



Estudio teórico comparativo de desempeño termodinámico y de emisiones de un motor de pistones opuestos diésel de dos tiempos respecto a un motor de pistones en línea diésel de cuatro tiempos

Farith Leandro Joven Silva

20451713158

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Neiva, Colombia

2021

Estudio teórico comparativo de desempeño termodinámico y de emisiones de un motor de pistones opuestos diésel de dos tiempos respecto a un motor de pistones en línea diésel de cuatro tiempos

Farith Leandro Joven Silva

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director (a):

Ing. Nicolás Giraldo

Línea de Investigación:

Research in Energy and Materials REM.

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Neiva, Colombia

2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado

Cumple con los requisitos para optar

Al título de _____.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Neiva, 20 de noviembre de 2021.

Contenido

	Pág.
Lista de Figuras.....	VIII
Lista de tablas.....	X
Lista de Símbolos y Abreviaturas.....	XI
Preliminares	XIII
Resumen	15
Abstract	16
Introducción	17
Capítulo 1: Planteamiento del problema.....	19
1.1 Antecedentes.....	19
1.2 Descripción del problema.....	29
1.3 Justificación.....	30
1.4 Objetivo.....	31
1.4.1. <i>General</i>	31
1.4.2. <i>Específico</i>	32
1.5 Alcance.....	32
1.6 Metodología.....	33
Capítulo 2: Marco teórico.....	34
2.1. Termodinámica.....	34
2.2. Ciclos termodinámicos.....	38
2.3. Ciclo Diésel.....	38
2.4. Ciclo Dual.....	42
2.5. Variables del ciclo.....	45
2.6. Motores de combustión interna (Diésel).....	45
2.7. Emisiones.....	48
Capítulo 3: Estudio teórico del motor Diésel de cuatro tiempos	51

3.1.	Características del Motor diésel cuatro tiempos	51
3.2.	Consideraciones geométricas del motor MP10-MACK.....	52
3.3.	Emisiones generadas por el motor MP10-MACK	58
Capítulo 4: Estudio teórico del motor dual		63
4.1.	Características del Motor dual	63
4.2.	Consideraciones Geométricas del motor dual de pistones opuestos de dos tiempos.	64
4.3.	Emisiones generadas por el motor Jumo 205 B/C	69
Capítulo 5: Comparación de motor Diésel y motor dual de cilindros opuestos de dos tiempos Diésel		74
5.1.	Comparación de resultado de los ciclos termodinámicos.....	74
5.2.	Comparación de los resultados obtenidos de las emisiones	75
Capítulo 6: Análisis de resultados.....		76
Conclusiones		77
Referencias Bibliográficas.....		79
Anexos.....		81

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1-1. <i>Diagrama de estado de presión- volumen de un motor ideal que logra el máximo ciclo cerrado posible de eficiencia térmica.....</i>	21
Figura 1-2. <i>Diagrama de estado de presión- volumen de un motor de combustión interna diésel de cuatro tiempos.</i>	23
Figura 1-3. <i>Concepto de un motor de cuatro tiempos diésel en línea.</i>	24
Figura 1-4. <i>Diagrama de estado de presión- volumen de un motor de combustión interna diésel de dos tiempos.....</i>	26
Figura 1-5. <i>Concepto de motor de pistones opuestos con dos cigüeñales.</i>	28
Figura 2-1. Sistema cerrado.....	35
Figura 2-2. Sistema abierto.....	35
Figura 2-3. <i>Representación de grafica convencional presión-volumen.....</i>	37
Figura 2-4: Trabajos realizados en procesos.	37
Figura 2-5. Ciclo Diésel.	39
Figura 2-6. Ciclo dual – Diagrama PV.....	43
Figura 2-7. Componentes básicos motor Diésel.	46
Figura 2-8: Distribución de gases de escape de motor Diésel.	49
Figura 2-9: Composición de la materia particulada de diésel.	50
Figura 3-1. Motor MP10 -MACK.....	51
Figura 3-2. Especificaciones de rendimiento motor MP10.....	52
Figura 3-3. Gráfico Presión/ Volumen.....	61

Figura 4-1.Motor Dual Jumo 207.....	63
Figura 4-2. Gráfico presión/Volumen.	72

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 2-1: Criterios clasificación motores Diésel.....	46
Tabla 3-1: Características del motor Diésel de cuatro tiempos.	52
Tabla 3-2. Datos del motor diésel 4 tiempos.	53
Tabla 3-3: Datos de entrada cálculo motor diésel 4 tiempos.....	53
Tabla 3-4. Cálculo de variables de presión, temperatura en los puntos 2,3,4,5,6 y 7.	54
Tabla 3-5. Composición de combustible Diésel.	59
Tabla 3-6. Relación de composición de carbono, nitrógeno y agua.	60
Tabla 3-7. Relación de cantidad generada de carbono, nitrógeno y agua.	61
Tabla 3-8. Resultados eficiencia térmica	62
Tabla 4-1. Ficha técnica motor dual de pistones opuestos	64
Tabla 4-2. Datos de entrada cálculo motor dual de pistones opuestos.....	64
Tabla 4-3. Cálculo de variables de presión, temperatura en los puntos 1,2, X,3 y 4.	65
Tabla 4-4. Composición de combustible Diésel para motor dual.....	70
Tabla 4-5. Relación de composición de carbono, nitrógeno y agua para cálculo de cantidad de emisiones.....	71
Tabla 4-6. Relación de cantidad generada de carbono, nitrógeno y agua.	72
Tabla 4-7. Resultados eficiencia térmica	73
Tabla 5-1. Valores de parámetros obtenidos mediante formulación en Excel para ciclos termodinámicos.....	74
Tabla 5-2. Valores de parámetros de emisiones de motores 4 tiempos y Dual.	75

Lista de Símbolos y Abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
P	Presión	[kPa]	
T	Temperatura	[K]	
V	Volumen	[m ³]	mRT_2/P_2
m_m	Masa del gas	m ²	$\frac{P_1V_1}{RT_1}$
R	Constante de gases	$\frac{J}{mol K}$	

Símbolos con letras griegas

Símbolo	Término	Unidad SI	Definición
Q	Calor del ciclo		
β	Relación Volumétrica	1	V_3/V_x
α	Relación de presión	1	P_x/P_2
ρ	Densidad	1	m/V

Subíndices

Subíndice Término

C_v	Calor específico
T_f	Temperatura final

Superíndices

Superíndice Término

n	Exponente, potencia
---	---------------------

Superíndice Término

Abreviaturas

Abreviatura	Término
-------------	---------

<i>1.LT</i>	Primera ley de la termodinámica
-------------	---------------------------------

<i>R.P.M</i>	Revoluciones por minuto
--------------	-------------------------

η_{th}	Eficiencia térmica
-------------	--------------------

Preliminares

(Dedicatoria)

A Dios por darme perseverancia y sabiduría para lograr esta meta tan importante en mi formación profesional.

A mis padres, por el apoyo incondicional que me ha brindado durante todo este proceso universitario, por ser quienes siempre han estado a mi lado, para darme su fuerza, su bendición y ánimos para poder alcázar esta meta.

Agradecimientos

A mi asesor, el Ing. Nicolás Giraldo, por su acompañamiento, por orientarme en este complejo proceso, por su paciencia, dedicación y sabiduría en los momentos más difíciles de este proyecto, ya que gracias a ello se pudo desarrollar este proyecto.

A la Ing. Martha Solano, por estar siempre pendiente y por aconsejarnos durante esta etapa de mi vida, a todos ellos nuevamente gracias por hacer parte de este capítulo,

A la Universidad Antonio Nariño de Neiva, programa de Ingeniería Mecánica, por el saber ofrecido y poner a disposición los recursos de infraestructura y logística.

Resumen

El uso de motores menos contaminantes y eficientes se ha convertido en una política para mejorar la calidad de vida de la población; el proyecto de investigación presentado, tiene como objetivo realizar un estudio teórico comparativo de desempeño termodinámico y de emisiones del motor de pistones opuestos de dos tiempos respecto a un motor cuatro tiempos Diesel, ambos con el mismo volumen desplazado, relación de compresión y tipo de combustible; la metodología aplicada, compara un motor cuatro tiempos y un Dual, a partir de sus ciclos termodinámicos, eficiencias y emisiones; los resultados indican que la eficiencia del motor Diesel fue de 49.46%, mientras que la del Dual fue de 61.04%; en cuanto al dióxido de carbono emitido el MP10 fue de 60,57 y el Jumbo 207A fue de 73,88. El motor dual, tiene una eficiencia térmica indicada más alta, proporcionando mayores emisiones contaminantes (CO_2 , N_2 , H_2O) vs motor de cuatro tiempos diésel.

Palabras clave: motor de pistones opuestos, desempeño termodinámico, motores de combustión interna, motor diésel, desempeño ambiental.

Abstract

The use of less polluting and efficient engines has become a policy to improve the quality of life of the population; The research project presented aims to carry out a comparative theoretical study of thermodynamic performance and emissions of the two-stroke opposed piston engine with respect to a four-stroke Diesel engine, both with the same displaced volume, compression ratio and type of fuel. ; The applied methodology compares a four-stroke engine and a Dual engine, based on their thermodynamic cycles, efficiencies and emissions; The results indicate that the efficiency of the Diesel nickname was 49.46%, while that of the Dual was 61.04%; Regarding the carbon dioxide emitted, the MP10 was 60.57 and the Jumbo 207A was 73.88. The dual engine has a higher indicated thermal efficiency, providing higher polluting emissions (CO₂, N₂, H₂O) vs four-stroke diesel engine.

Keywords: opposed piston engine, thermodynamic performance, internal combustion engines, diesel engine, environmental performance.

Introducción

Los motores de pistones opuestos, son una alternativa real en el mercado actual, dado que diferentes inconvenientes que se tuvieron en el pasado han sido superados gracias a los desarrollos en arquitectura, materiales, métodos de transmisión, métodos de inyección y posterior combustión. Ante esta situación, no se encuentran estudios que comparen los dos tipos de motores, uno convencional con ciclo diésel de cuatro tiempos y uno de pistones opuestos de dos tiempos. Esta comparación permitiría tomar decisiones acerca de usar o no, un motor convencional sobre uno de pistones opuestos de dos tiempos.

El siguiente proyecto de investigación hace referencia a un estudio teórico comparativo de desempeño termodinámico y de emisiones de un motor de pistones opuestos diésel de dos tiempos respecto a un motor de pistones en línea diésel de cuatro tiempos; para el desarrollo de este objetivo en el documento, este se ha estructurado en 6 capítulos los cuales parten de un primer capítulo que describe el contexto del problema; seguido de un capítulo dos en donde se establece el marco teórico del estudio; un tercer capítulo que muestra un análisis detallado del motor cuatro tiempos empleado para la comparación, al igual que en el capítulo cuatro, el cual describe el motor dual de dos tiempos; en el capítulo cinco, se realiza y registra la comparación de los dos motores y por último el capítulo seis, en cual se plantean las conclusiones y recomendaciones resultantes del desarrollo investigativo.

Capítulo 1: Planteamiento del problema

1.1 Antecedentes

Los motores de dos tiempos de pistón opuesto se diseñaron en el siglo XIX en Europa y posteriormente desarrollados en diferentes países para una multitud de aplicaciones que incluyen aviones, barcos, tanques, camiones y locomotoras, estos motores permanecieron presentes durante la mayor parte del siglo XX (García S & Chacón V, 2013) (Regner, Herold, & Wahl M, 2011) (Naik, Johnson, & Koszewnik, 2013) (Pirault & Flint, 2010). Con el desarrollo progresivo de los motores de pistones opuestos de 1900 a 1970, surgieron algunas ventajas significativas, en particular, lo compactos, la simplicidad, la alta capacidad de par y la facilidad de mantenimiento. También, implican menor acumulación de calor, lo que hace que se puedan utilizar con radiadores más pequeños. En las referencias de García & Chacón, se proporciona un completo resumen de la historia de los motores de combustión interna.

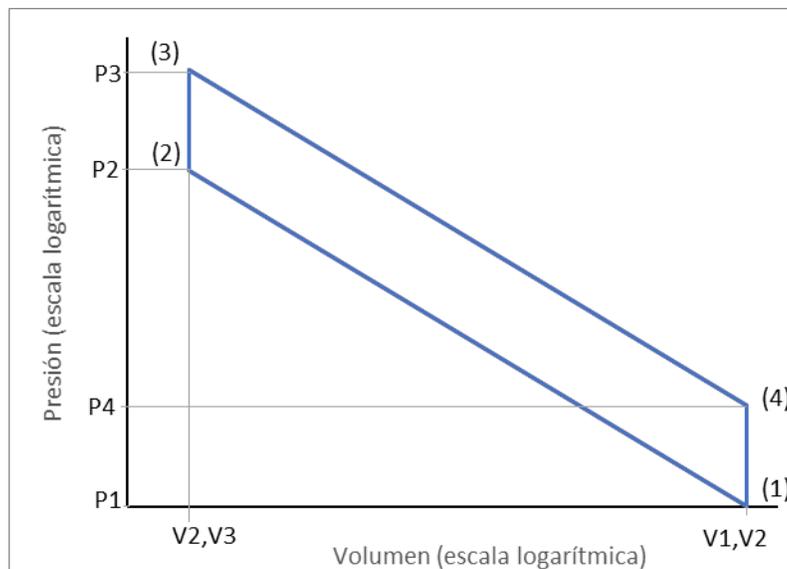
El ciclo del motor de combustión interna que alcanza la eficiencia ideal es conceptualizado utilizando el diagrama de estado de presión- volumen, es decir se muestra en la Figura 1, en la que se trazan los valores de presión y volumen en ejes logarítmicos. El proceso entre el estado (1) y el estado (2) representa un proceso isentrópico (es decir, compresión adiabática y reversible) de volumen máximo cilindro (V_1) al volumen mínimo del cilindro (V_2), donde la relación de compresión se define como $r_c = V_1/V_2$. El proceso del estado (2) al estado (3) representa la combustión adiabática e isocórica (volumen constante), y el proceso del estado (3) al estado representa una expansión isentrópica. Sé

asume que el fluido de trabajo es calóricamente perfecto, donde es la relación constante de calor específico.

El ciclo del motor de combustión interna que alcanza la eficiencia ideal es conceptualizado utilizando el diagrama de estado de presión- volumen, es decir se muestra en la figura 1-1, en la que se trazan los valores de presión y volumen en ejes logarítmicos. El proceso entre el estado (1) y el estado (2) representa un proceso isentrópico (es decir, compresión adiabática y reversible) de volumen máximo cilindro (V_1) al volumen mínimo del cilindro (V_2), donde la relación de compresión se define como $r_c = V_1/V_2$. El proceso del estado (2) al estado (3) representa la combustión adiabática e isocórica (volumen constante), y el proceso del estado (3) al estado (4) representa una expansión isentrópica. se asume que el fluido de trabajo es calóricamente perfecto, donde es la relación constante de calor específico.

El calor añadido al sistema se genera en el proceso comprendido del estado (2) al estado (3) en el cual se enciende la mezcla de aire combustible, como resultado de esto se genera el proceso de estado (3) al estado (4) el cual representa una expansión isentrópica en la cual el poder calorífico del combustible es transformado en trabajo mediante el proceso de expansión, es en este punto donde el ciclo termodinámico entrega el trabajo producido; la eficiencia térmica de este ciclo depende directamente del trabajo producido y el trabajo suministrado para su mismo funcionamiento.

Figura 1-1. Diagrama de estado de presión- volumen de un motor ideal que logra el máximo ciclo cerrado posible de eficiencia térmica.

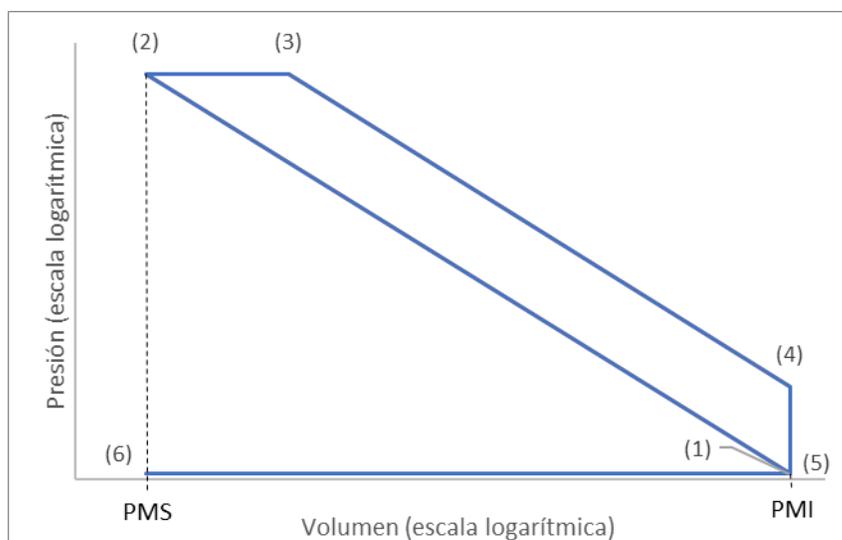


Nota. Figura 1-1 describe los diferentes estados de presión térmica.

El incremento de relación de compresión aumenta el volumen operativo sobre el que se produce la compresión y expansión, de igual forma este crecimiento se presenta de forma proporcional entre el calor específico y la presión durante la combustión, lo cual incrementa la extracción de trabajo por unidad de expansión de volumen durante la carrera de expansión. Ambos efectos dan como resultado un acrecentamiento en el trabajo neto del sistema para una liberación de energía determinada, por ende, la eficiencia del motor. Cabe señalar que el proceso del estado (4) al (1) representa el proceso de escape en el que la energía disponible se rechaza del cilindro. El ciclo ideal en estas máquinas térmicas determina la eficiencia máxima obtenible dado que conjuga la cantidad de calor introducida en el ciclo, contra la cantidad de trabajo que el mismo produce (Morales & Hernández G, 2014).

El ciclo del motor de combustión interna de cuatro tiempos diésel es conceptualizado utilizando el diagrama de estado de presión- volumen, es decir se muestra en la figura 1-2, en la que se trazan los valores de presión y volumen en ejes logarítmicos. El proceso entre el estado (6) y el estado (1) representa un proceso isobárico (es decir, la presión permanece constante) desde el volumen mínimo del cilindro (PMS) al volumen máximo del cilindro (PMI). El proceso entre estado (1) al estado (2) representa un proceso de compresión isentrópico (compresión adiabática y reversible), el cual va desde el volumen máximo del cilindro (PMI) al volumen mínimo del cilindro (PMS). El proceso comprendido del estado (2) al estado (3) representa un proceso de combustión isobárico (presión constante). En el proceso de estado (3) al estado (4) se genera la carrera de potencia de manera adiabática isentrópica. por último, encontramos el proceso que inicia del estado (4) al estado (5) en el cual encontramos una salida de calor de manera isocórica (volumen constante), cabe resaltar que el proceso de (5) a (6) representa el proceso de escape en el que la energía disponible se rechaza del cilindro de carácter isobárico (presión constante) (García M, Cendales L, & Eslava S, 2016).

Figura 1-2. Diagrama de estado de presión- volumen de un motor de combustión interna diésel de cuatro tiempos.



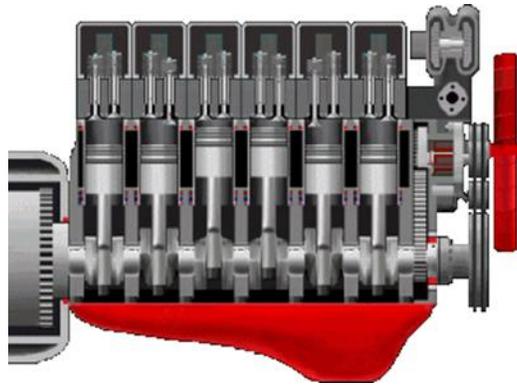
Nota. Figura 1-2 describe los estados termodinámicos de un motor de Diésel de cuatro tiempos.

El calor añadido al sistema se da en el proceso que pasa del estado (2) al estado (3) en el cual se produce la combustión de manera isobárica, como resultado de esto se genera el proceso de estado (3) al estado (4) el cual representa una expansión isentrópica en donde el poder calorífico del combustible es transformado en trabajo mediante el proceso de expansión, es en este punto donde el ciclo termodinámico entrega el trabajo producido. La eficiencia térmica de este ciclo depende directamente del trabajo neto sobre el calor de entrada.

Un motor diésel convencional de cuatro tiempos presenta un diseño como el que se presenta en la figura 1-3. En este caso es un motor de seis cilindros en línea marca MACK línea MP10 (MACK, 2021), tiene una relación de compresión de 16.1, carrera de pistón de

158 mm y diámetro de pistón de 131 mm; esta configuración es típica para este tipo de motores como se corrobora en la literatura (EPA, 2020).

Figura 1-3. *Concepto de un motor de cuatro tiempos diésel en línea.*



Nota. Figura 1-3, muestra el corte transversal de un motor de cuatro tiempos Diesel (pistones y cigüeñal).

El ciclo de Atkinson fue ideado por James Atkinson en 1882, la primera aplicación de este principio fue un motor de pistones opuestos llamado la máquina diferencial de Atkinson. El motor es basado en el ciclo Otto, diseñado para evadir la patente que protegía al motor de cuatro tiempos, este no se le llegó a dar el uso que se esperaba, pero en los últimos años se lo ha rescatado para la utilización en autos híbridos (Perdomo S, 2015) (Castillo M, 2011).

Es un ciclo termodinámico más eficiente porque logra relaciones de compresión mucho más altas, su funcionamiento se divide, al igual que en los motores Otto y Diésel, *en cuatro tiempos*. La diferencia se encuentra en el tiempo de compresión, el cual se encuentra dividido en dos fases, por lo que, también se le conoce como motor de cinco tiempos. A saber, admisión, compresión falsa, compresión verdadera, expansión y escape,

en los que la carrera de compresión dura menos que la carrera de expansión, esto ayuda a aprovechar mejor la energía liberada durante la explosión de la mezcla aire-combustible. La energía del motor con ciclo Atkinson disminuye al contar con una menor presencia de mezcla aire-combustible en el cilindro, pero su eficiencia termodinámica es mayor con respecto a un motor Otto del mismo desplazamiento (Álvarez F & Callejón A, 2002).

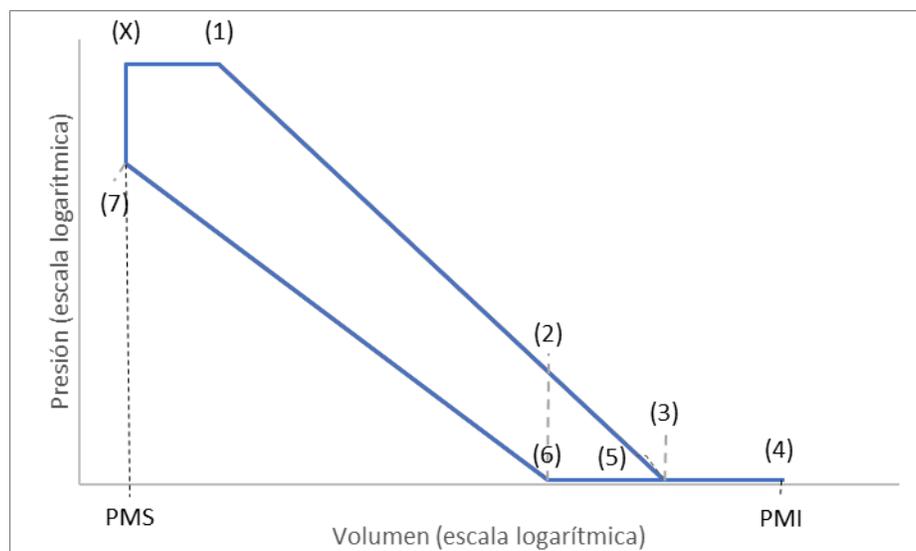
Los motores de *dos tiempos* de arquitectura de *pistones opuestos* y ciclo *Diésel* se concibieron en el siglo XIX en Europa y posteriormente se desarrollaron en múltiples países para una gran variedad de aplicaciones, como aviones barcos, tanques, camiones y locomotoras y mantuvieron su presencia durante la mayor parte del siglo XX, producidos inicialmente por su facilidad de fabricación y su alta densidad de potencia, los motores de dos tiempos de pistones opuestos han demostrado una eficiencia de combustible superior a la de sus homólogos de cuatro tiempos diésel (chalmers, 2020).

En 1907 en Francia un ingeniero de la fábrica de Kolomna construyó y patentó un motor de pistones opuestos de dos tiempos alimentado por gasóleo; tenía dos cigüeñales conectados por engranajes, este diseño no se llegó a fabricar en serie. La flexibilidad de los motores de combustión interna convencionales, las limitaciones de los pistones opuestos y otras consideraciones técnicas de la época hicieron que el motor de pistones opuestos desapareciera del entorno automovilístico contemporáneo. El funcionamiento típico de los motores de pistones opuestos de dos tiempos Diésel consta de un par de pistones enfrentados en cada cilindro, a diferencia de los motores tradicionales de cuatro tiempos con un solo pistón por cilindro. La disposición de pistones opuestos elimina la necesidad

de culatas y tren de válvulas, que contribuyen significativamente a la fricción y a las pérdidas de calor en los motores convencionales (hugojunkers., 20120).

El ciclo del motor de combustión interna diésel de pistones opuestos y *dos tiempos* es conceptualizado a partir del uso del diagrama de estado de presión-volumen, como se indica en la figura 1-4, en la que se trazan los valores de presión y volumen en ejes logarítmicos. Los procesos comprendidos entre los estados (3), (4), y (6) representan un proceso isobárico (presión constante) en el cual se genera el ingreso de aire y barrido de gases de escape. El proceso entre el estado (6) y el estado (7) presenta un proceso de compresión isentrópico (compresión adiabática y reversible) el cual parte desde el volumen máximo del cilindro de la carrera de compresión (6) al volumen mínimo del cilindro (PMS).

Figura 1-4. Diagrama de estado de presión- volumen de un motor de combustión interna diésel de dos tiempos.



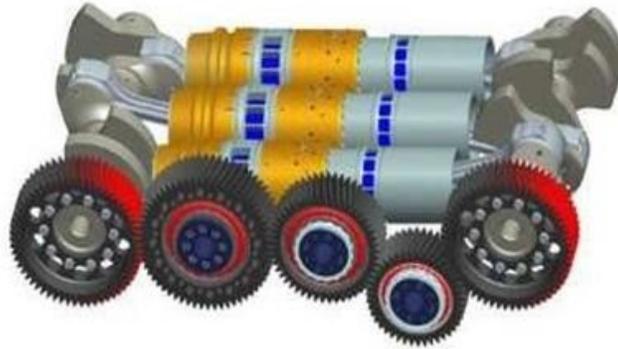
Nota. Figura 1-4 indica la relación de estados termodinámicos en motor de diésel de dos tiempos.

El proceso entre el estado (7) y el estado (X) representa un aumento de la temperatura de manera isocórica (volumen constante en la primera parte de la combustión). El proceso que va del estado (X) al estado (1) muestra la segunda parte de la combustión, que se genera de forma isobárica (presión constante), entre el estado (1) y (2) se genera la carrera de potencia de manera isentrópica adiabática. Por último, se encuentra que al cambiar del estado (2) al (3), este refiere al escape o *barrido de gases*. La eficiencia térmica de este depende directamente del trabajo neto sobre el calor de entrada.

Un motor de pistones opuestos diésel de dos tiempos presenta un diseño como el que se muestra en la figura 1-5. En este caso es un motor de tres cilindros de seis pistones en oposición marca JUMO 207A, el cual, cuenta con una relación de compresión de 16.2, una carrera por pistón de 160 mm, diámetro de pistón de 105 mm y una carrera de motor total de 320 mm; esta configuración es típica para este tipo de motores como se corrobora en la literatura (hugojunkers., 20120)

En el caso de los motores de pistones opuestos la presión generada en los cilindros por acción de los pistones, se transmite con un mecanismo de manivela a cigüeñales que en este caso también son opuestos y que a su vez están acoplados mediante engranajes con el fin de sumar potencia mecánica. Lo anterior, se logra como en el caso de los motores convencionales sincronizando el movimiento de los pistones.

Figura 1-5. *Concepto de motor de pistones opuestos con dos cigüeñales.*



Nota. Figura 1-5 representa la configuración de motor de pistones opuestos.

Las emisiones del escape del motor diésel son una mezcla compleja de gases, vapores y de materia particulada de diésel, como agregado de material sólido y líquido cuyo origen son partículas de carbono que resultan durante la combustión en el cilindro del motor y está compuesta de sólidos o partículas de carbón seco conocido como hollín, hidrocarburos pesados absorbidos y condensados en las partículas de carbón como fracción orgánica soluble y sulfatos (ácido sulfúrico hidratado). Los motores diésel son mejores para el medio ambiente dado que generan menos CO₂ y así inciden en menor medida en el calentamiento global. Sin embargo, hay que decir que el CO₂ es inocuo para los seres humanos mientras que el NO_x y las partículas afectan directamente la salud. Obviamente hay muchos más gases tóxicos en el humo que desprenden estos motores, sin embargo, el NO_x y las nanopartículas han tomado especial relevancia por sus efectos, ya que tienen la capacidad de combinarse con otros compuestos que hay en la atmósfera y genera dificultades respiratorias.

Los motores de cuatro tiempos diésel son menos contaminantes que los de dos tiempos diésel. Esto debido a que la combustión en el motor de cuatro tiempos se genera

cada dos giros del cigüeñal mientras que para el dos tiempos la combustión se genera cada giro del cigüeñal, esto genera más emisiones por fracción de tiempo.

1.2 Descripción del problema

Con la creciente demanda de alta eficiencia, economía de combustible y contaminación por emisiones en la segunda mitad del siglo XX, el mercado de motores de combustión interna ha tenido preferencias en el ámbito del transporte por configuraciones de motores en línea o en V debido a sus múltiples aplicaciones y cumplimiento de las normas ambientales (Fromm, Herold, & Kowsedny, 2012).

De igual manera, las regulaciones de emisiones fueron difíciles de superar para los motores de pistones opuestos de dos tiempos diésel lo cual llevó a los fabricantes de motores a favorecer en general el desarrollo de motores de cuatro tiempos. Sin embargo, el motor de pistones opuestos diésel tiene ventajas mecánicas en comparación con un motor estándar de cuatro tiempos, a saber, los pistones se mueven alternativamente uno frente al otro en un cilindro común, por lo que los pistones despejan los puertos de admisión y escape en tiempos particulares (Shokrollahihassanbarough, A., & L, 2015). El puerto del pistón elimina la necesidad de válvulas y el mecanismo de actuación de las válvulas, por ende, lo hace prescindible de una culata lo que aumenta la simplicidad y disminuye el costo del motor al tiempo que elimina los problemas de fricción y durabilidad asociados con el tren de válvulas del motor. Configuraciones de tipo y tiempos de inyección, reducirán la emisión de hidrocarburos no quemados y de monóxido de carbono (motorauthority, 2021).

En la literatura, se encuentra mucha información separada, no relacionada entre sí, de los motores de dos tiempos de pistones opuestos y de cuatro tiempos encendidos por compresión (Consuegra, 2007). En estas se explican aspectos como arquitectura, materiales, configuraciones, ciclo termodinámico entre otras características. También, en otros estudios como los de (Fromm, Herold, & Kowsedny, 2012) y (Morales & Hernández G, 2014), se encuentran comparaciones de motores de cuatro tiempos Vs dos tiempos diésel, y se observa, por ejemplo, mejoras significativas a nivel de consumo de combustible con un promedio ponderado de 10,4% menor que el motor convencional diésel en las mismas condiciones de trabajo

Dado lo anterior, y ante una configuración volumétrica similar, es decir, que el volumen desplazado de ambos motores sea el mismo, para disminuir diferencias en fricción y también su relación de compresión y combustibles, se plantea comparar el desempeño termodinámico y de emisiones tomando como referencia la metodología de comparación de los siguientes estudios (Boada G, 2016) (Carranza S, 2019), para un motor de pistones opuestos de dos tiempos diésel frente a un motor equivalente de cuatro tiempos de cilindros en línea diésel, teniendo en cuenta cuáles serían las diferencias geométricas, características de desempeño termodinámico (r_c , V_s , T_s , Q entrada, Q salida, Trabajo del ciclo, eficiencia térmica, otras eficiencias) y de emisiones (estequiometría, flujos máxicos de contaminantes e indicadores).

1.3 Justificación

El mercado de motores ofrece en su mayoría configuraciones convencionales, sin embargo, el motor de pistones opuestos de dos tiempos, se presenta como una alternativa

real, que vale la pena ser evaluada dentro del mercado dado que ya ha superado varios problemas que presentaba en el pasado como se mencionó anteriormente. Por otro lado, el motor de pistones opuestos se ha presentado como una opción más liviana, compacta y eficiente para cumplir la labor de generar torque, potencia, cumpliendo con la normatividad de emisiones. La eliminación de la culata reduce las pérdidas de calor, lo que mejora la eficiencia térmica reduciendo la emisión de hidrocarburos no quemados, NOx y de monóxido de carbono.

Dado lo anterior, el realizar una comparación, ayudaría a establecer si en una necesidad específica, es posible en vez de utilizar un motor convencional diésel de cuatro tiempos, usar un motor de pistones opuestos diésel de dos tiempos. Lo anterior, es posible dado que se cuenta con el marco conceptual y teórico necesario para realizar los análisis pertinentes.

1.4 Objetivo

1.4.1. General

Realizar un estudio teórico comparativo de desempeño termodinámico y de emisiones de un motor de pistones opuestos diésel de dos tiempos respecto a un motor de pistones en línea diésel de cuatro tiempos ambos con el mismo volumen desplazado, relación de compresión y tipo de combustible.

1.4.2. Específico

- Determinar la arquitectura y geometría del motor convencional de cuatro tiempos diésel y del motor de pistones opuestos de dos tiempos diésel con los siguientes parámetros base: volumen desplazado 16L, la relación de compresión 16:1 y el combustible a usar Diésel.
- Determinar las variables e indicadores termodinámicos para los ciclos cerrados teóricos de aire estándar del motor con ciclo diésel de cuatro tiempos convencional y el ciclo aplicable para motor diésel de dos tiempos de pistones opuestos. Entre ellos, calores específicos, puntos del ciclo, presiones, temperaturas, trabajo de ciclo, eficiencias del ciclo.
- Determinar las variables relacionadas con emisiones de gases de los motores a comparar, a saber, flujos máxicos de CO₂, N₂, H₂O.
- Analizar y comparar los resultados obtenidos anteriormente para establecer diferencias y causas de esas diferencias entre los dos motores a comparar.

1.5 Alcance

En atención a lo especificado anteriormente, el presente proyecto realizará un análisis comparativo de dos tipos de motores, uno convencional diésel de cuatro tiempos en V o en línea, contra uno de pistones opuestos diésel de dos tiempos, ambos con una configuración volumétrica similar, es decir, el volumen desplazado es el mismo para disminuir diferencias en fricción y también su relación de compresión y combustible usado.

El estudio anterior es teórico, más no se realizarán pruebas de laboratorio dado que no hay la posibilidad de hacer estos experimentos en instalaciones de la UAN.

1.6 Metodología

Para poder alcanzar el objetivo de este estudio será necesario conocer a profundidad el ciclo termodinámico de los motores de dos tiempos y de cuatro tiempos convencional, los cambios de estado presentados en los diagramas de presión/volumen de ambos motores y las características inherentes de cada motor.

- En primer lugar, se realizará una caracterización termodinámica de cada uno de los motores a comparar. Para ello será necesario realizar un estudio detallado de ambos motores.
- Como segunda medida, se realizará una hoja de Excel en donde se formularán las ecuaciones para realizar el cálculo termodinámico del motor de pistones opuestos de dos tiempos y el motor de cuatro tiempos convencional diésel, donde se procederá a realizar los cálculos termodinámicos y de emisiones, además, de los cálculos mediante hoja de Excel formulada para el ciclo termodinámico de cada motor.
- En tercer lugar, serán realizados los análisis y comparaciones del ciclo termodinámico del motor de dos tiempos de pistones opuestos y de cuatro tiempos convencional diésel. Para posteriormente ser comparados los datos recolectados de cada motor.
- En cuarto lugar, se realizará el análisis y comparación de emisiones para ambos motores. Para posteriormente ser comparados los datos recolectados de cada motor.
 - Por último, se llevará a cabo el análisis de los resultados obtenidos realizando una observación detallada de las comparaciones realizadas.

Capítulo 2: Marco teórico

2.1. Termodinámica

Se considera como una ciencia que busca establecer una relación entre sistemas de partículas y las propiedades a nivel microscópico de la materia, cuando esta sufre variaciones como resultado de todo tipo de procesos que van desde lo químico, térmico, físico entre otros; dentro de estas variables a nivel macro, se tienen por ejemplo, la temperatura y la presión las cuales se emplean para realizar una descripción total de dichos sistemas desde un enfoque termodinámico (IBERO, 2012).

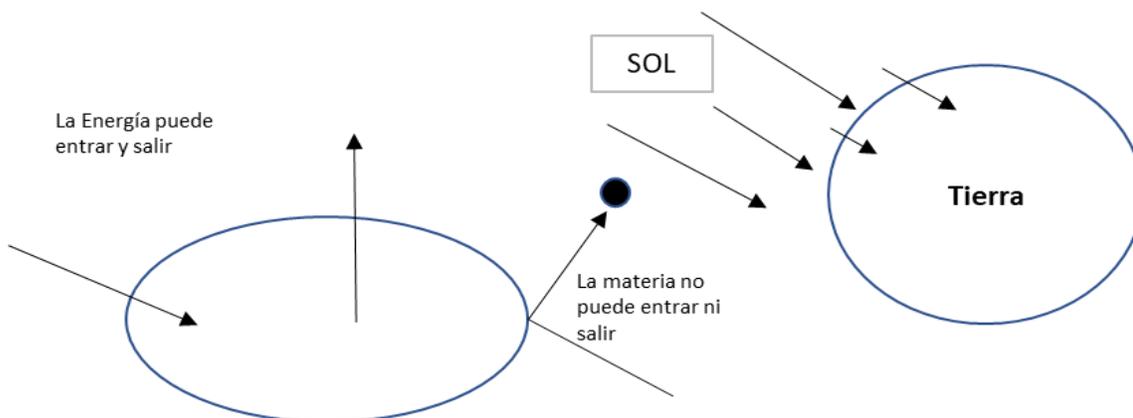
Ahora bien, es necesario para realizar un buen análisis del sistema delimitar este con el fin de poder determinar, cuáles de estos pueden asociarse para realizar transferencias de calor, ya que este tipo de estudios consideran al propio sistema como un todo, el cual debe tomarse como un segmento que compone el universo.

Existen en la literatura tres tipos de sistemas en la termodinámica, los cuales comprenden:

Los de tipo aislado: Los cuales no presentan ningún tipo de transferencia de energía, presentando un estado de equilibrio.

Los de tipo cerrado: Se presentan transferencias de energía, mas no de materia con su entorno como se indica en la figura 2-1. Ejemplo de ello, es el planeta que habitamos, el cual intercambia energía en forma de radiación, temperatura, mas no materia (Laplace, 2021).

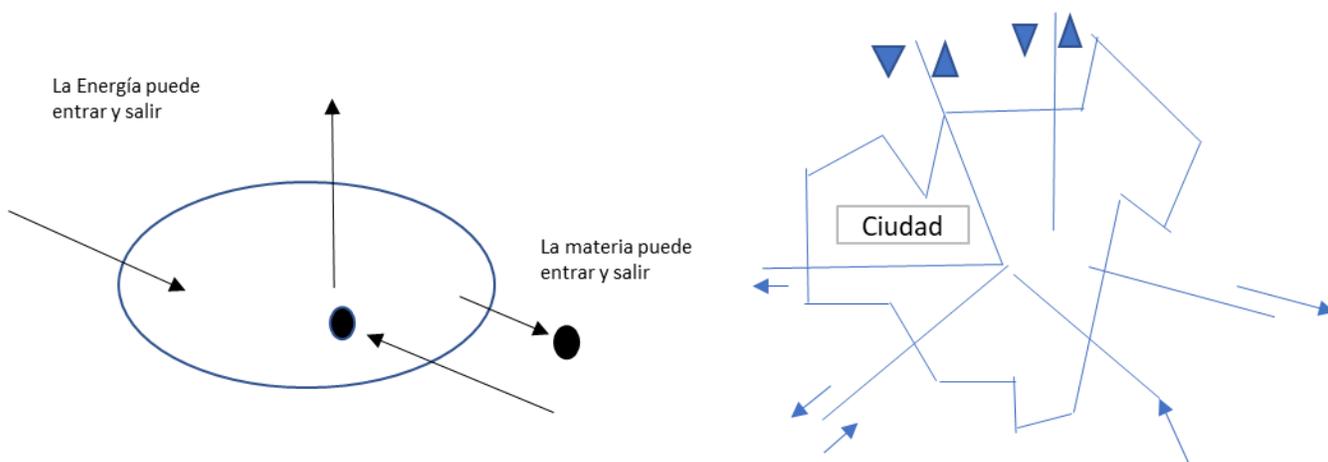
Figura 2-1. Sistema cerrado.



Nota. Figura 2-1 representa la caracterización sistema de lazo cerrado.

Los de tipo abierto: Aquí los intercambios ocurren a nivel de energía y materia como se representa en la figura 2-2-; ejemplo de ello se puede citar, un organismo vivo, las entradas de fuentes como energía, agua, gas, electricidad para atender a demanda de la población entre otras.

Figura 2-2. Sistema abierto.



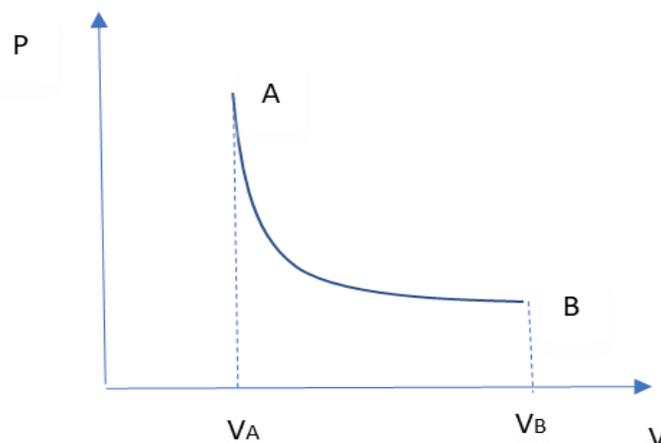
Nota. Figura 2-2 representa la caracterización sistema cerrado.

Estos estados dependen en gran medida de una gran número de variables que tiene un rol determinante en su proceso de transferencia; como ejemplo se toma un gas ideal, el cual depende de parámetros como presión (P), volumen (V) y temperatura (T) y que a su vez lo caracteriza como estado definido, lo que indica que el sistema puede pasar o variar sus condiciones iniciales o finales, las cuales quedan establecidas en sus unidades de medidas correspondientes.

Los cambios de estado normalmente se representan mediante gráficas de estos sistemas en donde se relacionan variables como presión y volumen como se indica en la figura 2-3, la cual corresponden a una representación gráfica estándar de estos parámetros, cuyo objetivo es mostrar de forma particular el comportamiento de la sustancia en un punto único.

Cuando se trabajan gases ideales, la ecuación que define su estado, viene dada por $pV = nRT$, en donde el parámetro de temperatura puede ser hallado siempre y cuando se conozcan la presión y su volumen, así como la masa molar de la muestra; esto es que cada posición del diagrama nos indica de forma directa la presión y el volumen, así como influye sobre la temperatura del gas; sin embargo, existen otro tipo de curvas como las de presión -temperatura o temperatura -volumen para análisis. (Martínez M, 2014)

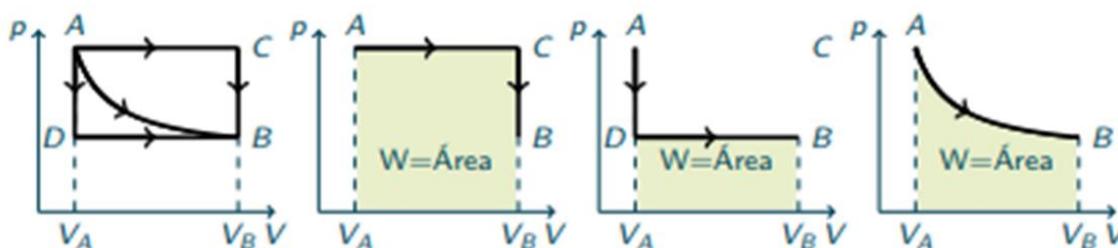
Figura 2-3. Representación de grafica convencional presión-volumen.



Nota. La Figura 2-3 indica la forma como se relacionan la presión y el volumen en un eje de coordenadas X y Y.

Ahora bien, el trabajo desarrollado por el sistema está en función de sus estados inicial y final, a lo que se suma estados intermedios, que analizan la trayectoria como se indica en la gráfica 2-4.

Figura 2-4: Trabajos realizados en procesos.



Nota. Figura 2-4 muestra los tipos de procesos realizados.

De acuerdo con lo anterior hay un mayor trabajo en la secuencia del sistema A-C-B y un menor trabajo si sigue los procesos A - D - B.

La energía térmica de un sistema, corresponde a la sumatoria de sus energías cinéticas que derivan de todos los componentes del sistema, más las energías potenciales del mismo; en lo que respecta al gas ideal, la energía tomada es la que se da nivel molecular y está dada por la ecuación $U = nCV T$, de donde CV indica la capacidad calorífica a un volumen constante y n la cantidad de moles que componen el gas; aquí la energía interna depende únicamente de un proceso dado por $\Delta U = nCV (T_f - T_i)$.

2.2.Ciclos termodinámicos

El ciclo termodinámico, describe un circuito en donde se generan una gran variedad de transformaciones termodinámicas entre sistemas cuya tarea es la generación de trabajo mediante fuentes de calor, producidas como resultado de diferentes valores de calor o de forma inversa en donde se da una transferencia de un punto de menor a mayor temperatura; la razón del ciclo se fundamenta en la generación de trabajo partiendo de dos fuentes con diferente temperatura.

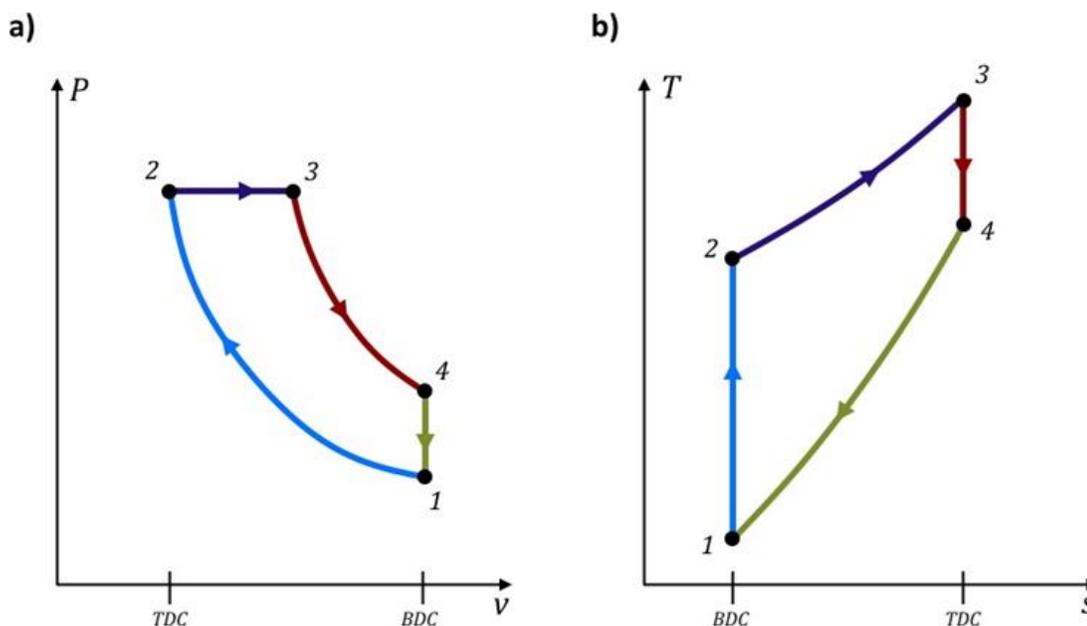
Aquí el rendimiento es sin duda la variable más importante que describe en esencia el ciclo termodinámico; a nivel de fórmula este se obtiene de la relación entre el trabajo y el calor gastado en el proceso.

2.3.Ciclo Diésel

Este circuito corresponde a la representación funcional de los motores que trabajan por ignición por compresión (CI), ya que fue Rudolf Diesel, quien elaboró la patente de un motor cuyas características se basaron en la inyección de combustible a partir de la

compresión del aire aspirado, la posterior autoignición del carburante al iniciar la expansión; la figura 2-5 ilustra el ciclo (Pulkrabek, 1997).

Figura 2-5. Ciclo Diésel.



Nota. Figura 2-5 muestra el diagrama a) Presión-volumen y b) Temperatura-entropía del ciclo Diésel

Tomado de (Moran, Shapiro, & Boettner, 2011)

Proceso 1-2 (azul): Consiste en la compresión isentrópica del aire, a medida que el pistón avanza de BDC hasta el TDC; posterior a ello se inyecta el combustible. La figura 2-5 a muestra como al aumentar la presión, disminuye el volumen; en la figura 2-5 b indica como al incrementar la temperatura, el proceso de entropía es constante. Este proceso representa la compresión de la masa en el motor real, en donde el pistón ubicado en un punto muerto inferior (PMI), arranca de tal forma que comprime el aire contenido en el cilindro; esta situación acelera el estado termodinámico del fluido y a su vez la presión. A medida que la presión crece tanto la temperatura como el volumen especificado

disminuyen a causa del efecto adiabático. Teóricamente este proceso está dado por la ecuación isoentrópica, con γ índice de politropicidad isoentrópico $\gamma = C_p/C_v$.

Proceso 2-3 (Color púrpura): En este proceso se genera calor (combustión) a presión constante, a medida que el pistón avanza en el TDC, a causa de la autoignición del combustible. En este ciclo tanto el volumen como la entropía aumentan a causa del soporte energético del carburante.

Proceso 3-4 (Color roja): Este ciclo corresponde al proceso de expansión isentrópica de los gases quemados, lo cual resulta del avance del pistón desde TDC hasta el BDC; esto se puede identificar en la figura 2-5a, ya que a medida que disminuye la presión hasta alcanzar la presión atmosférica, al igual que disminuye la temperatura. Lo cual mantiene la entropía constante.

Proceso 4-1 (Color verde): Este ciclo implica la extracción de calor del fluido (aire) a volumen constante; la figura 2.5b muestra la variación de entropía hasta su parámetro mínimo.

A continuación, se relacionan las fórmulas empleadas para hallar los parámetros del ciclo Diésel, las cuales fueron tomadas de (Pulkrabek W. , 2003) y (Çengel & Boles, 2012). Cabe resaltar que las ecuaciones que aplican al ciclo Otto, aplican de la misma manera en el ciclo Diésel.

Punto 1: Entrada de aire a presión constante P_0 (presión atmosférica). Aquí se asume que la válvula de entrada de gases, se encuentra abierta y la de escape está cerrada.

Proceso 1-2: Proceso de compresión isentrópica. Válvulas cerradas.

Proceso 2-3: Combustión (adición de calor a presión constante). Todas las válvulas cerradas; las ecuaciones correspondientes son:

$$W_{2-3} = P_3(V_3 - V_2)$$

$$Q_{in} = m_{fuel}Q_{HV}\eta_c = m_{mix}C_p(T_3 - T_2)$$

$$T_3 = T_{3max}$$

$$P_3 = P_2 = P_{max}$$

$$V_3 = V_2T_3/T_2$$

Proceso 3-4: Proceso de expansión isentrópica (válvulas cerradas).

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

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

$$W_{3-4} = \frac{R(T_4 - T_3)}{1 - \gamma} = U_3 - U_4 = C_v(T_3 - T_4)$$

Proceso 4-1: Proceso en el que se da el escape de gases a la atmósfera (extracción de calor a volumen constante). Válvula de escape abierta y válvula de admisión cerrada.

$$V_4 = V_1 = V_{BDC}$$

$$W_{4-1} = 0$$

$$Q_{out} = m_{mix}C_v(T_1 - T_4)$$

La eficiencia viene dada por:

$$\eta = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_1)} = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{\gamma(T_3 - T_1)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{\gamma T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)}$$

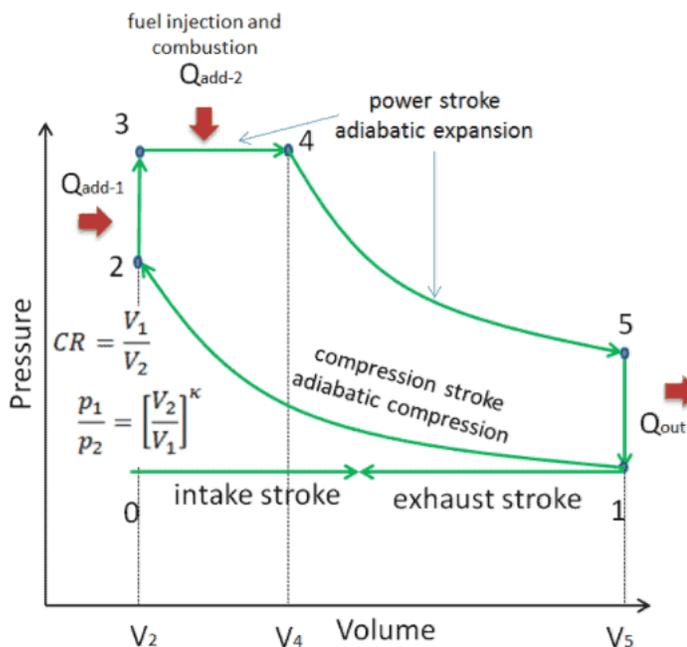
2.4.Ciclo Dual

Llamado también de presión limitada, el cual combina el ciclo Otto, más el ciclo Diésel; aquí la combustión se da a volumen y presión constante, lo cual ayuda en la descripción de motores de combustión. Ambos ciclos presentan dificultad para describir gráficamente los diagramas de presión-volumen de los motores de combustión interna reales; esto debido a la variación de presión. Sin embargo, se puede establecer que ambos ciclos pueden combinarse para realizar procesos de transferencia de calor por proceso isocórico e isobárico.

Al comparara un ciclo Otto de un ciclo Dual, el primero agrega calor instantáneo, mientras que el segundo agrega calor a volumen constante y en parte a presión constante; de acuerdo con lo anterior hay una mayor disponibilidad de tiempo para la quema del combustible de forma completa, ahora bien, el ciclo dual es más complejo en cuanto a su uso.

En cuanto al circuito del ciclo Dual, este se compone de cinco de proceso de los cuales dos son isentrópicos (adiabáticos reversibles), los cuales se alternan con un isocóricos y uno con un isobárico como se muestra en la figura 2-6 a continuación:

Figura 2-6. Ciclo dual – Diagrama PV.



Nota. Figura 2-6 presenta una descripción de relación presión-volumen en un ciclo Dual.

Compresión isentrópica (carrera de compresión): Aquí el gas es comprimido de forma adiabática pasando de un estado 1 a 2, en razón del avance del pistón desde el punto de cierre hasta la válvula de admisión (1) hasta el punto muerto superior. Los alrededores al trabajar con gas, permiten aumentar la energía interna (temperatura) hasta lograr su compersión; aquí la entropía no presenta cambios. Los cambios en los volúmenes y su relación (V_1 / V_2) son llamados relación de compresión la cual es menor que la de expansión.

Compresión isocórica (fase de encendido): Comprende un estado intermedio entre el 2 y el 3, en donde se da una transferencia de calor a volúmenes constantes (el pistón está en reposo), aquí el aire proviene de una fuente externa mientras el pistón está en reposo en el punto muerto superior. Es un proceso muy parecido al isocórico del ciclo otto, ya que

función se ve en el encendido de la mezcla de combustible y aire inyectada en la cámara y la posterior combustión rápida; el aumento de presión y su relación (P_3 / P_2) se llama “relación de explosión”.

Expansión isobárica (golpe de potencia): Fase comprendida entre el estado 3 y el 4; aquí la transferencia de calor se da a presión constante (combustión del combustible) a medida que el pistón se desplaza hacia el V_4 . En este proceso a presión constante, la energía ingresa al sistema a medida que se agrega calor Q .

Expansión isentrópica (golpe de potencia): Expandido el gas de forma adiabática, se pasa del estado 4 al 5, a medida que el pistón avanza de V_3 hasta el punto muerto inferior; aquí el gas pierde una cantidad de energía interna igual al trabajo que abandona el sistema; la entropía no sufre cambios.

Descompresión isocórica (carrera de escape): El ciclo se completa a volumen constante, ya que el calor repele el aire cuando el pistón está en punto muerto inferior. La presión de W cae, del punto 5 al punto 1. La válvula de escape se abre en el punto 5 y la carrera se da al descomprimirse; mientras que pistón se desplaza del punto muerto inferior (punto 1) al punto muerto superior (punto 0) con la válvula de escape abierta, la mezcla gaseosa se ventila a la atmósfera y el proceso comienza de nuevo.

Durante el ciclo Dual, el pistón actúa sobre gas en los estados 1 y 2 (**compresión isentrópica**); por otro lado, el gas en el pistón realiza un trabajo entre las etapas 2 y 3 (**adición de calor isobárico**) y entre las etapas 2 y 3 (**expansión isentrópica**).

2.5. Variables del ciclo

Se conocen dos tipos de variables de ciclo

- Las de tipo intensivas: Las cuales corresponden a aquellas variables independientes de la extensión o geometría, como en el caso de la densidad y la presión; ya que son de carácter no aditivas.
- Las de tipo extensivas: Refieren a variables proporcionales a la extensión del sistema; son de carácter aditivo; ejemplo de estas son el volumen, la energía, etc.

2.6. Motores de combustión interna (Diésel)

Tienen en su diseño ciclos que van de dos a cuatro tiempos; este último corresponde a un motor de combustión interna (IC), en el cual, el pistón participa de cuatro tiempos, los cuales están separados por un cigüeñal; cada golpe representa un recorrido completo del pistón a lo largo del cilindro, en cualquier dirección.

Para clasificar los motores Diesel, existen muchos criterios los cuales se indican a continuación en la tabla 2-1.

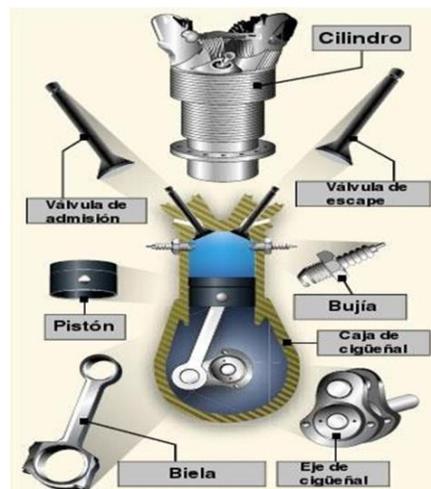
Tabla 2-1: Criterios clasificación motores Diésel.

Criterio	Descripción
Aplicación	En automóviles, camiones, locomotoras, avión ligero, marino, sistema de potencia portátil y generación de energía
Diseño básico del motor	Motores recíprocos (subdivididos por el arreglo de los cilindros: En línea, en V, etc.), motores rotatorios (Wankel y otras geometrías)
Ciclos de funcionamiento	Ciclo de cuatro tiempos: Aspirado naturalmente (admitiendo el aire atmosférico), sobrealimentado (admite previamente comprimida la mezcla fresca) y turbocargador (admitiendo la mezcla fresca comprimida en un compresor conducido por una turbina de extractor), ciclo de dos tiempos: Sobrealimentado y turbocargador
Válvula o diseño del puerto y localización	Válvulas en la cabeza, válvulas debajo de la cabeza, válvulas rotatorias, etc.
Combustible	Gasolina, Diésel, gas natural, gas líquido, alcoholes (metanol, etanol), hidrógeno, combustible dual
Método de preparación de la mezcla	Carburación, inyección del combustible en los puertos, inyección del combustible en el cilindro del motor
Método de encendido	Encendido por chispa, encendido por compresión
Diseño de la cámara de combustión	Cámara abierta, Cámara dividida
Método de control de carga	La estrangulación de la mezcla del flujo del combustible y de aire junto permanece sin cambio, control del flujo del combustible solamente, una combinación de éstos
Método de enfriamiento	Enfriados por agua, enfriados por aire, sin enfriar (por convección y radiación naturales)

Nota. Tabla 2-1 describe la clasificación de motores Diésel Según criterios técnicos.

Dentro de sus partes encontramos:

Figura 2-7. Componentes básicos motor Diésel.



Nota. Figura 2-7 representa las partes que hacen parte de un motor Diésel, Tomado de (González G, 2016)

Cilindro: Es un componente cuya sección transversal circular se encuentra en el bloque del motor, en donde los pistones ejercen su movimiento de carácter recíproco en sentido arriba-abajo; este hecho de material de alta dureza y un cavado casi perfecto; algunos motores tienen una sección estriada cuya función es la de mantener la capa de lubricación en las paredes del mismo.

Válvulas: Su función es la de garantizar el flujo de gases dentro y fuera del cilindro en función de un rango de tiempo determinado de acuerdo con el ciclo fijado; muchos motores emplean válvulas de asiento las cuales se abren o cierran mediante un fuelle conectado al árbol de levas; el material de fabricación de estas es el acero forjado y los asientos son de cerámica o acero endurecido.

Pistón: En cuerpo cilíndrico macizo, el cual efectúa el desplazamiento lento dentro del cilindro para entregar fuerzas por presión dentro de las cámaras de combustión en dirección del eje del cigüeñal; se compone de una corona, la cual es la parte superior y una falda que refiere a sus partes laterales; el material de fabricación es en acero fundido o acero de alta resistencia.

Bujía: Es un dispositivo eléctrico, el cual tiene como función iniciar la combustión para motores de ignición por chispa a través de una carga eléctrica dada en los electrodos; el material de fabricación se compone de metal más un aislamiento cerámico; las bujías de hoy día vienen con sensores de presión.

Biela: Es un elemento tipo barra que integra el pistón con el eje del cigüeñal, su material de fabricación es siempre el acero o aleaciones de forja; cuenta con rodamientos los cuales conectan al eje de cigüeñal, con el fin de ajustar y soportar las cargas.

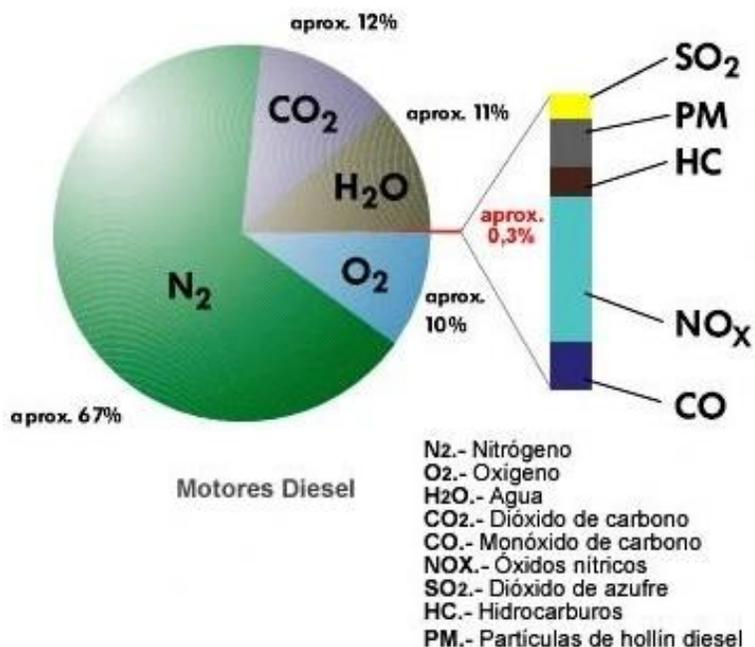
Cigüeñal: Corresponde a un eje rotatorio mediante el cual se genera la salida de la potencia del motor hacia mecanismos externos. Este elemento va conectado al bloque del motor a través de rodamientos siguientes primarios, el cual gira a partir de pistones distribuidos simétricamente mediante una conexión de bielas, que van al eje mediante un desfase del eje de rotación.

Para un motor de seis cilindros en línea, la secuencia de encendido presenta la siguiente configuración la cual es la más usada en equipos de transporte de carga pesada; 1- 5-3-6-2-4.

2.7.Emisiones

La función de un motor Diesel es la de convertir la energía química contenida en el combustible en una fuerza mecánica; aquí el combustible ingresa a presión al cilindro del motor, en donde se realiza la mezcla con aire, la cual genera la combustión correspondiente; el resultado de esto corresponde a gases producidos por la descarga del motor, los cuales pueden ser nocivos para la salud de las personas y por ende del medio ambiente; la composición de los gases de escape de un motor Diésel convencional se indican en la figura 2-8:

Figura 2-8: Distribución de gases de escape de motor Diésel.



Nota. Figura 2-8 muestra el porcentaje de concentraciones de gases de escape de motor Diésel.

Los óxidos de nitrógeno (NO_x), resultan de las reacciones dadas entre el oxígeno y el nitrógeno del aire, a causa de la presión y temperatura alcanzadas al interior de cilindro del motor, de lo cual resulta un contenido de óxido de nitrógeno (NO) y algo de dióxido de nitrógeno (NO₂).

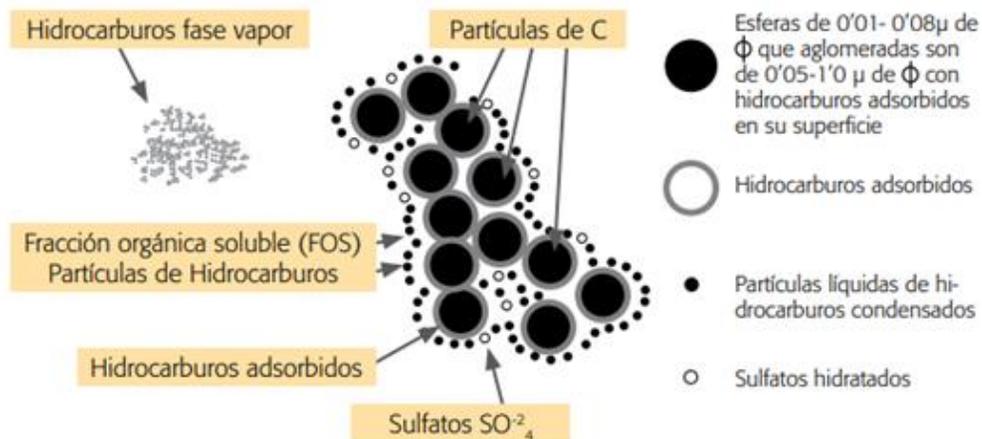
El dióxido de azufre (SO₂), resulta del azufre presente en el combustible; en este proceso la oxidación del SO₂ genera trióxido de azufre, el cual es un elemento determinante para la producción de ácido sulfúrico, responsable de las partículas de sulfato en las emisiones diésel.

Con respecto a las emisiones de escape del motor diésel, este se compone de gases, vapores y de materia particulada de diésel (DPM en inglés), el cual es un agregado de material sólido y líquido cuyo origen son partículas de carbono generadas durante la

combustión en el cilindro del motor y está compuesta de: Sólidos o partículas de carbón seco (PM_{0,1}), conocido como hollín. Hidrocarburos pesados absorbidos y condensados en las partículas de carbón, como fracción orgánica soluble (FOS) y Sulfatos (SO₄⁻²), ácido sulfúrico hidratado (INSHT, 2004)

La relación de composición de los gases está en función del motor, la carga y la velocidad; Las partículas “húmedas” contienen un 60% de hidrocarburos (FOS) y las “secas” pueden ilustrarse en la figura 2-9. La partícula principal de carbono (núcleo) tiene un diámetro de 0,01 - 0,08 μ y aglomeradas están en el rango respirable de 0,08–1 μ

Figura 2-9: Composición de la materia particulada de diésel.



Nota. Figura 2-9 indica el nivel de concentración de partículas de carbono.

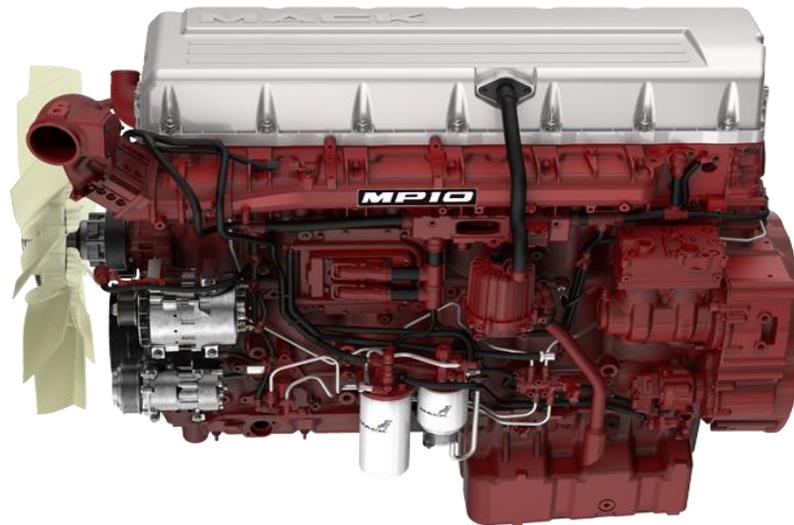
Capítulo 3: Estudio teórico del motor Diésel de cuatro tiempos

El presente capítulo contempla la descripción de un motor Diésel de cuatro tiempos en línea, marca MACK MP10; para poder desarrollar el análisis comparativo en función de su eficiencia y las emisiones generadas, se deben considerar los parámetros de diseño, así como su configuración geométrica en función de los ciclos termodinámicos para identificar parámetros para el análisis comparativo: de acuerdo con lo anterior, en el numeral 3.1 se indican los aspectos básicos de configuración del motor de 4 tiempos.

3.1. Características del Motor diésel cuatro tiempos

El motor seleccionado para efectos del estudio es un MACK de 685 Hp Diésel de cuatro tiempos en línea el cual se ilustra en la figura 3-1.

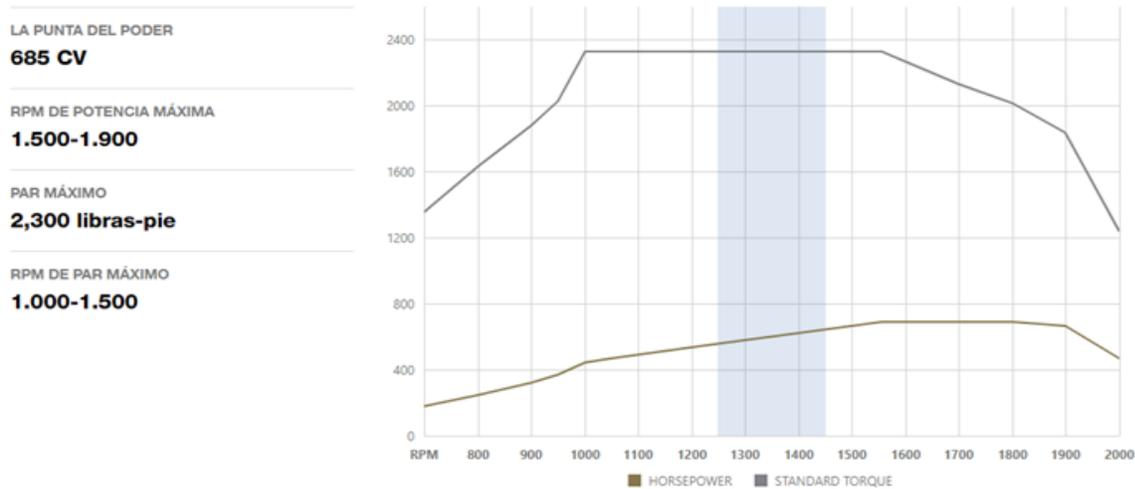
Figura 3-1. Motor MP10 -MACK.



Nota. Figura 3-1 muestra el motor Diesel 4 tiempos para estudio comparativo.

En cuanto a sus especificaciones de rendimiento, estas muestran en la figura 3-2 como se indica a continuación:

Figura 3-2. Especificaciones de rendimiento motor MP10.



Nota. Figura 3-2, indica la curva de rendimiento motor MP10-MACK.

3.2. Consideraciones geométricas del motor MP10-MACK

Dentro de las características del motor MP10-MACK se encuentran los siguientes factores estandarizados, los cuales se presentan de acuerdo con la tabla 3-1.

Tabla 3-1: Características del motor Diésel de cuatro tiempos.

Descripción	Diámetro y carrera	Desplazamiento
Diésel de inyección directa	5,16 "x 6,22" [131 mm x 158 mm]	982in3 [16,1L]
Numero de cilindros	índice de compresión	Orden de encendido
6, en línea	16:01	1-5-3-6-2-4
Aumento de par	Enganche del embrague	velocidades de Ralentí
89%	1215 libras-pie [1647 N • m] a 800 RPM	Bajo: 600 RPM Ajustable - Alto: 2100 RPM
Potencia de retardo del freno del Motor	Peso seco (Aproximado)	
570 HP [425 kW] @ 2200 RPM	2921 libras [1325 kg]	

Nota. Tabla 3-1 describe la geometría del motor MP10.

Los parámetros para el cálculo del motor cuatro tiempos se indican a continuación:

Tabla 3-2. Datos del motor diésel 4 tiempos.

Características del motor	Datos
Diámetro [mm]	131
Carrera [mm]	158
Relación de compresión	16
Volumen desplazado total [L]	16,1

Fuente: Tabla 3-2 representa las características del motor Diesel.

Los datos de inicio para determinar los cálculos de los ciclos en los puntos 2, 3 y 4 se indican a continuación en la tabla 3-3.

Tabla 3-3: Datos de entrada cálculo motor diésel 4 tiempos.

Datos de inicio	Un	Valores
R	[kJ/kg*K]	0,287
k	[kJ/kg*K]	1,35
Temperatura	1 [K]	333,00
Presión 1	[kPa]	103,0
Volumen 1	[m ³]	2,27E-3
Relación aire/combustible		14,94
Cp	[kJ/kg*K]	1,108
Cv	[kJ/kg*K]	0,821
Eficiencia de combustión		0,95
Volumen desplazado	[m ³]	2,13E-03
Poder calorífico inferior PCI		43100

Fuente: Tabla 3-3 comprende los parámetros de entrada de motor diésel para cálculo de ciclos termodinámicos.

De acuerdo con lo anterior los resultados de la hoja de Excel formulada con las ecuaciones para cálculos según los datos de entrada muestran:

Con respecto a la temperatura y presión inicial en el punto 1, se tiene:

Tabla 3-4. Cálculo de variables de presión, temperatura en los puntos 2,3,4,5,6 y 7.

Punto 2	Valores	Punto 3	Valores
Presión [kPa]	4343.96	Presión [kPa]	4343.96
Temperatura [K]	877.75	Temperatura [K]	3269.39
Volumen [m ³]	1.42E-04	Volumen [m ³]	5.29E-04
Trabajo [kJ]	-1.09	Razón de corte	3.72
Calor	0	Trabajo [kJ]	1.68
		Calor	2649.93

Punto 4	Valores	Punto 5	Valores
Presión [kPa]	607.53	Presión [kPa]	103.00
Temperatura [K]	1964.16	Volumen [m ³]	2.27E-03
Volumen [m ³]	2.27E-03	Trabajo [kJ]	0
Trabajo [kJ]	2.62	Calor	-1339,18
Calor	0		

Punto 6	Valores	Punto 7	Valores
Presión [kPa]	103,00	Presión [kPa]	103,0
Volumen [m ³]	1.42E-04	Volumen [m ³]	2.13E-03
Trabajo [kJ]	-0.20	Trabajo [kJ]	0,20

Fuente: Tabla 3-4 muestra los resultados de la formulación en Excel de los puntos 2,3,4,5,6 y 7 de los ciclos termodinámicos.

De acuerdo con lo anterior, se tiene que para un cilindro el volumen corresponde a:

$$V_d = \frac{16.1L}{6} = 2.683L = 2683 \text{ cm}^3$$

$$r_c = (V_d + V_c)/V_c$$

$$V_c = 178.86 \text{ cm}^3$$

$$V_d = (\pi/4) B^2 S = 0.002683 \text{ m}^3 = (\pi/4)(0.131\text{m})^2 S$$

$$S = 0.158 \text{ m} = 15.8 \text{ cm}$$

Con respecto a la temperatura y presión inicial en el punto 1, se tiene:

$$T_1 = 60^\circ\text{C} = 333 \text{ K}$$

$$P_1 = 103 \text{ kPa}$$

$$V_1 = V_d + V_c = 0.002129 + 0.0001419 = 0.002271 \text{ m}^3$$

Calculado el volumen inicial, se determina la Masa del gas en uno de los cilindros al inicio de la compresión a partir de la siguiente ecuación:

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} \quad \text{Ecu (1)}$$

Al reemplazar los valores de Presión (P), Volumen (V), Temperatura (T) y la constante R, se tiene:

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = 103 \text{ KPa} * 0.002271 \text{ m}^3 / (0.287 \text{ kJ/kg.K}) 333 \text{ K}$$

$$m_m = 0.0024481 \text{ kg}$$

De acuerdo con lo anterior, la masa de combustible inyectada por ciclo está dada por la ecuación 2:

$$m_f = m_m * \frac{1}{A/F + 1} \quad \text{Ecu (2)}$$

$$m_f = 0.0024481 \text{ kg} * \frac{1}{14.94 + 1}$$

$$m_f = 0.000153589 \text{ kg}$$

El cálculo de la temperatura y la presión después de la compresión está dada por la ecuación (3), como se indica a continuación:

$$T_2 = T_1(r_c)^{k-1} \quad \text{Ecu (3)}$$

$$T_2 = T_1(r_c)^{k-1} = 333 \text{ K} (16)^{0.35} = 877.75 \text{ K} = 604.6^\circ \text{ C}$$

$$P_2 = P_1(r_c)^k = 103 \text{ kPa} * 16^{1.35}$$

$$P_2 = 4343.96 \text{ kPa}$$

$$V_2 = V_c = 0.00014197 \text{ m}^3$$

Los valores en el punto 3, se determinan a partir de la ecuación (4):

$$Q_{HV}\eta_c = (AF + 1)C_p(T_3 - T_2) \quad \text{Ecu (4)}$$

$$43100 * 0.98 = (14.94 + 1) * 1.108 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ K} * (T_3 - 877.75 \text{ K})$$

$$T_3 = 3269.39 \text{ K} = 2996.24^\circ \text{ C}$$

$$P_3 = P_2 = 4343.96 \text{ kPa}$$

Ahora bien, el valor de la relación de volumen se calcula a partir de la ecuación (5)

$$\beta = \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} \quad \text{Ecu (5)}$$

$$V_3 = 0.000528802 \text{ m}^3$$

Los valores en el punto 4, son:

$$V_4 = V_1 = V_5 = 0.002271 \text{ m}^3$$

$$T_4 = T_3(V_3/V_4)^{k-1} = 3269.39 \text{ K} (0.000528802 \text{ m}^3/0.002271 \text{ m}^3)^{0.35}$$

$$T_4 = 1964.16\text{K} = 1691.01 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_4 = P_3(V_3/V_4)^k = 4343.96 \text{ kPa} (0.000528802 \text{ m}^3/0.002271 \text{ m}^3)^{1.35}$$

$$P_4 = 607.53 \text{ kPa}$$

Con respecto a la Temperatura de escape la ecuación (6), se emplea para su cálculo:

$$T_{exp} = T_3(P_{exp}/P_3)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{Ecu (6)}$$

$$T_{exp} = 3269.39\text{K} \left(\frac{103\text{kPa}}{4343.96\text{kPa}} \right)^{\frac{1.35-1}{1.35}} = 1240 \text{ K}$$

Ahora, se determina el Residuo de escape, dado por la ecuación (7), como se indica a continuación.

$$X_r = (1/r_c)(T_4/T_{exp})(P_{exp}/P_4) \quad \text{Ecu (7)}$$

$$X_r = \left(\frac{1}{16.1} \right) \left(\frac{1964.16\text{K}}{1403\text{K}} \right) \left(\frac{103}{607.53\text{kPa}} \right)$$

$$X_r = 0.0168 = 1.68\%$$

Con los datos anteriores, se calcula el trabajo neto a partir de la ecuación (8)

$$W_{1-2} = (P_2v_2 - P_1v_1)/(1 - K) \quad \text{Ecu (8)}$$

$$W_{1-2} = \frac{(4343.96 \text{ kPa} * 0.000141971 \text{ m}^3) - (103.0 \text{ kPa} * 0.000539765 \text{ m}^3)}{1 - 1.35}$$

$$W_{1-2} = -1.09 \text{ kJ}$$

$$W_{2-3} = P_2(v_3 - v_2)$$

$$W_{2-3} = 4343.96 \text{ kPa}(0.000528802 \text{ m}^3 - 0.000141971 \text{ m}^3)$$

$$W_{2-3} = 1.68 \text{ kJ}$$

$$W_{3-4} = (P_4v_4 - P_3v_3)/(1 - K)$$

$$W_{3-4} = \frac{607.53 \text{ kPa} * 0.00227153 \text{ m}^3 - 4343.96 \text{ kPa} * 0.000598157 \text{ m}^3}{1 - 1.35}$$

$$W_{3-4} = 2.62 \text{ kJ}$$

$$W_{neto} = -1.09 + 1.68 + 2.62 = 3.22 \text{ kJ}$$

Con respecto al cálculo de la eficiencia térmica se debe conocer primero la relación volumétrica calculada a partir de la ecuación (4)

$$\beta = \frac{T_3}{T_2} = \frac{3269.39 \text{ K}}{877.75 \text{ K}} = 3.72$$

Con el dato de la relación volumétrica se determina la eficiencia a partir de la ecuación (9).

$$\eta_t \text{ DIESEL} = 1 - (1/r_c)^{k-1} [\{\beta^k - 1\} / \{k(\beta - 1)\}] \quad \text{Ecu (9)}$$

$$\eta_t \text{ DIESEL} = 1 - (1/16.1)^{1.35-1} [\{3.72^{1.35} - 1\} / \{1.35(3.72 - 1)\}]$$

$$\eta_t \text{ DIESEL} = 0.4946 = 49.46\%$$

3.3. Emisiones generadas por el motor MP10-MACK

Para este caso, partimos del supuesto de que ambos motores están girando a 1400 rpm y funcionan con combustible diésel. Para simplificar el estudio de la reacción química de la combustión, partimos de la modelación de combustibles de hidrocarburos a partir de

la expresión C_xH_y , para el proyecto el combustible Diésel presenta la siguiente denominación $C_{12}H_{26}$,

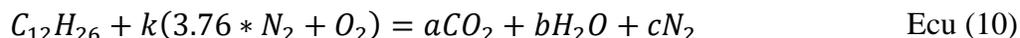
Balance estequiométrico del combustible diésel (Dodecano):

Tabla 3-5. Composición de combustible Diésel.

Elemento	Masa molar
Oxígeno	32 kg/kmol
Carbono	12 kg/kmol
Hidrogeno	1 kg/kmol
Nitrógeno	14 kg/kmol

Nota. La Tabla 3-5 muestra la relación de masa molar de los componentes del combustible para efectos de análisis estequiométrico.

Para determinar este balance estequiométrico, se tomó como base de cálculo, 1 kg de combustible consumido; de acuerdo a ello se tiene la ecuación (10) de balanceo, como se indica a continuación:



$$\text{Carbono } C = 12 = a$$

$$\text{Hidrogeno } H_2 = 13 = b$$

$$\text{Oxígeno } O_2 = k * 1 = a + \frac{b}{2}$$

$$\text{Nitrogeno } N_2 = k * 3.76 = c$$

Al reemplazar estos valores en la ecuación (10), se tiene:

$$(1 * C_{12}H_{26}) + 18.5 * (3.76 * N_2 + 1 * O_2) = (12 * CO_2) + (13 * H_2O) + (69.56 * N_2)$$

$$CO_2 = 528 \text{ kg}$$

$$H_2O = 234 \text{ kg}$$

$$N_2 = 1947.68 \text{ kg}$$

De acuerdo con lo anterior la relación aire/ combustible esta por la ecuación (11), la cual se indica a continuación:

$$A/F = \frac{M_{aire}}{M_{combustible}} \quad \text{Ecu (11)}$$

$$A/F = \frac{k(3.76 * N_2 + O_2)}{1C_{12} + H_{26}} = 14.93$$

Con la relación de aire/ combustible y la masa del aire por ciclo podemos calcular la masa de combustible por ciclo.

$$M_{combustible*ciclo} = \frac{M_{aire*ciclo}}{A/F}$$

$$M_{combustible*ciclo} = \frac{0.002448107 \text{ kg}}{14.93} = 0.00016387 \text{ kg}$$

Para obtener la cantidad de carbono, nitrógeno y agua que genera el motor Diesel MP10, por cada kilogramo de combustible, se emplea una regla de tres, a partir de los valores calculados en el balance estequiométrico, los cuales se indican en la tabla 3-6.

Tabla 3-6. Relación de composición de carbono, nitrógeno y agua.

Compuesto químico	Cantidad generada [kg*ciclo]
Carbono	8,65E-05
Nitrógeno	2,50E-03
Agua	3,83E-05

Nota. Tabla 3-6 indica los valores de generación de emisiones de carbono, nitrógeno y Agua

La Cantidad de emisiones generadas operando a 1400 rpm se muestra en la tabla 3-7 a continuación.

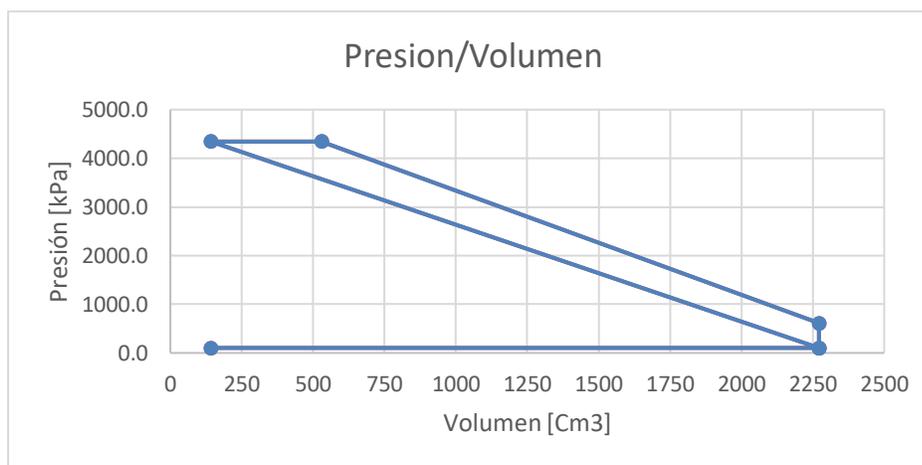
Tabla 3-7. Relación de cantidad generada de carbono, nitrógeno y agua.

Compuesto químico	Cantidad generada [kg*ciclo]	Cantidad generada a 1400 rpm [kg*min]
Carbono CO_2	8,65E-05	0,06
Nitrógeno N_2	2,50E-03	1,75
Agua H_2O	3,83E-05	0,03

Nota. La Tabla 3-7 representa la relación de conversión en Kg. Nin de compuesto químico generado en un motor MP10 Diesel trabajando a 1400 R.P.M.

La grafica correspondiente a la relación presión/Volumen se muestra en la figura 3-3, a continuación:

Figura 3-3. Gráfico Presión/ Volumen.



Nota: La Figura 3-3 representa la gráfica de los valores presión/ Volumen del motor Diésel de 4 tiempos.

Los resultados con respecto a la eficiencia del motor se muestran en la tabla 3-8, a continuación.

Tabla 3-8. Resultados eficiencia térmica

Variable	Valor
Eficiencia térmica indicada	49.46%
Temperatura de escape [K]	1240
Residuo de escape	1.68%
Trabajo Neto [kJ]	3.22
Masa mezcla [kg]	2.45E-03
Masa combustible [kg]	1.54E-04

Fuente: Tabla 3-8 presenta los resultados de eficiencia térmica del motor Diésel de 4 tiempos obtenidos a partir de la formulación en Excel; estos datos se pueden visualizar en el anexo 1-hoja de cálculo.

Capítulo 4: Estudio teórico del motor dual

El presente capítulo, describe las características del motor dual Jumo de fabricación alemana, empleado en aviones de combate durante la segunda guerra mundial, y que será usado en el presente estudio, para realizar el análisis comparativo de eficiencia con respecto a un motor Diesel de 4 tiempos; para poder desarrollar este análisis, se deben establecer los parámetros de análisis comparativo del motor, así como las consideraciones geométricas y las emisiones producidas con miras a realizar una total descripción desde un enfoque termodinámico y de sus emisiones; de acuerdo con lo anterior en el capítulo 4.1 se determina dicha caracterización.

4.1. Características del Motor dual

Figura 4-1. Motor Dual Jumo 207.



Nota. La Figura 4-1 muestra un motor dual de pistones opuestos de dos tiempos para Análisis comparativo.

4.2.Consideraciones Geométricas del motor dual de pistones opuestos de dos tiempos.

Tabla 4-1. Ficha técnica motor dual de pistones opuestos

Características del motor	Datos
Diámetro [mm]	105
Carrera [mm]	320
Relación de compresión	16,2
Volumen desplazado total [L]	16,6

Nota. Tabla 4-1 muestra la geometría del motor Dual.

Los datos de inicio para determinar los cálculos de los ciclos en los puntos 2, X, 3 y 4 se indican a continuación en la tabla 4-2.

Tabla 4-2. Datos de entrada cálculo motor dual de pistones opuestos

Datos de inicio	Un	Valores
R	[kJ/kg*K]	0.287
k	[kJ/kg*K]	1.350
Temperatura 1	[K]	333
Volumen 1	[m ³]	2.77E-03
Masa de combustible inyectada por ciclo	[kg]	1.87E-04
Masa de Gas al inicio de la compresión	[kg]	2.99E-03
Presión 1	[kPa]	103
Relación aire/combustible		14.94
Cp	[kJ/kg*K]	1.108
Cv	[kJ/kg*K]	0.821
Eficiencia de combustión		0.98
Volumen de Clearance	[m ³]	1.82E-04
Volumen desplazado	[m ³]	2.77E-03
Poder calorífico inferior PCI		43100

Nota. La **Error! Reference source not found.** representa los datos de entrada de motor dual para cálculo de ciclos termodinámicos.

Con la información anterior se procede a realizar la siguiente relación de cálculos para determinar los ciclos termodinámicos del motor.

El cálculo de las variables indicadas se presenta a continuación en el resumen de la tabla 4-3 dado a continuación:

Tabla 4-3. Cálculo de variables de presión, temperatura en los puntos 1,2, X,3 y 4.

Punto 1	Salida	Punto 2	Salida
Presión [kPa]	103.0	Presión [kPa]	4417,4
Temperatura [K]	333.0	Temperatura [K]	881,6
Volumen [m ³]	2.77 E-04	Volumen [m ³]	1,82E-04
Trabajo [kJ]	0.0	Trabajo [kJ]	-1,3
Calor	0	Calor	0

Punto X	Salida
Presión [kPa]	6503,4
Temperatura [K]	1383,3
Volumen [m ³]	1,82E-04
Trabajo [kJ]	0
Razón de Presión	1.5
Calor	8.1

Punto 3	Salida	Punto 4	Valores
Presión [kPa]	6503,4	Presión [kPa]	242,8
Temperatura [K]	1839,6	Temperatura [K]	785,0
Volumen [m ³]	2,42E-04	Volumen [m ³]	2,77E-03
Razón de corte	1,3	Trabajo [kJ]	2,5
Trabajo [kJ]	0,4		

Nota. Tabla 4-5 muestra los resultados de la formulación en Excel de los puntos 1,2, X,3 y 4 de los ciclos termodinámicos del motor de pistones opuestos.

De acuerdo con lo anterior, se tiene que para un cilindro el volumen dado es:

$$V_d = \frac{16.6L}{6} = 2.77L = 2770 \text{ cm}^3$$

$$r_c = (V_d + V_c)/V_c$$

$$V_c = 182.2 \text{ cm}^3$$

$$V_d = (\pi/4) B^2 S = (\pi/4)(0.105m)^2 S = 0.002770 m^3$$

$$S = 0.320 m = 32 cm$$

Con respecto a la temperatura y presión inicial en el punto 1, se tiene:

$$T_1 = 60^\circ C = 333 K$$

$$P_1 = 103 kPa$$

$$V_1 = V_d + V_c = 0.002770 + 0.0001822 = 0.002770891 m^3$$

Calculado el volumen inicial, se determina la Masa del gas en uno de los cilindros al inicio de la compresión a partir de la ecuación (1):

$$m_m = \frac{P_1 V_1}{RT_1} = 103 kPa * 0.002770891 m^3 / (0.287 Kj/Kg.K) 333 K$$

$$m_m = 0.00298628 kg$$

De acuerdo con lo anterior, la masa de combustible inyectada por ciclo, se calcula a partir de la ecuación (2):

$$m_f = m_m * \frac{1}{A/F + 1}$$

$$m_f = 0.00298628 kg * \frac{1}{14.94 + 1}$$

$$m_f = 0.000187353 kg$$

El cálculo de la temperatura y la presión después de la compresión está dada por la ecuación (3), la cual al reemplazar se obtiene:

$$T_2 = T_1(r_c)^{k-1} = 333k (16.2)^{0.35} = 881.6 K = 608.45^\circ C$$

$$P_2 = P_1(r_c)^k = 103 kPa * 16.2^{1.35}$$

$$P_2 = 4417.4 kPa$$

$$V_2 = mRT_2/P_2 = 0.00298628 \text{ kg} * 0.287 \text{ kJ/kg.K} * 881.6 \text{ K}/4417.4 \text{ kPa}$$

$$V_2 = 0.000182295 \text{ m}^3$$

Se determina los valores de temperatura y presión en un punto X, como se indica a continuación, a partir de la ecuación (4):

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} = 0.000187353 \text{ kg} * 43100 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 8.0 \text{ kJ}$$

$$\begin{aligned} Q_{2-x} &= 1.23 \text{ kJ} = m_m C_v (T_x - T_2) \\ &= 0.00298628 \text{ Kg} * 0.821 \text{ kJ/kg.K} (T_x - 881.6 \text{ K}) \end{aligned}$$

$$T_x = 1383.3 \text{ K} = 1110.15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_x = V_2 = 0.000182295 \text{ m}^3$$

La presión en el punto x, da como resultado:

$$P_x = mRT_x/V_x = 0.000154025 \text{ Kg} * 0.287 \text{ kJ/kg.K} * 1383.3 \text{ K}/0.000182295 \text{ m}^3$$

$$P_x = 6503.4 \text{ kPa}$$

Ahora, se determina los valores de P, Q, T y V en el punto 3, los cuales son:

$$P_3 = P_x = 6503.4 \text{ kPa}$$

$$\begin{aligned} Q_{x-3} &= 1.23 \text{ kJ} = m_m C_p (T_3 - T_x) \\ &= 0.003158 \text{ Kg} * 1.108 \text{ kJ/kg.K} (T_3 - 1383.3 \text{ K}) \end{aligned}$$

$$T_3 = 1839.6 \text{ K} = 1566.45 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$V_3 = mRT_3/P_3 = 0.000154025 \text{ Kg} * 0.287 \text{ kJ/kg.K} * 1839.6 \text{ K} / 6503.4 \text{ Kpa}$$

$$V_3 = 0.000242439 \text{ m}^3$$

Los valores en el punto 4, son:

$$V_4 = V_1 = 0.002770891 \text{ m}^3$$

$$T_4 = T_3 (V_3/V_4)^{k-1} = 1839.6 \text{ K} (0.000242439 \text{ m}^3 / 0.002770891 \text{ m}^3)^{0.35}$$

$$T_4 = 785.0K = 511.85^\circ C$$

$$P_4 = P_3(V_3/V_4)^k = 6503.4 \text{ Kpa} (0.000242439 \text{ m}^3/0.002770891 \text{ m}^3)^{1.35}$$

$$P_4 = 242.8 \text{ kPa}$$

La Temperatura de escape correspondiente está dada por la ecuación (6), de la cual resulta:

$$T_{exp} = T_4(P_{exp}/P_4)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$T_{exp} = 785.0 \text{ K} \left(\frac{103 \text{ kPa}}{242.8 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1.35-1}{1.35}} = 628.65 \text{ K}$$

Ahora, se determina el Residuo de escape, dado por la ecuación (7), como se indica a continuación.

$$X_r = (1/r_c)(T_4/T_{exp})(P_{exp}/P_4) \quad \text{Ecu (7)}$$

$$X_r = \left(\frac{1}{16.2} \right) \left(\frac{785.0K}{628.65K} \right) \left(\frac{103}{242.8 \text{ kPa}} \right)$$

$$X_r = 0.0617 = 6.17\%$$

Con los datos anteriores, se calcula el trabajo neto dado por la ecuación (8), la cual muestra:

$$W_{1-2} = (P_2v_2 - P_1v_1)/(1 - K) \quad \text{Ecu (8)}$$

$$W_{1-2} = 0.003158 \text{ kg} * 0.287 \text{ kJ/kg} \cdot K (881.6 \text{ K} - 333 \text{ K})/(1 - 1.35)$$

$$W_{1-2} = -1.3 \text{ kJ}$$

$$W_{x-3} = P_3(V_3 - V_x)$$

$$W_{x-3} = 6503.4 \text{ kPa} (0.000242439 \text{ m}^3 - 0.000182295 \text{ m}^3)$$

$$W_{x-3} = 0.4 \text{ kJ}$$

$$W_{3-4} = \frac{mR(T_4 - T_3)}{(1 - k)}$$

$$W_{3-4} = 0.000154025 \text{ kg} * 0.287 \text{ kJ/kg.K} (785.0 \text{ K} - 1839.6 \text{ K}) / (1 - 1.35)$$

$$W_{3-4} = 2.58 \text{ kJ}$$

$$W_{neto} = -1.3 + 0.4 + 2.58 = 1.632 \text{ kJ}$$

Cálculo de la eficiencia térmica

Relación de presión

$$\alpha = P_x/P_2 = 6503.4 \text{ Kpa} / 4417.4 \text{ kPa} = 1.5$$

Relación volumétrica

$$\beta = V_3/V_x = 0.000242439 \text{ m}^3 / 0.000182295 \text{ m}^3 = 1.3$$

Con el dato de la relación volumétrica se determina la eficiencia a partir de la ecuación (12).

$$\eta_t \text{ DUAL} = 1 - (1/r_c)^{k-1} [\{\alpha\beta^k - 1\} / \{ka(\beta - 1) + a - 1\}] \quad \text{Ecu (12)}$$

$$\eta_t \text{ DUAL} = 1 - (1/16.2)^{0.35} [\{1.5 * 1.3^{1.35} - 1\} / \{1.35 * 1.5(1.3 - 1) + 1.5 - 1\}]$$

$$\eta_t \text{ DUAL} = 1 - (1/16.2)^{0.35} [\{1.5 * 1.3^{1.35} - 1\} / \{1.35 * 1.5(1.3 - 1) + 1.5 - 1\}]$$

$$\eta_t \text{ DUAL} = 0.6104 = 61.04\%$$

4.3. Emisiones generadas por el motor Jumo 205 B/C

Para este caso se asume que ambos motores están girando a 1400 rpm y funcionan con combustible diésel. Para simplificar el estudio de la reacción química de la

combustión, se emplea el modelo de combustibles hidrocarburos dado por C_xH_y , que para el caso particular en este proyecto se adopta esta aproximación y por lo tanto el diésel se considera como $C_{12}H_{26}$.

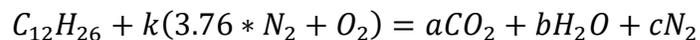
Balance estequiométrico del combustible diésel (Dodecano) entre reactivos y reactantes:

Tabla 4-4. Composición de combustible Diésel para motor dual.

Elemento		Masa molar
Oxígeno	O_2	32 kg/kmol
Carbono	C	12 kg/kmol
Hidrogeno	H	1 kg/kmol
Nitrógeno	N_2	14 kg/kmol

Nota. La Tabla 4-4 muestra la relación de masa molar de los componentes del combustible para efectos de análisis estequiométrico.

Para determinar este balance estequiométrico, se tomó como base de cálculo, 1 kg de combustible consumido; de acuerdo a ello se tiene la ecuación (10) de balanceo, como se indica a continuación:



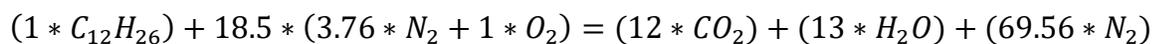
$$\text{Carbono } C = 12 = a$$

$$\text{Hidrogeno } H_2 = 13 = b$$

$$\text{Oxígeno } O_2 = k * 1 = a + \frac{b}{2}$$

$$\text{Nitrogeno } N_2 = k * 3.76 = c$$

Al reemplazar estos valores se tiene:



$$CO_2 = 528 \text{ kg}$$

$$H_2O = 234 \text{ kg}$$

$$N_2 = 1947,68 \text{ kg}$$

De acuerdo con lo anterior la relación aire/ combustible, se calcula a partir de la ecuación (11), obteniendo los siguientes resultados:

$$A/F = \frac{M_{aire}}{M_{combustible}}$$

$$A/F = \frac{k(3.76 * N_2 + O_2)}{1C_{12} + H_{26}} = 14.93$$

Con la relación de aire/ combustible y la masa del aire por ciclo podemos calcular la masa de combustible por ciclo.

$$M_{combustible*ciclo} = \frac{M_{aire*ciclo}}{A/F}$$

$$M_{combustible*ciclo} = \frac{0.00298628 \text{ kg}}{14.93} = 0.00019961 \text{ kg}$$

Para obtener la cantidad de carbono, nitrógeno y agua que genera este motor por cada kilogramo de combustible se utiliza una regla de tres con los valores ya obtenidos en el balance estequiométrico, los resultados se pueden evidenciar en la tabla 4-3.

Tabla 4-5. Relación de composición de carbono, nitrógeno y agua para cálculo de cantidad de emisiones.

Compuesto químico		Cantidad generada [kg*ciclo]
Carbono	CO_2	1,06E-04
Nitrógeno	N_2	3,05E-03
Agua	H_2O	4,68E-05

Nota. La Tabla 4-5, muestra los valores de generación de emisiones de carbono, nitrógeno y Agua. Estos cálculos se relacionan en detalle en el anexo 4.

La cantidad de emisiones generadas operando a 1400 rpm se muestra en la tabla 3-7 a continuación.

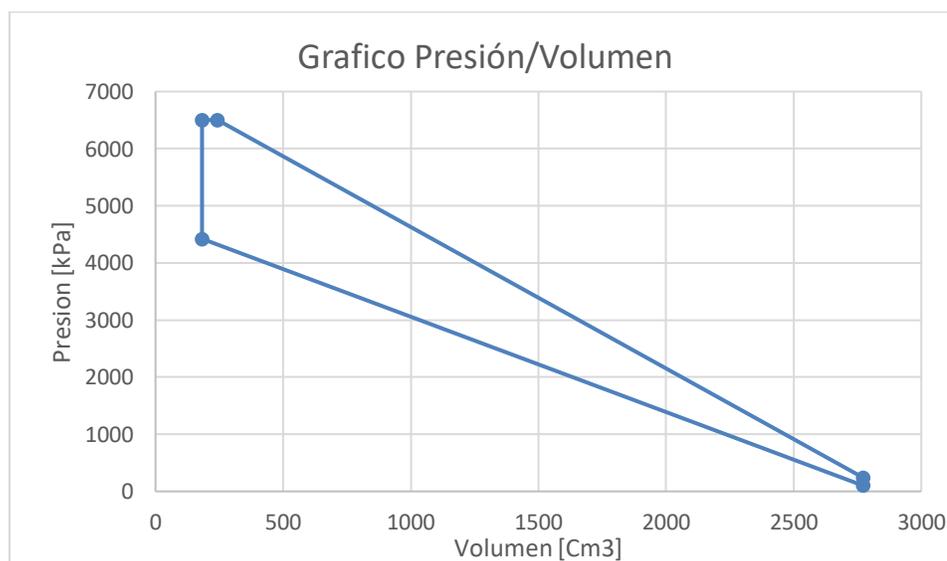
Tabla 4-6. Relación de cantidad generada de carbono, nitrógeno y agua.

Compuesto químico		Cantidad generada [kg*ciclo]	Cantidad generada a 1400 rpm [kg*min]
Carbono	CO_2	1,06E-04	0,07
Nitrógeno	N_2	3,05E-03	2,14
Agua	H_2O	4,68E-05	0,03

Nota. La Tabla 4-6 representa la relación de conversión en Kg. Nin de compuesto químico generado en un motor Dual de pistones opuestos Diesel trabajando a 1400 R.P.M.

La grafica correspondiente a la relación presión/Volumen se muestra e la figura 4-2, a continuación:

Figura 4-2. Gráfico presión/Volumen.



Nota. La Figura 4-2 representa la gráfica de presión/ Volumen del motor dual.

Los resultados con respecto a la eficiencia del motor se muestran en la tabla 4-7.

Tabla 4-7. Resultados eficiencia térmica

Variable	Valor
Eficiencia térmica indicada	61.04%
Temperatura de escape [K]	628.65
Residuo de escape	6.17%
Trabajo Neto [kJ]	1.632
Masa mezcla [kg]	2.99E-03
Masa combustible [kg]	1,87E-04

Nota. La Tabla 4-7 indica los valores de eficiencia de motor dual; estos datos se pueden visualizar en el anexo 2-hoja de cálculo.

Capítulo 5: Comparación de motor Diésel y motor dual de cilindros opuestos de dos tiempos Diésel

5.1. Comparación de resultado de los ciclos termodinámicos

Los resultados obtenidos a partir de la formulación en hoja de Excel del motor de cuatro tiempos y el motor de pistones opuestos diésel se proporcionan en la tabla 5-1.

Tabla 5-1. Valores de parámetros obtenidos mediante formulación en Excel para ciclos termodinámicos.

Motor	Jumo 207A	Mp10
Eficiencia térmica indicada	61,04%	49,46%
Temperatura máxima [K]	1839,63	3269,39
Temperatura de escape [K]	628,65	1240
Presión máxima [kPa]	6503,40	4343,96
Residuo de escape	6,17%	1,68%
Trabajo Neto [kJ]	1,63	3,22
Masa mezcla [kg]	2,99E-03	2,45E-03
Masa combustible [kg]	1,87E-04	1,54E-04

Nota. La Tabla 5-1 muestra los resultados comparativos de eficiencias termodinámicas.

El trabajo reducido es el resultado de la temperatura máxima del cilindro inherentemente más baja para una presión de admisión dada en el motor de pistones opuestos y también es el resultado del sistema de carga de aire empleado, como se evidencia en la tabla 5-1; de la cual se puede establecer que el motor de pistones opuestos diésel cuenta con un 11.58% mayor de eficiencia térmica indicada que el motor de cuatro tiempos diésel, con un beneficio adicional de un 43.74% menos de temperatura máxima del cilindro, pero un 33.2% más de presión en el cilindro en comparación con el motor de cuatro tiempos.

El motor de pistones opuestos diésel mantiene su beneficio de eficiencia térmica indicada sobre el motor de cuatro tiempos diésel, teniendo en cuenta su menor temperatura

máxima del cilindro y una mayor presión máxima del cilindro en comparación con el motor de cuatro tiempos. El aumento de la eficiencia térmica nuevamente resulta de una combinación de pérdidas reducidas en la eficiencia debido a la combustión de duración finita y transferencia de calor.

5.2.Comparación de los resultados obtenidos de las emisiones

Los resultados de las emisiones generadas por el motor de cuatro tiempos y pistones opuestos diésel operando a 1400 rpm se proporcionan en la tabla 5-2.

Tabla 5-2. Valores de parámetros de emisiones de motores 4 tiempos y Dual.

Motor	Jumo 207A	Mp10	%
m_{aire} [kg]	2,090396	1,713675	21,98%
$m_{combustible}$ [kg]	0,139926	0,114709	21,98%
m_{CO_2} [kg]	0,074	0,061	21,98%
m_{N_2} [kg]	2,135	1,750	21,98%
m_{H_2O} [kg]	0,033	0,027	21,98%

Nota. La Tabla 5-2 muestra un esquema comparativo de dos motores Diésel en función de sus emisiones.

Se puede evidenciar en los datos mostrados en la tabla5-2, que el motor de pistones opuestos diésel genera un 21.98% más de emisiones contaminantes que el motor de cuatro tiempos diésel, el aumento en la cantidad de dióxido de carbono es principalmente generado a la mayor cantidad de masa de combustible que requiere el motor Jumo 207A, esto considerando que, además, cuenta con un 21.9% de masa de aire en el cilindro y masa de combustible más que el motor de cuatro tiempos diésel.

Capítulo 6: Análisis de resultados

Al analizar los datos obtenidos en los cálculos de los ciclos termodinámicos tales como eficiencia térmica indicada, presión máxima por cilindro, temperatura por cilindro, emisiones generadas entre otros, se pueden evidenciar importantes diferencias entre los dos motores; una de estas la eficiencia térmica indicada del 11.58% a favor del motor Jumo 207A de pistones opuestos y dos tiempos diésel que resulta de una combinación de pérdidas reducidas en la eficiencia debido a la combustión de duración finita y transferencia de calor debido a su arquitectura la cual carece de culata y los componentes móviles que esta contiene.

Con respecto a las emisiones podemos encontrar que el motor de Jumo 207A genera más emisiones contaminantes en comparación con el motor Mack Mp10 el cual genera un 21.98% menos en emisiones, esta diferencia es generada gracias a que el motor de pistones opuestos y dos tiempos diésel cuenta con un flujo masico de aire en el cilindro más elevado dado principalmente por el volumen desplazado esto genera que aumente la cantidad de masa de combustible en el cilindro, al consumirse más cantidad de combustible el motor Jumo 207A presenta una cantidad de emisiones más elevadas.

El motor de pistones opuestos y dos tiempos diésel resulta ser más eficiente frente al motor de cuatro tiempos diésel, pero presenta una cantidad más elevada de emisiones contaminantes (CO_2 , N_2 , H_2O) por kilogramo de combustible consumido a una razón de 1400 rpm, Esto debido a que la combustión en el motor de cuatro tiempos se genera cada dos giros del cigüeñal mientras que para el dos tiempos la combustión se genera cada giro del cigüeñal, esto genera más emisiones por fracción de tiempo.

Conclusiones

Con respecto a la geometría del motor 4 tiempos en función del volumen desplazado, la relación de compresión el uso de Combustible Diésel se concluyó que para el caso del motor Diésel la configuración geométrica está dada por los puntos 2,3,4 4, 5, 6 y 7 los cuales presentan una disminución de volumen entre los punto 2 ($1,43E-04$) y 3 ($5,29E-04$) con pérdida de calor en punto 5 (-1339,18); de igual forma la configuración del motor dual en función de estos parámetros se da en función de los puntos del ciclo termodinámico 1,2, X, 3 y 4, los cuales indican un aumento del volumen entre los puntos 1 ($2,77 E -04$) y 2 ($1,82E-04$), para 3 el punto X el volumen desplazado es el mismo en el punto 2, mientras que para los puntos hay una disminución del volumen desplazado; aquí la configuración de las relaciones de compresión aumentan en los puntos 2, X y 3.

Las variables para ciclos termodinámicos cerrados analizadas en el proyecto son presión del ciclo, temperatura del ciclo, volumen del ciclo, trabajo del ciclo, razón de corte del ciclo y calor, todas ellas aplicables tanto al motor de 4 tiempos Diésel y el motor Dual, las cuales se usaron para determinar las variaciones de ganancia o pérdida por punto del ciclo termodinámico.

Se realizó un análisis termodinámico detallado para demostrar la eficiencia fundamental de un motor de dos tiempos de pistones opuestos diésel sobre un motor de cuatro tiempos diésel convencional de tamaño geométrico comparable, para los cálculos de emisiones se asumió que ambos motores giraban a 1400 rpm., encontrándose que el motor de dos tiempos de pistones opuestos diésel tiene una mayor eficiencia térmica indicada en comparación con el motor de cuatro tiempos convencional diésel principalmente debido a la relación aire / volumen es más favorable a causa de la arquitectura del motor de pistones

opuestos, en donde su temperatura máxima es más baja pero su presión es más alta en comparación con el motor de cuatro tiempos.

En el análisis de emisiones de los motores se puede observar que, pese a que el motor de dos tiempos de pistones opuestos cuenta con una eficiencia térmica indicada más alta, también proporciona una cantidad de emisiones contaminantes (CO_2 , N_2 , H_2O) más elevada en comparación con el motor de cuatro tiempos diésel.

El motor Jumo 207A de dos tiempos diésel podría ser una alternativa al momento elegirse frente al motor Mack Mp10 de cuatro tiempos diésel en alguna aplicación si principalmente se tuviera en cuenta la eficiencia térmica indicada puesto que es una eficiencia elevada en comparación con el motor de cuatro tiempos, pero en cuestión de emisiones el motor Jumo 207A genera aproximadamente un 21.98% por kilogramo de combustible más emisiones en comparación con el motor de cuatro tiempos.

Referencias Bibliográficas

- INSHT. (2004). *Motores diésel: emisión de aerosoles de partículas y gases*. Madrid (España): INSHT.
- Álvarez F, J. A., & Callejón A, I. (2002). *Máquinas térmicas motoras-I*. Barcelona (España): EDICIONS UPC.
- Boada G, M. E. (2016). *Análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero*. Quito (Ecuador): UTE.
- Carranza S, Y. A. (2019). *Estudio teórico comparativo de características termodinámicas del desempeño de un motor de combustión operando con gasolina y con gas natural*. Scientia Et Technica.
- Castillo M, F. X. (2011). *Análisis de rendimiento, consumo y emisiones generadas por los vehículos híbridos*. Bogotá: U. Américas.
- Chalmers. (18 de junio de 2020). Recuperado el 14 de octubre de 2021, de <https://www.chalmers.se/en/education/programmes/masters-info/Pages/Mobility-Engineering.aspx>
- Consuegra, S. (2007). *Modulo Motores Diesel*. Fonseca (Colombia): ITSA.
- EPA. (15 de febrero de 2020). Recuperado el 12 de Octubre de 2021, de <https://www.epa.gov/emission-standards-reference-guide>
- Fromm, L., Herold, R., & Kowsedny, J. (2012). *MODERNIZING THE OPPOSED-PISTON ENGINE FOR MORE EFFICIENT MILITARY GROUND VEHICLE APPLICATIONS*. Michigan (EEUU): EYM.
- García M, A., Cendales L, E. D., & Eslava S, A. F. (2016). *INTERNAL COMBUSTION ENGINES (ICE) FUELLED USING ETHANOLGASOLINE BLENDS: REVIEW*. Bogotá: FUL.
- García S, G. F., & Chacón V, J. L. (2013). *Modelado de la combustión en motores Diésel: revisión del estado del arte*. Bucaramanga: UIS.
- Hugojunkers. (22 de noviembre de 2012). Recuperado el 12 de octubre de 2021, de <http://hugojunkers.bplaced.net/junkers-jumo-207.html>
- IBERO. (2012). *Termodinámica*. México D.F.: IBERO.

- Laplace. (12 de septiembre de 2021). Obtenido de http://laplace.us.es/wiki/index.php/Calor_y_calorimetr%C3%ADa
- MACK. (1 de enero de 2021). Recuperado el 2 de octubre de 2021, de <https://www.macktrucks.com.au/powertrain-and-suspensions/engines/mp10/>
- Martínez M, A. E. (2014). *Termodinámica general*. Mérida (Venezuela): U Andes.
- Morales, R., & Hernández G, A. (2014). *Caracterización de un motor de combustión interna con dos tipos de combustible*. México D.F.: Sanfandila.
- Motorauthority. (7 de febrero de 2021). Recuperado el 12 de octubre de 2021, de https://www.motorauthority.com/news/1131019_what-s-the-future-of-the-internal-combustion-engine
- Naik, S., Johnson, D., & Koszewnik, J. (2013). *Practical Applications of Opposed-Piston Engine Technology to Reduce Fuel Consumption and Emissions*. California (EEUU): Univ. of California Berkeley.
- Perdomo S, P. E. (2015). *Análisis teórico y práctico del motor de combustión interna del vehículo Toyota Prius*. Quito (Ecuador): UTE.
- Pirault, j. P., & Flint, M. (2010). *Opposed-Piston Engine Renaissance Power for the Future*. Boston (EE.UU.): Achates.
- Pulkrabek, W. W. (1997). *engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*. Berlín (Alemania): Prentice Hall.
- Regner, G., Herold, R., & Wahl M, D. (2011). *The Achates Power Opposed-Piston Two-Stroke Engine: Performance and Emissions Results in a Medium-Duty Application*. West Point Grey (EEUU): University of British Columbia.
- Shokrollahihassanbarough, F., A., A., & L, W. M. (2015). *Thermodynamic simulation comparison of opposed two-stroke and conventional four-stroke engines*. Bielsko-Biala (Polonia): Baztech.

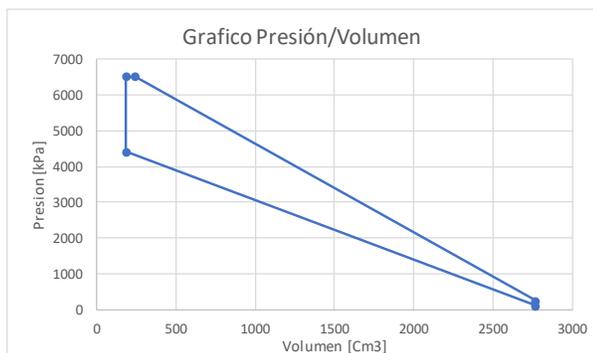
Anexos

Anexo 1. Hoja de Excel para cálculos de motor Jumbo dual

CARACTERISTICAS DEL MOTOR	Datos
Diametro [mm]	105
Carrera [mm]	320
Relacion de compresion	16,2
Volumen desplazado total [L]	16,6

Datos de inicio	
R [kJ/kg*K]	0,287
k [kJ/kg*K]	1,350
Temperatura 1 [K]	333
Volumen 1 [m ³]	2,77E-03
Masa de combustible inyectada por ciclo [kg]	1,87E-04
Masa de Gas al inicio de la compresion [kg]	2,99E-03
Presión 1 [kPa]	103
Relación aire/combustible	14,94
Cp [kJ/kg*K]	1,108
Cv [kJ/kg*K]	0,821
Eficiencia de combustión	0,98
Volumen de clearance [m ³]	1,82E-04
Volumen desplazado [m ³]	2,77E-03
Poder calorifico inferior PCI	43100

Eficiencia termica indicada	61,04%
Temperatura de escape [K]	628,65
Residuo de escape	6,17%
Trabajo Neto [kJ]	1,632
Masa mezcla [kg]	2,99E-03
Masa combustible [kg]	1,87E-04



Diámetro-carrera: 105 mm x (2) 160 mm

Cubicaje: 16,62 litros

Dimensiones: longitud 2.263 mm; anchura 645 mm; altura 1.271 mm

Peso: 595 kg en vacío

Relación de compresión: 16,2 : 1

Consumo: entre 122 y 129 litros por hora a potencia estable, de 182 a 193 litros a plena potencia

Potencias:

-máximo al despegue: 880 hp a 2.800 rpm, durante un máximo recomendado de tres minutos.

-máximo en vuelo: 750 hp a 2.500 rpm, durante un máximo recomendado de treinta minutos.

-máximo estable: 650 hp a 2.300 rpm, sin límite de tiempo.

Punto 2	
Presion [kPa]	4417,4
Temperatura [K]	881,6
Volumen [m ³]	1,82E-04
Trabajo [kJ]	-1,3
Calor	0

Punto X	
Presion [kPa]	6503,4
Temperatura [K]	1383,3
Volumen [m ³]	1,82E-04
Trabajo [kJ]	0
Calor [kJ]	8,1
Razon de Presion	1,5

Punto 3	
Presion [kPa]	6503,4
Temperatura [K]	1839,6
Volumen [m ³]	2,42E-04
Razon de corte	1,3
Trabajo [kJ]	0,4

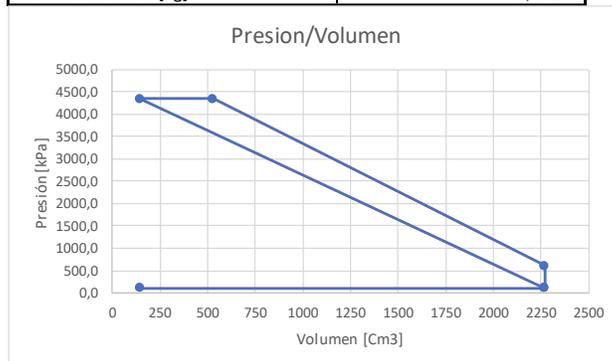
Punto 4	
Presion [kPa]	242,8
Temperatura [K]	785,0
Volumen [m ³]	2,77E-03
Trabajo [kJ]	2,586

Anexo 2. Hoja de Excel para cálculos motor MP10

CARACTERISTICAS DEL MOTOR	Datos
Diametro [mm]	131
Carrera [mm]	158
Relacion de compresion	16
Volumen desplazado total [L]	16,1

Datos de inicio	
R [kJ/kg*K]	0,287
k [kJ/kg*K]	1,35
Temperatura 1 [K]	333,00
Volumen 1 [m ³]	2,27E-03
Presión 1 [kPa]	103,0
Relación aire/combustible	14,94
Cp [kJ/kg*K]	1,108
Cv [kJ/kg*K]	0,821
Eficiencia de combustión	0,98
Volumen de clearance [m ³]	1,42E-04
Volumen desplazado [m ³]	2,13E-03
Poder calorífico inferior PCI	43100

Eficiencia termica indicada	49,46%
Temperatura de escape [K]	1240
Residuo de escape	1,68%
Trabajo Neto [kJ]	3,22
Masa mezcla [kg]	2,45E-03
Masa combustible [kg]	1,54E-04



Punto 2	
Presion [kPa]	4343,96
Temperatura [K]	877,75
Volumen [m ³]	1,42E-04
Trabajo [kJ]	-1,09
Calor	0
Entropia [kJ/K]	0

Punto 3	
Presion [kPa]	4343,96
Temperatura [K]	3269,39
Volumen [m ³]	5,29E-04
Razon de corte	3,72
Trabajo [kJ]	1,68
Calor	2649,93
Entropia [kJ/K]	2,64E-03

Punto 4	
Presion [kPa]	607,53
Temperatura [K]	1964,16
Volumen [m ³]	2,27E-03
Trabajo [kJ]	2,62
Calor	0
Entropia [kJ/K]	2,64E-03

Punto 5	
Presion [kPa]	103,00
Volumen [m ³]	2,27E-03
Trabajo [kJ/kg]	0
Calor	-1339,18

Punto 6	
Presion [kPa]	103,00
Volumen [m ³]	1,42E-04
Trabajo [kJ/kg]	-0,22

Punto 7	
Presion [kPa]	103,0
Volumen [m ³]	2,13E-03
Trabajo [kJ/kg]	0,20

Anexo 3. Comparación mediante hoja de Excel motor MP10 VS JUMBO 207A

Calculos termodinamicos		
Motor	Jumo 207A	Mp10
Eficiencia termica indicada	61,04%	49,46%
Temperatura maxima [K]	1839,63	3269,39
Temperatura de escape [K]	628,65	1240
Presion maxima [kPa]	6503,40	4343,96
Residuo de escape	6,17%	1,68%
Trabajo Neto [kJ]	1,63	3,22
Masa mezcla [kg]	2,99E-03	2,45E-03
Masa combustible [kg]	1,87E-04	1,54E-04

Calculos de emisiones a 1400 rpm			
Motor	Jumo 207A	Mp10	%
M_{aire} [kg]	2,090396	1,713675	21,98%
$M_{combustible}$ [kg]	0,139926	0,114709	21,98%
M_{CO_2} [kg]	0,074	0,061	21,98%
M_{H_2} [kg]	2,135	1,750	21,98%
M_{H_2O} [kg]	0,033	0,027	21,98%

Anexo 4. Hoja de Excel para cálculo de emisiones.

Balance estequiométrico para 1 kg de combustible consumido.	
$C_{12}H_{26} + k(3.76 * N_2 + O_2) = aCO_2 + bH_2O + cN_2$	
$(1 * C_{12}H_{26}) + 18.5 * (3.76 * N_2 + 1 * O_2) = (12 * CO_2) + (13 * H_2O) + (69.56 * N_2)$	

Masa molar de los elementos quimicos	
Elemento quimico	Masa molar
Oxigeno O_2 [kg/kmol]	32
Carbono C [kg/kmol]	12
Hidrogeno H [kg/kmol]	1
Nitrogeno N [kg/kmol]	14

a	12
b	13
c	69,56
k	18,5

Emisiones generadas por kilogramo de combustible	
Compuesto quimico	Emisiones/kg combustible
Carbono CO_2 [kg]	528
Nitrógeno	1947,68
Agua	234

Relacion Aire/ Combustible	14,93929412
----------------------------	-------------

Emisiones generadas por ciclo		
Motor	Jumo 207A	Mp10
M_{aire} [kg]	2,99E-03	0,0024481
$M_{combustible}$ [kg]	2,00E-04	0,0001639
M_{CO_2} [kg]	1,06E-04	8,65E-05
M_{N_2} [kg]	3,05E-03	2,50E-03
M_{H_2O} [kg]	4,68E-05	3,83E-05

Emisiones generadas a @1400 Rpm		
Motor	Jumo 207A	Mp10
M_{aire} [kg]	2,090396	1,713675
$M_{combustible}$ [kg]	0,139926022	0,1147092
M_{CO_2} [kg]	0,074	0,061
M_{N_2} [kg]	2,135	1,750
M_{H_2O} [kg]	0,033	0,027