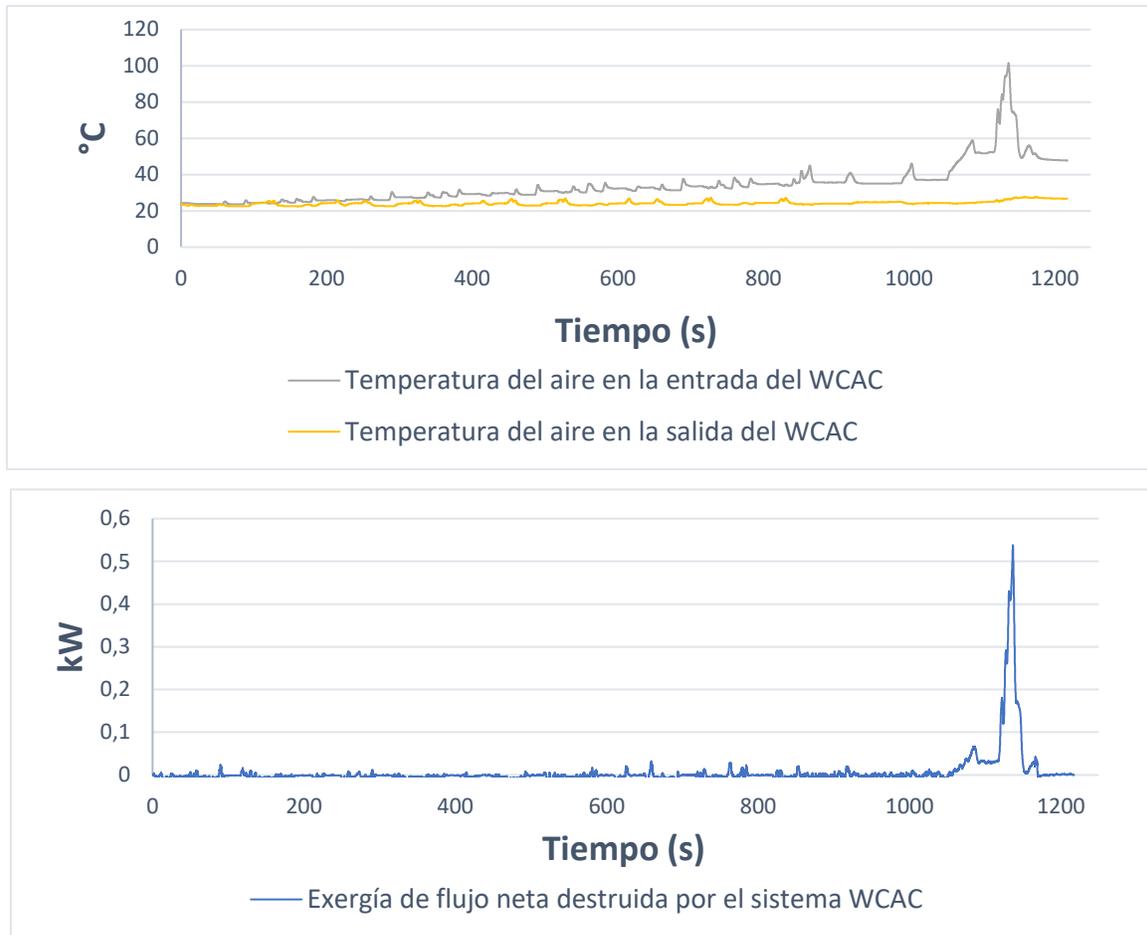


El DPF es un elemento diseñado únicamente para atrapar las partículas sólidas procedentes del proceso de combustión en el motor MEC, sin embargo, en la gráfica de temperaturas de la Figura 43 donde se presentan la temperatura de los gases de escape a la entrada y salida se observa como el filtro DPF provoca una gran disminución en la temperatura de los gases de escape en su paso por este, lo que

provoca de forma directa una importante destrucción de exergía durante este proceso. Ahora bien, el comportamiento de la curva de exergía de flujo está regido por el cambio de temperaturas entre la entrada y salida de los gases en el DPF, pues a menor diferencia de temperaturas se presenta una menor destrucción de exergía de flujo y su magnitud depende en gran cuantía del flujo másico que atraviesa durante el ciclo NEDC. Es por esto por lo que no se observa una gran variación de la curva de exergía durante el ciclo de conducción urbana ECE-15, no obstante, esta variación se encuentra presente y tiene forma de campana, donde a inicios del ciclo, la curva de exergía de flujo comienza a aumentar en magnitud hasta llegar al punto máximo para luego comenzar a disminuir nuevamente, siendo que la diferencia de temperaturas presenta el mismo patrón. Este comportamiento se verifica mediante los valores correspondientes a los picos máximos de cada ciclo ECE-15 los cuales son 0.9709 kW, 1.1579 kW, 0.9715 kW y 0.6530 kW respectivamente. Ya en la zona de conducción extraurbana la diferencia de temperaturas de los gases entre la entrada y salida del DPF presenta un aumento significativo lo cual provoca un aumento de la destrucción de exergía, siendo que para el pico máximo se tiene un valor correspondiente 20.5140 kW a 2700 min^{-1} .

Figura 44. Comportamiento del sistema WCAC



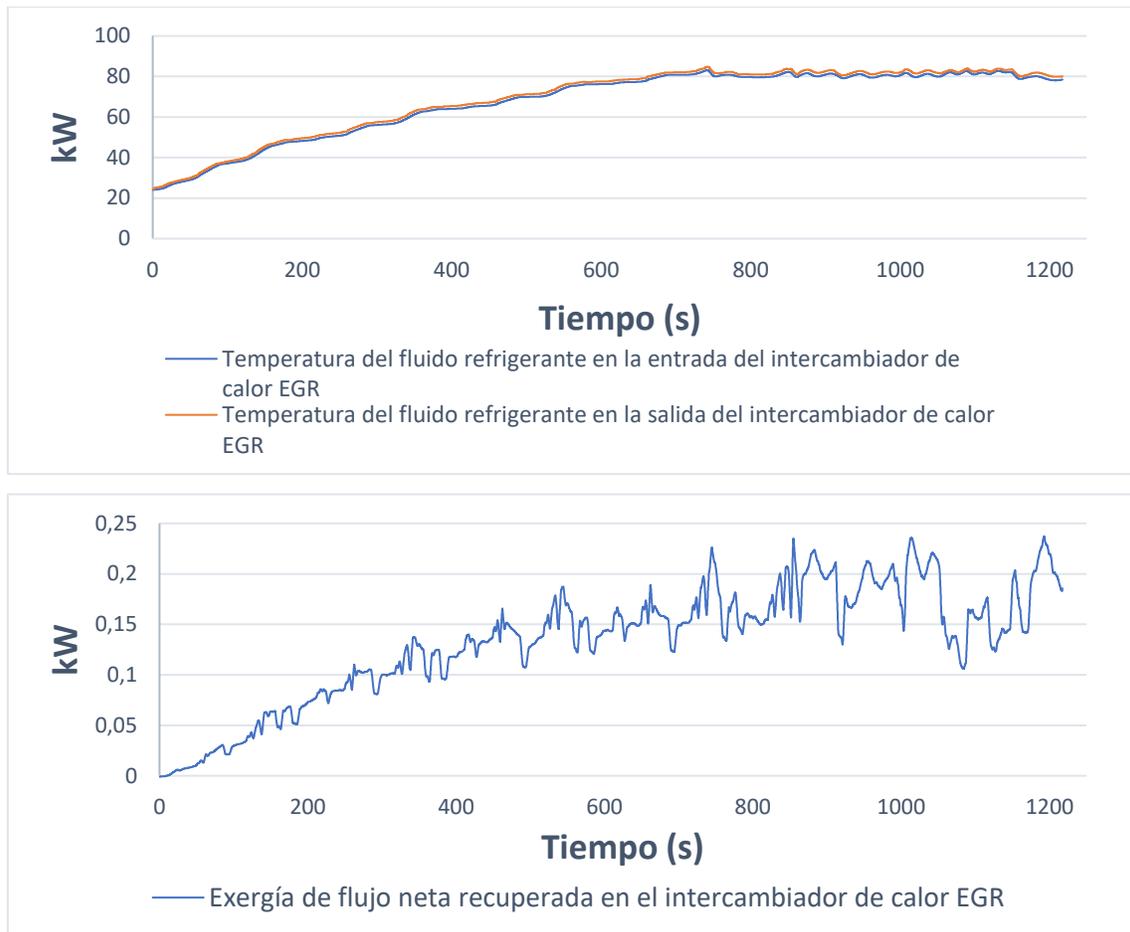


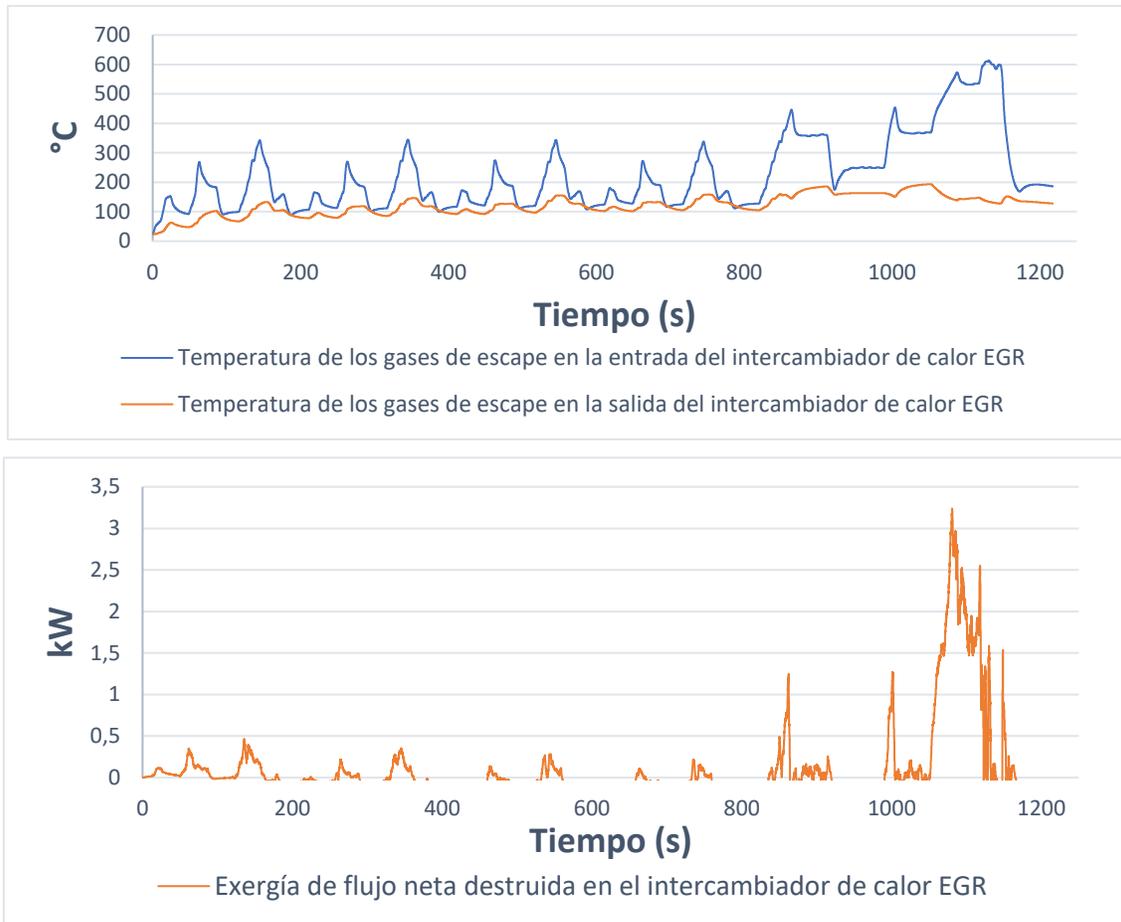
El sistema WCAC siendo un intercambiador de calor encargado de transferir el calor contenido en el aire posterior a su paso por el compresor al fluido refrigerante, presenta dos variables muy importantes en su análisis. La primera correspondiente a la exergía de flujo neta recuperada, que consiste en la diferencia de exergías de flujo a la entrada y salida del WCAC correspondientes al fluido refrigerante. Así pues, se observa en la Figura 44 la gráfica correspondiente al comportamiento de dicha exergía de flujo, el cual es relativo a las temperaturas del fluido refrigerante en la entrada y salida respectivamente, las cuales se presentan de igual forma en la Figura 44, siendo que durante la zona de conducción urbana se presenta una diferencia de temperaturas casi nula, lo cual afecta directamente la curva, imposibilitando la recuperación de exergía, pues las propiedades del refrigerante a la entrada y salida del WCAC son similares, teniendo de tal forma valores inferiores de recuperación de exergía a 0.0050 kW. Ya en zona de la conducción extraurbana o ciclo EUDC se presenta una ligera diferencia de temperaturas en el fluido

refrigerante a la entrada y salida, estimulando de esta forma la recuperación de exergía de flujo, teniendo que para el pico máximo de velocidad de giro correspondiente a 2700 min^{-1} se tiene de igual forma el pico máximo de recuperación de exergía con un valor de 0.0361 kW.

La segunda variable corresponde a la exergía de flujo neta destruida cuya curva depende en gran medida de la temperatura del aire en la entrada y salida del WCAC, pues como se observa en la Figura 44 la diferencia de temperaturas aumenta durante el ciclo de conducción urbana ECE-15 con magnitudes no tan significativas, lo que induce de igual forma que la exergía destruida presente valores que no superen los 0.0262 kW. Este comportamiento se distorsiona en la zona de conducción extraurbana, pues en esta, la diferencias de temperaturas del aire en la entrada y salida aumenta significativamente, sin embargo, la diferencia de temperaturas del fluido refrigerante no se ve alterada con tal magnitud, lo que indica una pérdida de calor con el ambiente siendo esta también exergía de flujo destruida, así pues se tiene que durante el ciclo de conducción extraurbana EUDC se presenta la mayor tasa de destrucción de exergía de flujo con un pico máximo de 0.5360 kW a 2700 min^{-1} .

Figura 45. Comportamiento del intercambiador de calor EGR



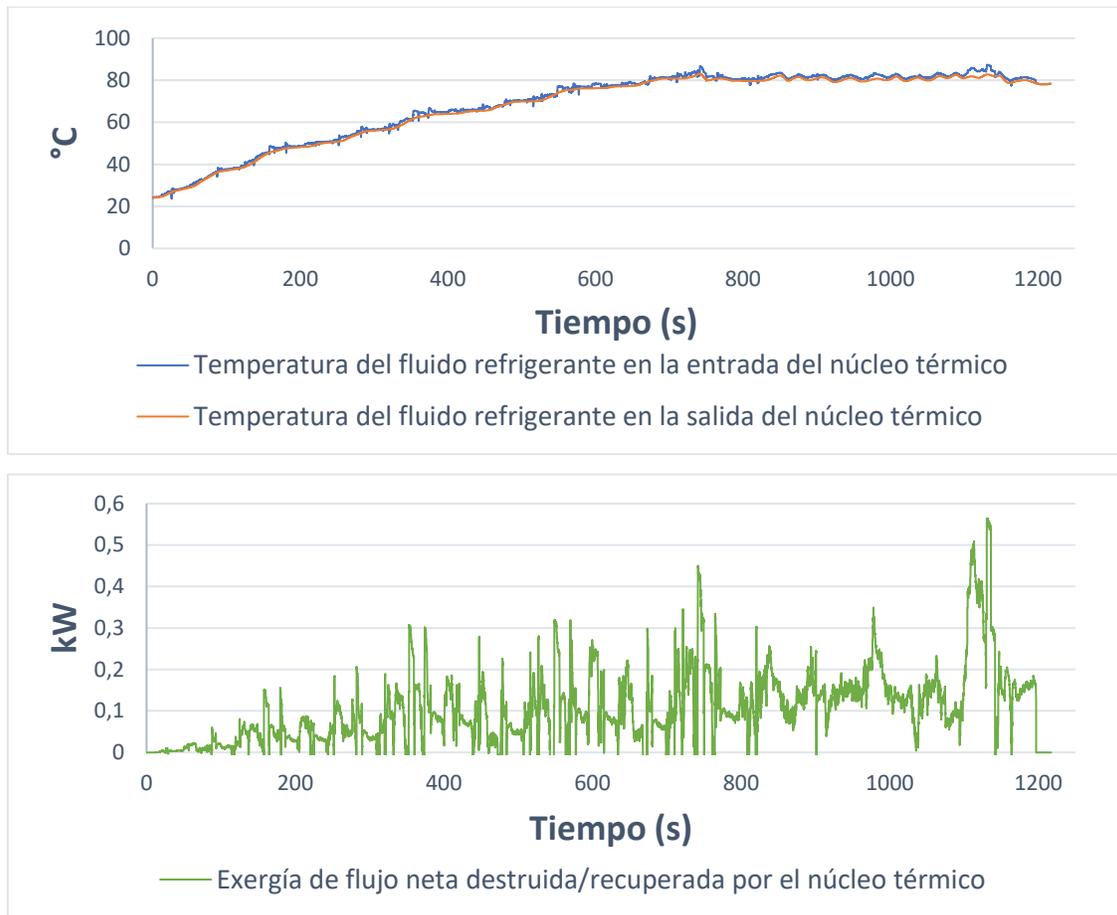


El intercambiador de calor EGR es un elemento encargado de transferir el calor contenido en los gases de escape provenientes del motor, hacia el fluido refrigerante del sistema de refrigeración, siendo que las variables más relevantes al igual que en otros elementos, corresponden directamente a la exergía de flujo neta recuperada y neta destruida. La primera responde directamente al comportamiento de las temperaturas del fluido refrigerante en la entrada y salida del intercambiador, siendo que la curva de exergía de flujo presenta durante el proceso de calentamiento del motor una tendencia ascendente hasta que las temperaturas del fluido refrigerante llegan a la temperatura de operación del motor, y las variaciones presentes se justifican por las ligeras diferencias de temperaturas del fluido refrigerante en la entrada y salida. Ahora bien, esto se puede acreditar mediante los valores de exergía de flujo durante los primeros 130 segundos de cada ciclo ECE-

15, correspondientes a 0.0479 kW, 0.1097 kW, 0.1508 kW y 0.1529 kW respectivamente. Posterior a la zona de calentamiento, en la cual las temperaturas del fluido refrigerante ya operan sobre la temperatura de funcionamiento del motor y presentan una constancia en sus valores, de igual forma la exergía de flujo neta recuperada presenta esta tendencia, sin embargo, al igual que en el proceso de calentamiento, también se presentan variaciones causadas por las ligeras diferencias de temperatura del fluido refrigerante en la entrada y salida del intercambiador de calor.

Ahora bien, el comportamiento de la curva de exergía de flujo destruida esta más influenciada por la diferencia de temperaturas de los gases de escape en la entrada y salida del intercambiador de calor, siendo que a mayor diferencia de temperaturas de los gases de escape se presente una mayor destrucción de exergía. Se observa así que, durante la zona de calentamiento del motor se presenta un descenso en la tendencia de la curva, lo cual se confirma con los picos máximos de cada ciclo ECE-15 siendo 0.4655 kW, 0.3512 kW, 0.2734 kW y 0.2064 kW respectivamente. Ahora bien, para la zona posterior al calentamiento del motor, se observa como la temperatura de los gases de escape en la salida trata de mantenerse sobre un valor constante, sin embargo, la temperatura de los gases de escape en la entrada aumenta significativamente, aumentando de igual forma la diferencia entre estas y generando una mayor destrucción de exergía de flujo, por lo cual se tiene que el intercambiador de calor EGR presenta un pico máximo de exergía de flujo correspondiente a 3.2408 kW.

Figura 46. Comportamiento del núcleo térmico

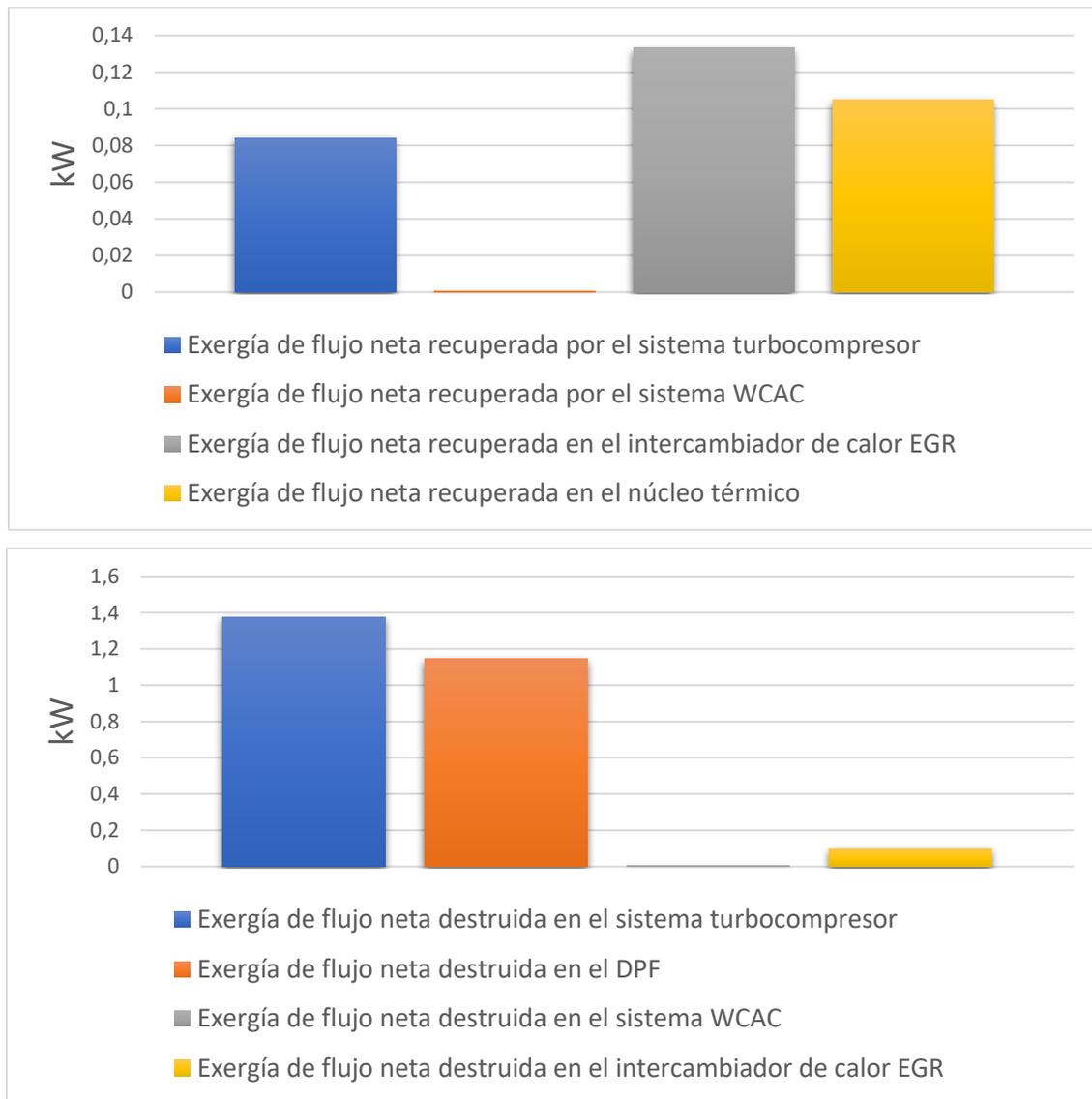


El núcleo térmico o calentador del habitáculo de pasajeros es un elemento particular, pues para este caso, la exergía de flujo neta destruida corresponde directamente a la exergía de flujo neta recuperada, pues la transferencia de calor se realiza del fluido refrigerante al ambiente del vehículo, siendo las variables que intervienen la temperatura del fluido refrigerante en la entrada y salida del núcleo térmico. En este orden de ideas se observa dos zonas muy diferentes que corresponden a la zona de precalentamiento y a la zona de post-calentamiento del motor. En la primera, las temperaturas del fluido refrigerante en la entrada y salida aumentan hasta estabilizarse sobre la temperatura de funcionamiento del motor, influenciado de forma directa el comportamiento de la curva de exergía de flujo neta destruida/recuperada, provocando una tendencia ascendente, pues a medida que las temperaturas aumentan, el núcleo térmico aumenta de igual forma su temperatura, lo que induce una mayor transferencia de calor con el ambiente y por

ende una mayor exergía de flujo destruida/recuperada, este comportamiento se logra constatar mediante los valores de exergía durante los primeros 150 segundos de cada ciclo ECE-15, cuyos valores corresponden 0.0344kW, 0.1105kW, 0.1634kW y 0.2300kW respectivamente.

En la zona de post-calentamiento del motor, donde las temperaturas del fluido refrigerante están constantes sobre la temperatura de funcionamiento del motor, se observa como la curva de exergía de flujo destruida/recuperada presenta la misma tendencia constante. Cabe aclarar que las variaciones de magnitud en la curva se presentan debido a las ligeras diferencias de temperatura entre la entrada y salida del fluido refrigerante en el núcleo térmico. Es por esta razón por lo que en ciclo de conducción extraurbana, en el punto de mayor velocidad de giro del motor correspondiente a 2700 min^{-1} se observa que se presenta una diferencia de temperaturas del fluido refrigerante mucho más significativa en comparación a cualquier otra zona del ciclo NEDC lo cual estimula de forma directa que se presente una mayor magnitud de exergía de flujo destruida/recuperada correspondiente a 0.5583 kW.

Figura 47. Promedio de magnitud de recuperación y destrucción de exergía en las máquinas y subsistemas

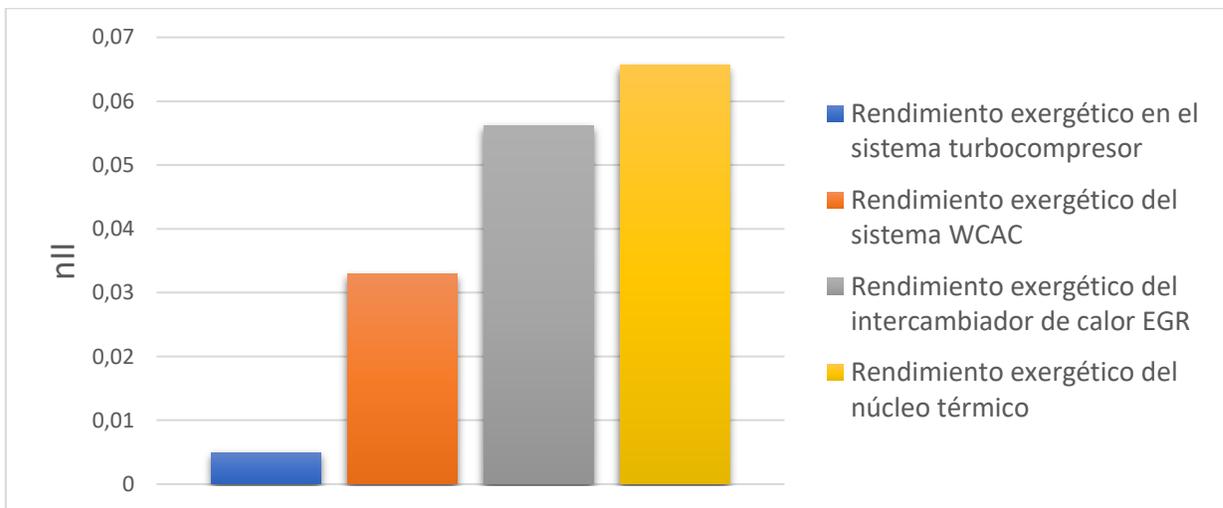


En cuestión de recuperación de exergía, el intercambiador de calor del sistema EGR se erige como el primero en magnitud promedio de recuperación de exergía con un valor de 0.1331kW proveniente de los gases de escape y entregada al sistema de refrigeración, como segundo en orden de magnitud se tiene al núcleo térmico o calefactor del habitáculo de pasajeros, con un valor promedio de recuperación de exergía de 0.1048 kW sustraída de la exergía contenida en el fluido refrigerante, considerando que para este caso la exergía de flujo neta destruida total es la exergía de flujo neta recuperada, como tercero se tiene al sistema turbocompresor con un

valor de magnitud de 0.0842 kW la cual se obtiene de los gases de escape suministrada a la turbina y es transferida al aire de admisión en el proceso de compresión, finalmente se tiene que el sistema WCAC es el elemento que presenta la menor recuperación de exergía promedio, con un valor de 0.0005 kW.

Ahora bien, relacionado a la destrucción de exergía se tiene que sistema turbocompresor presenta el mayor valor promedio correspondiente a 1.3752 kW, en segundo lugar en orden de magnitud se tiene al DPF con un valor promedio de 1.1471 kW, el tercer lugar es ocupado por el intercambiador de calor EGR con un valor promedio de destrucción de exergía de 0.0977 kW y finalmente se tiene que el sistema WCAC es el elemento que presenta el menor valor promedio de destrucción de exergía con un valor de 0.0059 kW.

Figura 48. Eficiencia Exergética promedio de las máquinas y subsistemas



El cálculo de la eficiencia exergética en las máquinas y subsistemas se realiza mediante la Ecuación 50, la cual consiste en la relación entre la exergía recuperada y la exergía suministrada, así pues para el elemento turbocompresor se tiene que la exergía recuperada corresponde a la diferencia de exergía de flujo asociada al flujo de aire a la salida y a la entrada del compresor, mientras que, la exergía suministrada consiste en la suma de la exergía de flujo asociada al flujo de aire en la entrada del compresor y la exergía de flujo asociada al flujo másico de gases de escape a la entrada de la turbina, siendo que el valor promedio de rendimiento exergético para este elemento corresponda a 0.0048 o 0.48 %. En el sistema

WCAC, la exergía de flujo recuperada corresponde a la diferencia de exergía de flujo del fluido refrigerante en la entrada y salida de este, mientras que, la exergía suministrada consiste en la suma de la exergía de flujo asociada al refrigerante en la entrada y la exergía de flujo asociada al flujo másico de aire en la entrada en el WCAC, así pues, se tiene que el rendimiento exergético promedio es de 0.0329 o 3.29 %. Para el intercambiador de calor EGR se tiene que la exergía de flujo recuperada consiste en la diferencia de exergía de flujo del refrigerante entre la entrada y salida y la exergía de flujo recuperada se calcula como la suma de la exergía de flujo de entrada del refrigerante y la exergía de flujo de entrada con los gases de escape, para obtener un valor de rendimiento exergético promedio de 0.0561 o 5.61 %. Finalmente para el rendimiento exergético del núcleo térmico se tiene que la exergía de flujo recuperada corresponde a la diferencia de exergía de flujo del fluido refrigerante entre la entrada y salida, mientras que la exergía de flujo suministrada consiste en la exergía de flujo de entrada con el fluido refrigerante, por consiguiente se tiene un valor de rendimiento exergético correspondiente a 0.0656 o 6.56 %.

CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Al desarrollar el presente estudio sobre el “Balance exergético global del motor de combustión diésel de un vehículo operando bajo un ciclo de conducción europeo (NEDC) durante su calentamiento” se logró familiarizarse con la información comprendida en la base de datos que contiene cada una de las variables que fueron medidas durante el ciclo de conducción NEDC. Para ello se identificaron, primeramente, las variables que eran sumamente necesarias para la realización del proyecto y, en segunda instancia, las variables faltantes para llevar a cabo un análisis sobre los elementos restantes del sistema de escape.

A partir de este primer acercamiento a las variables en estudio se logró determinar que la magnitud de la exergía de flujo asociada al flujo másico de aire no representa un valor significativo durante el ciclo de conducción NEDC, debido a que las propiedades del aire de entrada en el motor son muy similares a las propiedades del aire en el estado de referencia, representando la exergía de flujo asociada al flujo másico de combustible el 100 % de la exergía de flujo neta de entrada en el motor. Con los resultados obtenidos en este estudio se pudo concluir, además, que la exergía de flujo asociada a la potencia de salida del motor corresponde en promedio al 23 % de la exergía de flujo total que ingresa, por lo que esta se ubicó como la tercera exergía más baja.

También se pudo observar en el análisis llevado a cabo que el flujo de exergía destruida en el motor representaba en promedio el mayor valor de las exergías de flujo, correspondiendo a un 45 % de la exergía de flujo total de entrada con el combustible. A medida que aumentaba la temperatura del bloque motor la exergía de flujo destruida fue disminuyendo su valor influyendo directamente en el rendimiento exergético, puesto que a menor exergía de flujo destruida se genera un mayor rendimiento exergético. Con estos datos se derivó en el análisis la conclusión de que la exergía destruida debe ser considerada en futuros proyectos que se enmarquen dentro del estudio de las variables tomadas en cuenta en esta investigación debido a que, una vez destruida, no es posible recuperar esta exergía, sino únicamente mejorar los procesos que involucra el motor de combustión interna.

Con respecto a la recuperación de exergía dentro del sistema de refrigeración el estudio realizado permite concluir que esta exergía de flujo no representa viabilidad debido a las bajas magnitudes que presentó durante todo el ciclo NEDC, siendo su valor promedio de 0.4059 kW, lo que corresponde a un 2 % del promedio porcentual total de la exergía de entrada y un pico máximo de 3.0178 kW. Por lo anterior se considera que es indispensable enfocar la recuperación de exergía en el sistema de escape, dado que esta exergía de flujo posee un valor promedio de 5.6560 kW que representa el 25 % de la exergía promedio total de entrada y un pico máximo de 72.1598 kW.

Dentro del análisis de las magnitudes que presentaron las exergías de flujo durante el ciclo NEDC se encontró que la capacidad de recuperación de la exergía de flujo instalada en el vehículo fue en promedio de 0.3226 kW. Este valor se obtuvo como producto de las aportaciones generadas por los siguientes elementos: el sistema turbocompresor con 0.0842 kW, el sistema WCAC con 0.0005 kW, el intercambiador de calor EGR con 0.1331 kW y el núcleo térmico con 0.1048 kW. Al discriminar en el análisis las magnitudes con las que cada máquina y subsistema del motor que fueron analizados aportaba a la recuperación y la destrucción de exergía de flujo se llegó a las siguientes conclusiones.

De las máquinas y los subsistemas analizados, con respecto a la recuperación de exergía, se encontró que el intercambiador de calor EGR es el elemento con el cual se produjo la mayor recuperación de exergía con un valor promedio de 0.1332 kW, seguido en orden descendente por el núcleo térmico con un valor de 0.1048 kW, el sistema turbocompresor con un valor promedio de 0.0842 kW y, por último, el sistema WCAC con un menor valor promedio de 0.0005 kW. Con respecto a la destrucción de exergía, de las máquinas y los subsistemas analizados se encontró que el sistema turbocompresor es el elemento que presentó la mayor destrucción de exergía con un valor promedio de 1.3752 kW, seguido en orden descendente por el DPF con un valor promedio de 1.1471 kW, el intercambiador de calor EGR con un valor promedio de 0.0977 y, por último, el sistema WCAC con el menor valor promedio de 0.0059 kW.

Al ordenar de forma descendente las magnitudes porcentuales que reflejan el rendimiento de las máquinas y los subsistemas analizados en el estudio se concluye que el núcleo térmico es el elemento que presenta el mayor rendimiento con un valor promedio de 6.56 %, seguido del intercambiador de calor EGR con un valor promedio de 5.61 %, el sistema WCAC con un valor promedio de 3.29 % y, por último, el sistema turbocompresor con un valor promedio de 0.48 %.

Basado en los resultados a los que se llegó en el estudio se propone que la recuperación de exergía de flujo asociada al flujo másico de gases de escape se realice en el punto posterior al sistema turbocompresor y antes del DPF. Lo anterior se sugiere en razón a que el DPF presenta una tasa elevada de destrucción de exergía.

Se recomienda, además, que para hacer un estudio de mayor profundidad las investigaciones que se realicen a futuro recolecten las variables correspondientes a la velocidad del giro y el par torsor en el eje solidario del sistema turbocompresor, así como también las temperaturas y los flujos másicos en la entrada y la salida de la válvula de recirculación de gases en el sistema EGR. Con estos datos se puede llegar a resultados más amplios en el estudio del balance exergético global de los motores de combustión diésel.

BIBLIOGRAFÍA

- Agudelo, A., Agudelo, J., & Benjumea, P. (2008). Diagnóstico exergetico del proceso de combustión en un motor diésel. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, 45, 41-53.
- Agudelo, A., Bedoya, I., & Agudelo, J. (2006). Análisis exergetico de un motor de automoción operando con gas natural: efecto de la configuración del kit de conversión y del sistema de encendido. *Revista Facultad de Ingeniería Universidad de Antioquia*, 38, 40-52.
- Agudelo, A., Bedoya, I., & Agudelo, R. (2006). Análisis exergetico de un motor de automoción operando con gas natural: efecto de la configuración del kit de conversión y del sistema de encendido. *Revista Facultad de Ingeniería*, 38, 40-52.
- Agüero, H. (s.f.). *Introducción a la ingeniería automotriz*. Universidad Tecnológica del Perú.
- Alegría, L., & Masapanta, C. (2012). *Diseño y construcción de un entrenador de aire acondicionado*.
<http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/5085/DT-ESPEL-0874.pdf?sequence=2&isAllowed=y>
- Álvarez, J., & Callejón, I. (2005). *Motores alternativos de combustión interna*. Ediciones de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL.
- Bourhis, G., & Leduc, P. (2010). Energy and exergy balances for modern Diesel and gasoline engines. *Oil & Gas Science and Technology*, 65(1), 39-46, 2010. 10.2516/ogst/2009051.
- Cengel, Y., & Boles, M. (2009). *Termodinámica*. McGraw-Hill Interamericana Editores, S. A. .
- Galindo, J., Ruiz, S., Dolz, V., & Royo-Pascual, L. (2016). Advanced exergy analysis for a bottoming organic Rankine cycle coupled to an internal combustion engine. *Energy Conversion and Management*, 126, 217-227.

- Heywood, J. (1988). *Internal combustion engine fundamentals* . McGraw Hill.
- Hollew, J., & Buckius, R. (1990). *Principios de termodinámica para ingeniería*. McGraw-Hill Interamericana de México S. A. .
- Jóvaj, M. (1973). *Motores de automóvil* . Mir.
- Macedo, A. (2020). *Diseño de motores de combustión interna*. Bookmark.
- May, E. (1988). *Mecánica para motores diésel teoría, mantenimiento y reparación. Tomo 1*. McGraw Hill .
- Moran, M., & Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de termodinámica técnica*. Reverté, S. A. .
- Muammer, O. (2015). A Comparative Study on Energy and Exergy Analyses of a CI Engine Performed with Different Multiple Injection Strategies at Part Load: Effect of Injection Pressure desarrollado . *Entropy* ,17(1), 244-263.
- Müller, E. (2002). *Termodinámica básica*. Consultora Kemiteknik C. A.
- Pawlak, W. (1984). *Funcionamiento de motores de combustión interna*. Editorial de la Universidad Autónoma de Nuevo León.
- Payri, F. (2011). *Motores de combustion interna alternativos* . Editorial Reverté, S. A.
- Pérez, D. (2018). Estudio de emisiones contaminantes. *INNOVA Research Journal*, 3(3), 23-34.
- Pla, B. (2009). *Análisis del proceso de recirculación de los gases de escape de baja presión en motores diésel sobrealimentados*. Universitat Politècnica de València.
- Rodríguez, J. (s.f.). *Introducción a la termodinámica con algunas aplicaciones de ingeniería*. Universidad Tecnológica Nacional.
- Romero, C. (2014). *Energy balance during the warm up of a diesel engine*. Universitat Politècnica de València.

- Sankar, J. (2016). *Thermal analysis of water cooled charge air cooler in turbo charged diesel engine*.
<https://ijret.org/volumes/2016v05/i02/IJRET20160502033.pdf>
- Sayin, C., Hosoz, M., Canakci, M., & Kilicaslan, I. (2006). *Energy and exergy analyses of a gasoline engine*. Wiley Interscience.
- Servicio Nacional de Aprendizaje. (s.f.). *Transporte y funcionamiento del motor diésel*.
https://repositorio.sena.edu.co/bitstream/handle/11404/5032/Transporte_Funcionamiento_del_motor_Diesel.PDF?sequence=1&isAllowed=y
- Van Wylen, G., Sonntag, R., & Borgnakke, C. (2002). *Fundamentos de termodinámica*. Limusa Wiley.
- Vicente, M. (1987). *El motor diésel en el automóvil*. Ediciones CEAC, S. A. .
- Villegas, A. (2007). *Motores de combustión interna*. Baix Monseny.
- Waddams, A., Solomon, L., & Carruthers, J. (2018). *Petroleum refining*.
<https://www.britannica.com/technology/petroleum-refining>
- Weiss, M., Bonnel, P., Hummel, R., & Steininger, N. (2013). *A complementary emission test for light-duty vehicles: Assessing the technical feasibility of candidate procedures*. Publications Office of the European Union.
- Zapata, J., Restrepo, A., Romero, C., & Quintero, H. (2020). Exergy analysis of a diesel engine converted to spark ignition. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 42, <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100803>.