



UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA EQUINOCCIAL

**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA E
INDUSTRIAS**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**ANÁLISIS TEÓRICO TERMODINÁMICO DEL CICLO DIÉSEL
CON COMBUSTIBLE ECUATORIANO Y COMBUSTIBLE
EXTRANJERO**

**TRABAJO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

MARCO ESTEBAN BOADA GUALSAQUÍ

DIRECTOR: ING. EDWIN RAMIRO TAMAYO

Quito, junio 2016

© Universidad Tecnológica Equinoccial. 2016
Reservados todos los derechos de reproducción

FORMULARIO DE REGISTRO BIBLIOGRÁFICO

PROYECTO DE TITULACIÓN

DATOS DE CONTACTO	
CÉDULA DE IDENTIDAD:	100348056-1
APELLIDO Y NOMBRES:	Boada Gualsaquí Marco Esteban
DIRECCIÓN:	Alejandro Plaza y Vicente Gavilánez
EMAIL:	marcoboada1991@gmail.com
TELÉFONO FIJO:	062924710
TELÉFONO MOVIL:	0989358580

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero.
AUTOR O AUTORES:	Marco Esteban Boada Gualsaquí
FECHA DE ENTREGA DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	22/06/2016
DIRECTOR DEL PROYECTO DE TITULACIÓN:	Ing. Edwin Tamayo
PROGRAMA	PREGRADO <input checked="" type="checkbox"/> POSGRADO <input type="checkbox"/>
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero Automotriz
RESUMEN: Mínimo 250 palabras	<p>El análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y con combustible extranjero, tiene como fin determinar si la calidad del combustible ecuatoriano es mejor que la calidad del combustible colombiano, para lo cual mediante el método investigativo se plasmó el marco teórico con temas puntuales como son: transformaciones termodinámicas, procedencia del petróleo y su caracterización, definición y componentes del motor diésel, tiempos de funcionamiento teórico y real del motor de cuatro tiempos diésel y propiedades del combustible diésel. Para el análisis de resultados se realizan los cálculos con las especificaciones de la camioneta Toyota Hilux Diésel 2.5L con</p>

	<p>capacidad de hasta 2.5 toneladas, de la cual se calcula los parámetros básicos de un motor de combustión interna para poder realizar un ciclo de trabajo, también se realiza el análisis termodinámico teórico con combustible ecuatoriano calculando: presión media, potencia indicada, potencia efectiva, par máximo, rendimiento mecánico, rendimiento específico y consumo específico de combustible; y de igual forma el análisis termodinámico teórico con combustible colombiano, porque las variables al calcular la presión media cambia debido a la composición del diésel colombiano que es diferente.</p> <p>Es muy importante determinar la composición y cantidad de aire que ingresa al cilindro al saber que en el tiempo de admisión en motores diésel solo ingresa aire para luego en el tiempo de combustión inyectar el gasoil y que se produzca la expansión, pero también se explica que el aire está compuesto por oxígeno, hidrógeno, nitrógeno, etc.</p> <p>La caracterización del diésel ecuatoriano está presentado en el análisis de resultados y fue realizado en el laboratorio químico de la facultad de ingeniería química de la Universidad Central del Ecuador; los puntos más importantes que indica la caracterización es el grado API, el índice de cetano; al visualizar los dos tipos de diésel se distingue que el diésel ecuatoriano tiene un color más oscuro que el diésel colombiano.</p>
PALABRAS CLAVES:	Termodinámica, motor, diésel, combustión, química, consumo, gasoil
ABSTRACT:	Thermodynamic theoretical analysis of the diesel cycle with Ecuadorian fuel and foreign

fuel, intended to determine whether the quality of Ecuadorian fuel is better than the quality of Colombian fuel, which by the investigative method the theoretical framework is shaped with specific issues such as are: thermodynamic transformations, origin of oil and its characterization, definition and diesel engine components, theoretical performance times and real four-stroke diesel engine and diesel fuel properties. For the analysis of results calculations specifications of the Toyota Hilux 2.5L diesel with a capacity of up to 2.5 tons, of which the basic parameters of an internal combustion engine is calculated to perform a work cycle are performed, also the theoretical thermodynamic analysis is performed by calculating fuel Ecuador: medium pressure, indicated power, active power, maximum torque, mechanical performance, specific performance and specific fuel consumption; and similarly the theoretical thermodynamic analysis with Colombian fuel, because the variables to calculate the average pressure changes due to the composition of the Colombian diesel is different.

It is very important to determine the composition and quantity of air entering the cylinder to know that at the time of admission diesel engines just enter air and then in the burning time inject diesel and expansion occurs, but also explained that the air comprises oxygen, hydrogen, nitrogen, etc. Ecuadorian diesel characterization is presented in the analysis of results and was conducted in the chemical laboratory of the faculty of chemical engineering at the Universidad Central del Ecuador; the most

	important points indicating characterization is the API degree, the cetane number; when viewing the two types of diesel is distinguished that the Ecuadorian diesel has a darker than the Colombian diesel color.
KEYWORDS	Thermodynamics, engine, diesel, combustion, chemical, consumption

Se autoriza la publicación de este Proyecto de Titulación en el Repositorio Digital de la Institución.



BOADA GUALSAQUÍ MARCO ESTEBAN

100348056-1

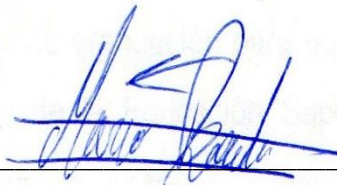
DECLARACIÓN Y AUTORIZACIÓN

Yo, **BOADA GUALSAQUI MARCO ESTEBAN**, CI 100348056-1 autor del proyecto titulado: **Análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero** previo a la obtención del título de **Ingeniero Automotriz** en la Universidad Tecnológica Equinoccial.

Declaro tener pleno conocimiento de la obligación que tienen las Instituciones de Educación Superior, de conformidad con el Artículo 144 de la Ley Orgánica de Educación Superior, de entregar a la SENESCYT en formato digital una copia del referido trabajo de graduación para que sea integrado al Sistema Nacional de información de la Educación Superior del Ecuador para su difusión pública respetando los derechos de autor.

Autorizo a la BIBLIOTECA de la Universidad Tecnológica Equinoccial a tener una copia del referido trabajo de graduación con el propósito de generar un Repositorio que democratice la información, respetando las políticas de propiedad intelectual vigentes.

Quito, 22 de Junio del 2016



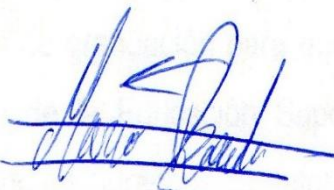
Boada Gualsaqui Marco Esteban

100348056-1

DECLARACIÓN

Yo **MARCO ESTEBAN BOADA GUALSAQUÍ**, declaro que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Tecnológica Equinoccial puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Marco Boada', is written over a horizontal line. The signature is stylized and cursive.

Marco E. Boada G.

C.I. 100348056-1

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo que lleva por título “Análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero”, que, para aspirar al título de Ingeniero Automotriz fue desarrollado por el Sr. Marco Esteban Boada Gualsaquí, bajo mi dirección y supervisión, en la Facultad de Ciencias de la Ingeniería e Industrias; y cumple con las condiciones requeridas por el reglamento de Trabajos de Titulación artículos 19, 27 y 28.



Ing. Edwin Ramiro Tamayo
DIRECTOR DEL TRABAJO
C.I. 170860146-1

DEDICATORIA

A mi esposa Pau y a mi hijo Martin por ser una inspiración diaria para ser exitoso en todas mis actividades, y con esta meta cumplida trazarnos más objetivos como familia y seguir superándonos unidos.

A mis padres por siempre estar junto a mí apoyándome en todo y haciéndome sentir seguro de mis capacidades.

A mis hermanos que siempre han confiado en mí espero seguir siendo guía para su vida profesional.

AGRADECIMIENTO

Agradecimiento a Dios y a la Santísima Virgen del Quinche por permitirme lograr esta meta.

A mi familia por permitirme formarme en una prestigiosa universidad que es la UTE y obtener el título de ing. Automotriz

Agradezco al ing. Edwin Tamayo por la colaboración prestada en la dirección de esta tesis y los conocimientos impartidos en el aula.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	viii
ABSTRACT	ix
1. INTRODUCCIÓN	1
2. MARCO TEÓRICO	3
2.1. TERMODINÁMICA.....	3
2.2. TRANSFORMACIONES TERMODINÁMICAS	4
2.2.1.1. Parámetros básicos de un motor de combustión interna para poder realizar un ciclo de trabajo	5
2.3. PETRÓLEO.....	8
2.3.1.1. PROCEDENCIA DEL PETRÓLEO	8
2.3.1.2. Caracterización del petróleo	9
2.3.1.3. Contenido de azufre	9
2.4. EL MOTOR DIÉSEL.....	9
2.4.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	9
2.4.2. EL MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN	9
2.4.2.1. Elementos constructivos del motor diésel.....	10
2.4.2.2. Ciclo teórico de un motor diésel de cuatro tiempos.....	12
2.4.2.3. Cálculos para analizar el ciclo ideal del motor	16
2.4.2.4. Ciclo real de un motor diésel de cuatro tiempos	18
2.4.2.5. Cálculos para analizar el ciclo real de un motor diésel ...	20

2.4.2.6.	Ecuaciones que permiten analizar termodinámicamente los tiempos de funcionamiento de un motor de cuatro tiempos diésel.....	25
2.4.2.7.	Calores específicos	26
2.4.2.8.	Entalpía	26
2.4.2.9.	Rendimiento del ciclo diésel	28
2.4.2.10.	Relación estequiométrica	29
2.5.	DIÉSEL	31
2.5.1.1.	Propiedades del diésel	35
3.	METODOLOGÍA	38
4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	43
4.1.	CILINDRADA TOTAL Y VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMPRESIÓN	43
4.1.1.1.	Cilindrada unitaria.....	45
4.1.1.2.	Cilindrada total.....	45
4.1.1.3.	Volumen de la cámara de compresión.....	45
4.2.	DIÉSEL ECUATORIANO	46
4.3.	DIAGRAMA TEÓRICO DEL DIÉSEL EN LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL MOTOR 2.5L.....	49
4.4.	TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL CON COMBUSTIBLE ECUATORIANO.....	50
4.4.1.1.	TEMPERATURA DESPUÉS DEL TURBO COMPRESOR [TK]	50
4.4.1.2.	Densidad del aire.....	50

4.4.1.3.	Número de moles de aire de admisión $[n]$	51
4.4.1.4.	Relación Estequiométrica	52
4.4.1.5.	Relación aire combustible.....	54
4.4.1.6.	Cantidad teórica de aire $[L_o]$	54
4.4.1.7.	Cantidad total de aire $[M_1]$	55
4.4.1.8.	Factor de productos de combustión $[M_2]$	56
4.4.1.9.	Coeficiente teórico de variación molecular $[\mu O]$	56
4.4.1.10.	Combustión dentro del cilindro	56
4.4.1.11.	Presión media indicada $[P_i]$	56
4.4.1.12.	Potencia indicada $[N_i]$	57
4.4.1.13.	Potencia efectiva $[N_e]$	57
4.4.1.14.	Presión media efectiva $[PME]$	58
4.4.1.15.	Par $[M_m]$	58
4.4.1.16.	Rendimiento termodinámico $[\eta_t]$	59
4.4.1.17.	Rendimiento mecánico $[\eta_m]$	59
4.4.1.18.	Rendimiento volumétrico $[\eta_v]$	60
4.4.1.19.	Consumo indicado de combustible $[g_i]$	60
4.4.1.20.	Consumo específico de combustible $[g_e]$	61
4.4.1.21.	Resultados teóricos	61
4.5.	DIAGRAMA TEÓRICO DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL MOTOR 2.5L CON COMBUSTIBLE ECUATORIANO.....	61
4.6.	TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL CON COMBUSTIBLE COLOMBIANO	62
4.6.1.	BALANCE DE MASA.....	63
4.6.2.	COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES DEL FUEL OIL (DIÉSEL COLOMBIANO).....	64

4.6.3. ECUACIÓN DE COMBUSTIÓN PARA COMBUSTIBLES CON PESO MOLECULAR DESCONOCIDO (DIÉSEL COLOMBIANO)	64
4.6.4. CANTIDAD TEÓRICA DEL AIRE DE COLOMBIA	66
4.6.5. Combustión dentro del cilindro.....	67
4.6.5.1. Presión media indicada [Pi]	67
4.6.5.2. Potencia indicada [Ni]	68
4.6.5.3. Potencia efectiva [Ne].....	68
4.6.5.4. Presión media efectiva [PME].....	68
4.6.5.5. Par [Mm].....	69
4.6.5.6. Rendimiento termodinámico [η_t].....	69
4.6.5.7. Rendimiento mecánico [η_m]	70
4.6.5.8. Rendimiento volumétrico [η_v]	70
4.6.5.9. Consumo indicado de combustible [gi]	70
4.6.5.10. Consumo específico de combustible [ge].....	70
4.6.5.11. Resultados teóricos con combustible colombiano.....	71
4.7. DIAGRAMA TEÓRICO DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL MOTOR 2.5L CON COMBUSTIBLE COLOMBIANO.....	71
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	74
5.1. CONCLUSIONES.....	74
5.2. RECOMENDACIONES	75
BIBLIOGRAFÍA.....	76
ANEXOS	79

ÍNDICE DE TABLAS

PÁGINA

Tabla 1. Composición simplificada del aire seco y húmedo.....	29
Tabla 2. Norma NTE INEN 1489:2012. Requisitos del diésel N°1	32
Tabla 3. Norma NTE INEN 1489:2012. Requisitos del diésel N°2	33
Tabla 4. Norma NTE INEN 1489:2012. Requisitos del diésel Premium	34
Tabla 5. Balance de masa para el proceso para la combustión del diésel ...	40
Tabla 6. Ficha Técnica camioneta Toyota Hilux Diésel	44
Tabla 7. Composición del Diésel (peso molar)	46
Tabla 8. Temperaturas de destilación en °C corregidas a 760mmHg	47
Tabla 9. Resultado del Diésel Premium.....	48
Tabla 10. Datos para el diagrama teórico del Diésel	49
Tabla 11. Componentes del diésel	55
Tabla 12. Resultados de los parámetros dentro de la combustión.....	61
Tabla 13. Datos para el diagrama teórico con combustible ecuatoriano	62
Tabla 14. Balance de masa.....	63
Tabla 15. COMPOSICIÓN SIMPLIFICADA DEL AIRE SECO Y HÚMEDO .	65
Tabla 16. Análisis del diésel colombiano	66
Tabla 17. Propiedades del diésel colombiano	66
Tabla 18. Resultados de los parámetros dentro de la combustión.....	71
Tabla 19. Datos para el diagrama teórico con combustible colombiano	71

ÍNDICE DE FIGURAS

PÁGINA

Figura 1. Segunda ley de la termodinámica	4
Figura 2. Transformaciones Termodinámicas	5
Figura 3. Parámetros geométricos del Motor	7
Figura 4. Partes principales de un Motor Diésel	11
Figura 5. Funcionamiento del Motor Diésel de 4 tiempos.....	13
Figura 6. Ciclo de Admisión y Ciclo de Compresión.....	14
Figura 7. Fase de Expansión y Combustión.....	15
Figura 8. Ciclo ideal del Motor Diésel.....	16
Figura 9. Ciclo diésel ideal	16
Figura 10. Proceso de combustión en Motor Diésel	20
Figura 11. Ciclo real de un motor diésel.....	21
Figura 12. Distribución por números de carbono en los productos de petróleo	31
Figura 13. Efecto del azufre en la vida útil de un motor.....	36
Figura 14. Toyota Hilux turbo Diésel 2.5L	44
Figura 15. Curva teórica (azul).....	49
Figura 16. Curva Tractiva con combustible ecuatoriano (naranja).....	62
Figura 17. Esquema del proceso para la combustión del diésel.....	63
Figura 18. Curva tractiva con combustible colombiano (gris)	72

ÍNDICE DE ANEXOS

	PÁGINA
ANEXO 1. Datos para el diagrama teórico del Diésel	79
ANEXO 2. Datos para el diagrama teórico del Diésel Ecuatoriano	80
ANEXO 3. Datos para el diagrama teórico del Diésel Colombiano	81
ANEXO 4. Diésel Ecuatoriano	82
ANEXO 5. Diésel Colombiano	83

RESUMEN

El análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y con combustible extranjero, tiene como fin determinar si la calidad del combustible ecuatoriano es mejor que la calidad del combustible colombiano, para lo cual mediante el método investigativo se plasmó el marco teórico con temas puntuales como son: transformaciones termodinámicas, procedencia del petróleo y su caracterización, definición y componentes del motor diésel, tiempos de funcionamiento teórico y real del motor de cuatro tiempos diésel y propiedades del combustible diésel.

Para el análisis de resultados se realizan los cálculos con las especificaciones de la camioneta Toyota Hilux Diésel 2.5L con capacidad de hasta 2.5 toneladas, de la cual se calcula los parámetros básicos de un motor de combustión interna para poder realizar un ciclo de trabajo, también se realiza el análisis termodinámico teórico con combustible ecuatoriano calculando: presión media, potencia indicada, potencia efectiva, par máximo, rendimiento mecánico, rendimiento específico y consumo específico de combustible; y de igual forma el análisis termodinámico teórico con combustible colombiano, porque las variables al calcular la presión media cambia debido a la composición del diésel colombiano que es diferente.

Es muy importante determinar la composición y cantidad de aire que ingresa al cilindro al saber que en el tiempo de admisión en motores diésel solo ingresa aire para luego en el tiempo de combustión inyectar el gasoil y que se produzca la expansión, pero también se explica que el aire está compuesto por oxígeno, hidrógeno, nitrógeno, etc.

La caracterización del diésel ecuatoriano está presentado en el análisis de resultados y fue realizado en el laboratorio químico de la facultad de ingeniería química de la Universidad Central del Ecuador; los puntos más importantes que indica la caracterización es el grado API, el índice de cetano; al visualizar los dos tipos de diésel se distingue que el diésel ecuatoriano tiene un color más oscuro que el diésel colombiano.

ABSTRACT

Thermodynamic theoretical analysis of the diesel cycle with Ecuadorian fuel and foreign fuel, intended to determine whether the quality of Ecuadorian fuel is better than the quality of Colombian fuel, which by the investigative method the theoretical framework is shaped with specific issues such as are: thermodynamic transformations, origin of oil and its characterization, definition and diesel engine components, theoretical performance times and real four-stroke diesel engine and diesel fuel properties. For the analysis of results calculations specifications of the Toyota Hilux 2.5L diesel with a capacity of up to 2.5 tons, of which the basic parameters of an internal combustion engine is calculated to perform a work cycle are performed, also the theoretical thermodynamic analysis is performed by calculating fuel Ecuador: medium pressure, indicated power, active power, maximum torque, mechanical performance, specific performance and specific fuel consumption; and similarly the theoretical thermodynamic analysis with Colombian fuel, because the variables to calculate the average pressure changes due to the composition of the Colombian diesel is different. It is very important to determine the composition and quantity of air entering the cylinder to know that at the time of admission diesel engines just enter air and then in the burning time inject diesel and expansion occurs, but also explained that the air comprises oxygen, hydrogen, nitrogen, etc. Ecuadorian diesel characterization is presented in the analysis of results and was conducted in the chemical laboratory of the faculty of chemical engineering at the Universidad Central del Ecuador; the most important points indicating characterization is the API degree, the cetane number; when viewing the two types of diesel is distinguished that the Ecuadorian diesel has a darker than the Colombian diesel color.

1. INTRODUCCIÓN

Históricamente el combustible ecuatoriano era considerado de mala calidad ya que no existían leyes a los hidrocarburos, por lo cual se optaba por combustible colombiano cuando se necesitaba mejor calidad, actualmente el diésel expendido en Ecuador es mejor debido a los avances tecnológicos en los controles de calidad realizados por la Agencia de Regulación y Control Hidrocarburífero "ARCH", la cual es netamente una entidad del estado que posee laboratorios que permiten analizar los combustible que se expenden en el país. Es necesario tener combustible de buena calidad ya que se obtendrá menores emisiones de gases combustionados y así ser más amigables con el ambiente. Es necesario realizar un Análisis Teórico Termodinámico del ciclo Diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero porque mediante este análisis se determinará cuál de los dos tipos de combustible tiene mejores prestaciones teóricamente, para lo cual se debe conocer las leyes de la termodinámica con sus transformaciones termodinámicas, generalidades del motor diésel e identificar sus elementos principales, conocer el ciclo teórico y el ciclo real del motor diésel de cuatro tiempos.

El diésel es un derivado del petróleo también se lo conoce como gasoil, está compuesto por el 75% de hidrocarburos saturados y el 25% de hidrocarburos aromáticos, del cual una de sus aplicaciones es como combustible para automóviles. El estado ecuatoriano mediante el Instituto Ecuatoriano de Normalización emite la norma técnica NTE INEN 1489:2012, en la cual clasifica al diésel en tres tipos.

La calidad del combustible diésel depende absolutamente de la calidad del crudo del cual se lo deriva, la refinación se complica cuando el petróleo tiene alto contenido de azufre; si el diésel tiene alto contenido de azufre contamina en mayor escala el ambiente evacuando óxidos de nitrógeno, partículas, etc. Para una mejor comprensión del lector este trabajo ofrece una secuencia de capítulos para conocer las leyes de la termodinámica con sus transformaciones termodinámicas, generalidades del motor diésel e identificar

sus elementos principales, conocer el ciclo teórico y el ciclo real del motor diésel de cuatro tiempos.

Sin embargo, los contenidos de la presente tesis solo pretenden ser una pauta para quienes deseen ampliar esta investigación; puesto que hay mucho por conocer sobre el análisis termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y extranjero.

El objetivo general de la tesis es Analizar termodinámicamente el ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible colombiano.

Los objetivos específicos nos permiten:

- Conocer el funcionamiento teórico de un motor diésel y determinar parámetros para el ciclo termodinámico diésel.
- Determinar un análisis de las propiedades de los combustibles diésel nacional y extranjero, en relación de las curvas termodinámicas.
- Realizar los estudios comparativos en el motor diésel con combustible ecuatoriano y combustible extranjero.
- Analizar y comparar los resultados obtenidos con el combustible ecuatoriano y con el combustible colombiano.

2. MARCO TEÓRICO

En esta sección se identifica las transformaciones termodinámicas, parámetros básicos de un motor de combustión interna, definiciones del motor Diésel y sus componentes, los ciclos teórico y real del motor diésel de cuatro tiempos y la proporción en masa de combustible y comburente empleada en el proceso de combustión.

También contiene definiciones del diésel con sus propiedades y características; procedencia del diésel recalcando que la calidad depende del crudo del que se lo extrae; también la clasificación del gasoil que determina el Instituto Ecuatoriano de Normalización.

2.1. TERMODINÁMICA

La termodinámica resaltó en el siglo XVII por Thomas Savery y Thomas Newcomen construyendo las primeras máquinas de vapor atmosféricas en Inglaterra, ya para 1849 Lord Kelvin usó por primera vez el término termodinámica en un reporte local, en 1850 surgieron la primera y segunda ley de la termodinámica y en 1859 William Rankine publicó el primer libro sobre esta ciencia (CENGEL, 2012).

Las palabras griegas: therme cuyo significado en español es calor y Dynamis cuyo significado en español es fuerza forman el término termodinámica que es la ciencia de la energía la cual puede causar cambios, participa en todas las transformaciones que abarquen energía y materia lo cual amplía sus aplicaciones, un ejemplo es el motor de combustión interna Diésel (CENGEL, 2012).

Un sistema termodinámico es una parte del planeta seleccionada para analizarlo, éste puede ser: abierto, cerrado y aislado; el primero cambia energía y materia con el entorno, el segundo cambia energía pero no materia y el tercero no permite el cambio de energía ni de materia; sus características se las conoce como propiedades, las principales son: presión P, temperatura T, volumen V y masa m (CENGEL, 2012).

Los sistemas termodinámicos se encuentran balanceados al tener equilibrio térmico (mantiene la misma temperatura), equilibrio mecánico (mantiene la presión), equilibrio químico (no ocurren reacciones químicas) (CENGEL, 2012).

La figura 1 representa la segunda ley de la termodinámica en la cual el foco caliente cede calor y el foco frío recibe calor.

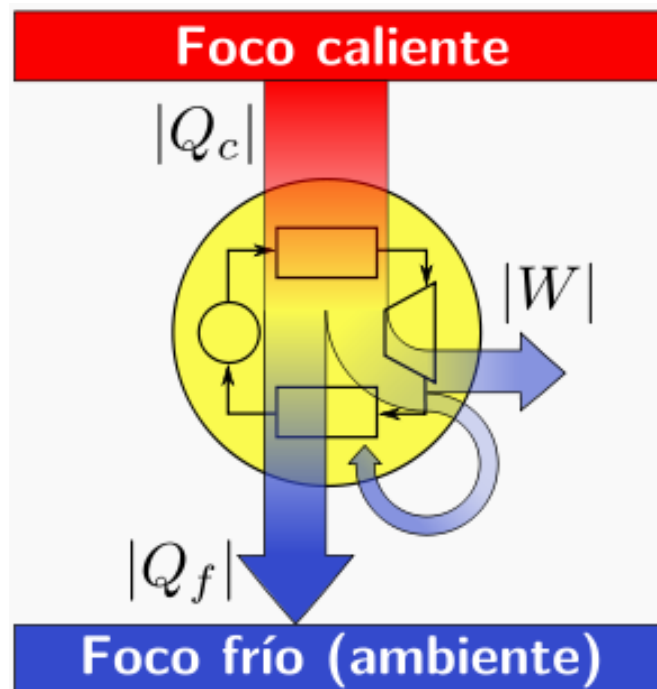


Figura 1. Segunda ley de la termodinámica (CALLEJA, 2011)

2.2. TRANSFORMACIONES TERMODINÁMICAS

En los procesos termodinámicos el prefijo “iso” determina si la propiedad particular no varía, siendo así:

- Proceso isotérmico: temperatura constante
- Proceso isobárico: presión constante
- Proceso isocórico: volumen constante
- Proceso adiabático: no intercambia calor con el exterior, por lo tanto la entropía es constante.

Entropía: mide el grado de organización del sistema (CENGEL, 2012).

En la figura 2 se presenta las transformaciones termodinámicas con sus respectivas gráficas y ecuaciones.

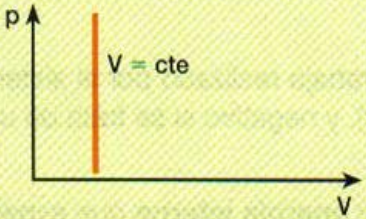
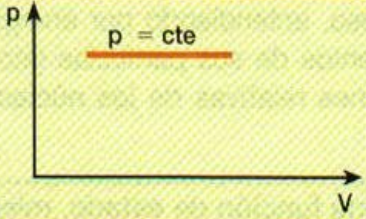
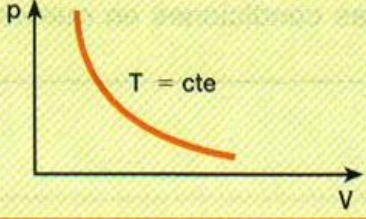
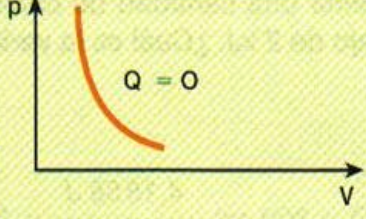
Transformación	Representación gráfica	Ecuación
Isocora ($V = \text{cte}$)		$p = k T$ (Segunda ley de Gay-Lussac)
Isobara ($p = \text{cte}$)		$V = k T$ (Primera ley de Gay-Lussac)
Isoterma ($T = \text{cte}$)		$p V = \text{cte}$ (Ley de Boyle-Mariotte)
Adiabática ($Q = 0$)		$p V^\gamma = \text{cte}$ (Ecuación de Poisson)

Figura 2. Transformaciones Termodinámicas
(AUTOMOTOR, 2016)

2.2.1.1. Parámetros básicos de un motor de combustión interna para poder realizar un ciclo de trabajo

Es importante definir los parámetros básicos del motor de combustión interna para poder realizar un ciclo de trabajo, estos son:

- Punto muerto superior (PMS): punto máximo en la carrera ascendente del pistón.

- Punto muerto inferior (PMI): punto mínimo en la carrera descendente del pistón.
- Diámetro (D): diámetro del cilindro [mm]
- Área del pistón (Ap): sección del pistón [m^2]; esta expresado en la ecuación 1:

$$A_p = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad [1]$$

$$A_p = \pi \cdot \frac{D^2}{4}$$

- Carrera (S): distancia que recorre el pistón desde PMI al PMS [mm]
- Volumen desplazado (V_D): volumen del cilindro o cilindrada unitaria; esta expresado en la ecuación 2, sus unidades son cm^3 :

$$V_D = A_p \cdot S \quad [2]$$

Reemplazando la ecuación 1 en la ecuación 2 se obtiene:

$$V_D = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S$$

- Volumen de la cámara de compresión (V_{cc}): el volumen presente cuando el pistón está en le PMS. [cm^3]
- Relación de compresión (r): es el número que determina la proporción en volumen, que se ha comprimido el aire dentro de la cámara de combustión de un cilindro; expresado en la ecuación 3, no tiene unidades por lo tanto es adimensional:

$$r = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}} \quad [3]$$

- Número de cilindros (Z): número de cilindros que posee el motor

- Cilindrada total (V_T): Volumen desplazado en todos los cilindros del motor; expresada en la ecuación 4, sus unidades son cm^3 :

$$V_T = V_D \cdot Z \quad [4]$$

Reemplazando la ecuación 2 en la ecuación 4, se obtiene:

$$V_T = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S \cdot z$$

En la figura 3 se identifica los parámetros geométricos del motor:

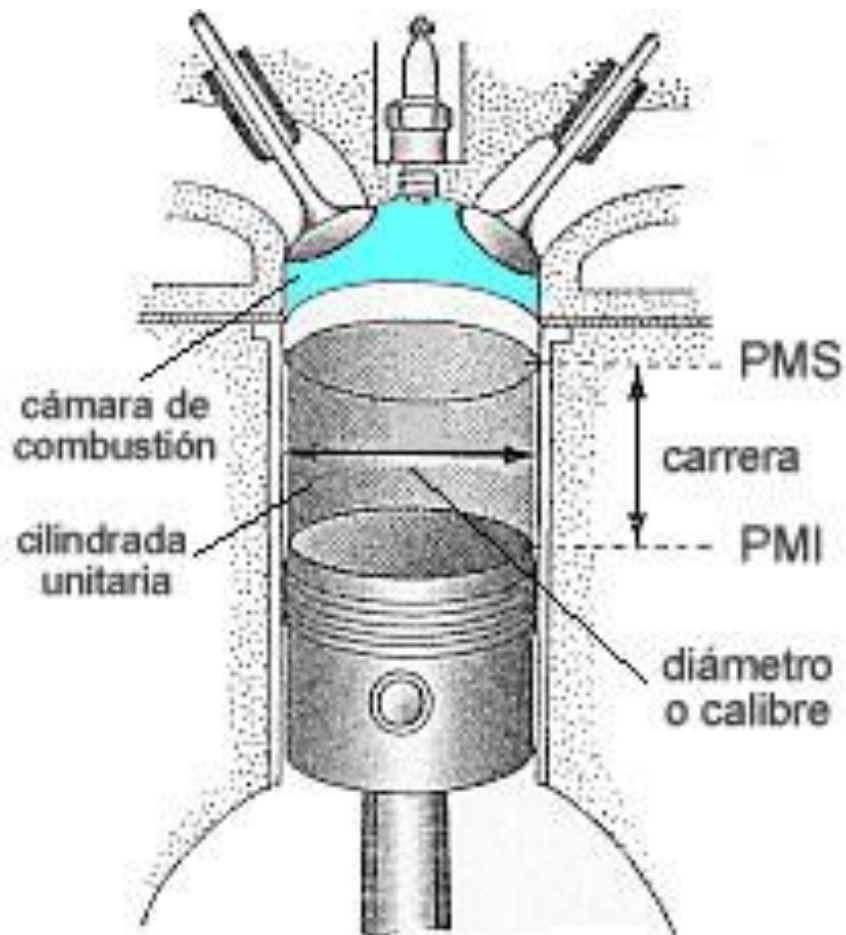


Figura 3. Parámetros geométricos del Motor
(meganeboy, 2016)

2.3. PETRÓLEO

La palabra petróleo significa “aceite de roca” proveniente del latín “petro” que es roca y “óleum” que es aceite; se define como líquido natural oleaginoso e inflamable, formado por una mezcla de hidrocarburos, se lo extrae del interior de la tierra, aparentemente es de color negro y la densidad se aproxima a:

$$95 \frac{gr}{ml}$$

Se sabe que asirios y babilonios lo usaron por primera vez para pegar ladrillos y en la medicina, actualmente se califica como una fuente de energía no renovable muy importante a nivel mundial ya que dinamiza la economía de muchos países exportadores, entre estos países se encuentra Ecuador y Colombia, de los cuales teóricamente se realizará un análisis termodinámico del ciclo diésel con combustible de cada uno de estos países.

2.3.1.1. Procedencia del petróleo

Se debe analizar el origen del crudo para determinar la calidad de composición del diésel; la clasificación del petróleo es: por el contenido de azufre, por el contenido de parafina y por la gravedad; según la gravedad pueden ser livianos (30° API), medianos (22°-29° API) y pesados (10°-21° API), esto se mide a través de los índices de gravedad API y del contenido de azufre del petróleo; al comparar el petróleo nacional con el crudo de West Texas Intermediate (WTI), se aprecia que el crudo ecuatoriano tiene mayor contenido de azufre, lo que indica que es de menor calidad; cabe mencionar que si el crudo es más liviano, más grados tiene en la escala del American Petroleum Institute (API) y en consecuencia su valor se eleva. Las plantas de producción de derivados del petróleo son las Refinerías, en donde una de los productos obtenidos son los combustibles como el diésel. Cada petróleo es único en su composición por ende los componentes químicos del crudo dependen del origen geográfico (VALLAREAL, 2016).

2.3.1.2. Caracterización del petróleo

Las propiedades que permiten clasificar rápidamente al petróleo son la gravedad API (medida de densidad) y el contenido de azufre. La gravedad API para obtener gasolina, combustible pesado y diésel, la refinería necesita crudo liviano con mayor proporción de moléculas pequeñas; por el contrario con crudo pesado proporciones más altas de moléculas más grandes se produce combustibles industriales pesados, asfalto y otros productos pesados, en la refinería la densidad de un crudo se expresa en términos de densidad API.

2.3.1.3. Contenido de azufre

El alto contenido de azufre presente en el petróleo complica la refinación del crudo de petróleo contaminando los catalizadores que apresuran ciertas transformaciones químicas, corroen el equipo de refinería, emanan ciertos compuestos de azufre, compuestos orgánicos volátiles, óxidos de nitrógeno y partículas a la atmosfera que no son amigables con el ambiente, al petróleo se lo considera sulfuroso si supera el 0.05% de ppm de azufre (ORTIZ, 2016).

2.4. EL MOTOR DIÉSEL

2.4.1. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El motor de combustión interna realiza la combustión en su interior, es una máquina térmica que cambia la energía calorífica presente en el combustible, a energía mecánica dando como resultado un trabajo que aplicado en el automóvil es el movimiento. Una de las clasificaciones del motor de combustión interna es el motor de encendido por compresión o motor diésel.

2.4.2. EL MOTOR DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

El motor Diésel creado por Rudolf Diésel (AUTOMOTOR, 2016).

Es un motor de combustión interna que trabaja con combustible gasoil más conocido como Diésel, en el cual al final del tiempo de compresión ya una vez comprimido el aire se suministra el gasoil por medio del inyector, regulado por la bomba de inyección, debido a la alta temperatura del aire, este se auto inflama para iniciar la combustión.

A mayor demanda de potencia del motor se inyecta más combustible ya que la regulación de la carga es cualitativa, “la proporción de combustible y aire del motor varía dependiendo de la demanda de potencia del motor” (CALLEJA, 2011).

En motores Diésel es posible encontrar bujías de precalentamiento que ayudan para arrancar en frío, calienta la cámara de combustión, estas se desconectan automáticamente cuando el motor trabaja normalmente (MASAQUIZA, 2012).

Existe motores diésel de dos tiempos y de cuatro tiempos, pero en Ecuador el primero es poco conocido, es por eso que se analiza el motor diésel de cuatro tiempos en el cual una de sus clasificaciones es mediante el tipo de inyección de gasoil para la combustión siendo inyección indirecta e inyección directa.

La primera es más antigua, y tiene una precámara alojada en la culata donde se inyecta el diésel se quema poca cantidad aumentando la presión, ésta se conecta con la cámara principal de combustión donde el resto del gasoil se encuentra con el aire comprimido y se combustiona totalmente; en cambio la inyección directa al momento que el pistón está por llegar al punto muerto superior ya con el aire comprimido inyecta el gasoil directamente a la cámara de combustión y procede a combustionar.

2.4.2.1. Elementos constructivos del motor diésel

Los componentes del motor de combustión interna diésel se los puede clasificar en elementos fijos y elementos móviles. Los elementos fijos que conforman el motor de combustión interna diésel son aquellos que permanecen estáticos en el momento de la combustión y se los puede identificar en la figura 4.

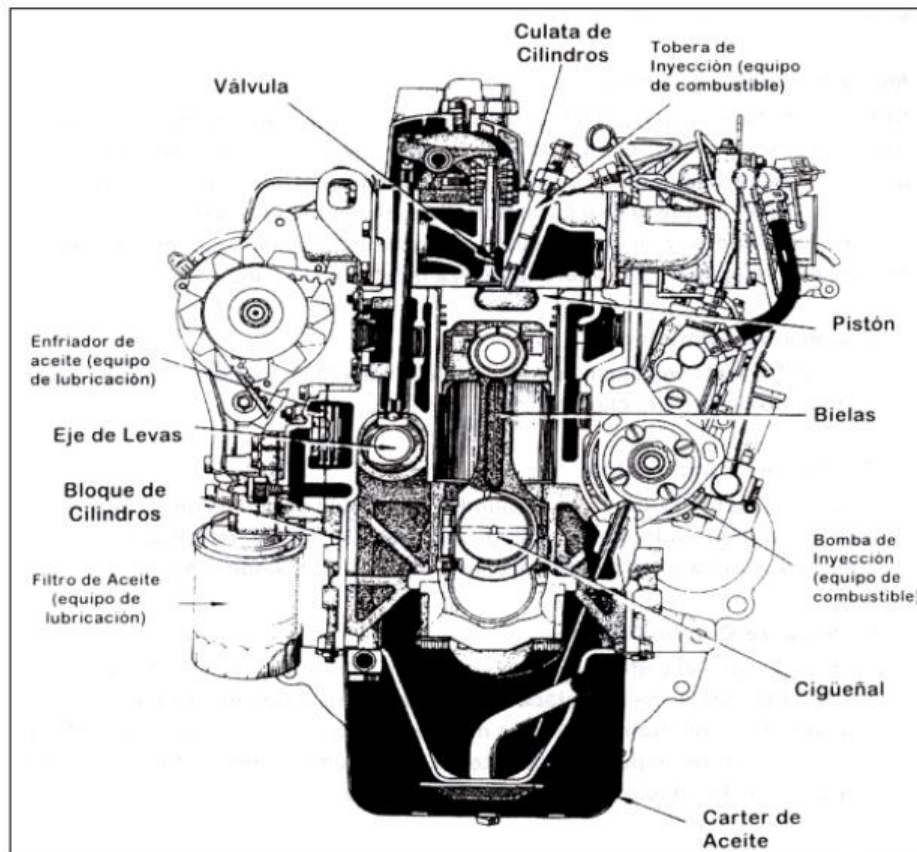


Figura 4. Partes principales de un Motor Diésel
(PERALVO MARIO, 2011)

- El bloque es el elemento que une componentes fijos como móviles del motor, soporta sus movimientos y la presión generada por los gases en el cilindro, este debe tener masa elevada, estructura rígida y conductos que permitan la refrigeración y lubricación; presenta unos orificios conocidos como cilindros que encierran el movimiento rectilíneo del pistón, forman un solo elemento con la bancada y es la estructura soporte del motor; cuando es aparte la bancada se la une con espárragos.
- La culata cierra a los cilindros en la parte superior del bloque con el diseño de la pipa de admisión específico para motores diésel para formar una gran turbulencia de aire al entrar al cilindro. En pocos motores Diésel existen culatines individuales para cada cilindro. En la parte superior del cabezote encontramos la tapa válvulas.
- Cáster es donde se aloja el aceite de lubricación del motor.

- Múltiple de admisión es el encargado de acarrear el aire que se va a comprimir en el cilindro.
- Múltiple de escape es el encargado de circular los gases combustionados en el cilindro hacia el tubo de escape y evacuarlos al exterior.

Los elementos móviles del motor exclusivamente son los que participan en la fase de combustión y transmiten la fuerza generada por la combustión en la cabeza del pistón a través del conjunto biela-manivela al cigüeñal haciéndole girar, son:

- El pistón en motores diésel contiene la cámara de combustión en su cabeza, posee tres rines que sellan el espacio entre el pistón y el cilindro, el pistón recibe toda la fuerza de la combustión en su cabeza.
- La biela por un lado está conectada al pistón por medio de un bulón y por el otro lado se conecta al cigüeñal.
- El Cigüeñal transforma el movimiento rectilíneo de los pistones en rotativo y viceversa.
- Volante de inercia acumula inercia y regulariza el movimiento del motor todo el tiempo, está ubicado en el extremo del cigüeñal más cerca de la caja de cambios.

2.4.2.2. Ciclo teórico de un motor diésel de cuatro tiempos

El ciclo teórico del motor diésel de cuatro tiempos tiene cuatro fases como se muestra en la figura 5; en su primer tiempo o fase de admisión ingresa solamente aire al cilindro, en el segundo tiempo o fase de compresión se considera transformación adiabática, isentrópica y reversible en la cual comprime únicamente aire y la relación de compresión es elevada para que al final de esta fase el aire tenga una elevada presión y temperatura y al estar en contacto con el combustible inyectado se auto inflame; el tercer tiempo o fase de combustión distingue dos diagramas teóricos el primero desarrolla la fase de combustión a presión constante y se dice que se relaciona con el

funcionamiento de los motores Diésel lentos, en el segundo la fase de combustión se da a volumen constante y luego a presión constante (ciclo mixto o semi Diésel), se relaciona con los motores Diésel rápidos.

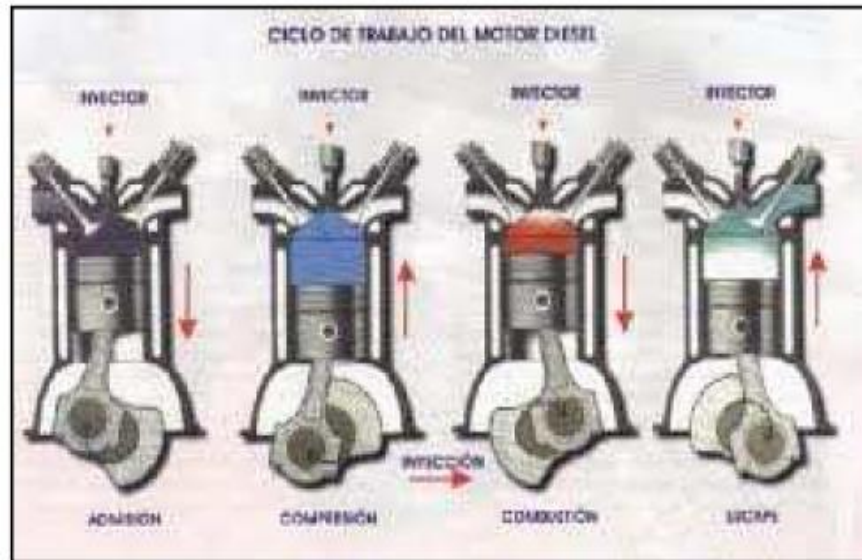


Figura 5. Funcionamiento del Motor Diésel de 4 tiempos (MASAQUIZA, 2012)

Para modelar el comportamiento del motor diésel se considera un ciclo Diésel de seis pasos, dos de los cuales se anulan mutuamente:

➤ **Fase de Admisión E→A (proceso isobárico)**

El pistón baja con la válvula de admisión abierta, aumentando la cantidad de aire en la cámara. Esto se modela como una expansión a presión constante (debido a que al estar la válvula de admisión abierta la presión es igual a la exterior).

En el diagrama PV aparece como una recta horizontal (UNIVERSIDAD DE SEVILLA, 2016).

➤ **Fase de Compresión A→B (proceso adiabático)**

El pistón ubicado en el punto muerto inferior sube hasta el punto muerto superior comprimiendo el aire.

Dada la velocidad del proceso se supone que el aire no tiene posibilidad de intercambiar calor con el ambiente, por lo que el proceso es adiabático.

Se modela como la curva adiabática reversible $A \rightarrow B$, aunque en realidad no lo es por la presencia de factores irreversibles como la fricción, la cual se la toma en cuenta en el ciclo real de los tiempos de funcionamiento del motor de combustión interna Diésel (UNIVERSIDAD DE SEVILLA, 2016).

La figura 6 indica el ciclo de admisión y ciclo de compresión en el motor diésel.

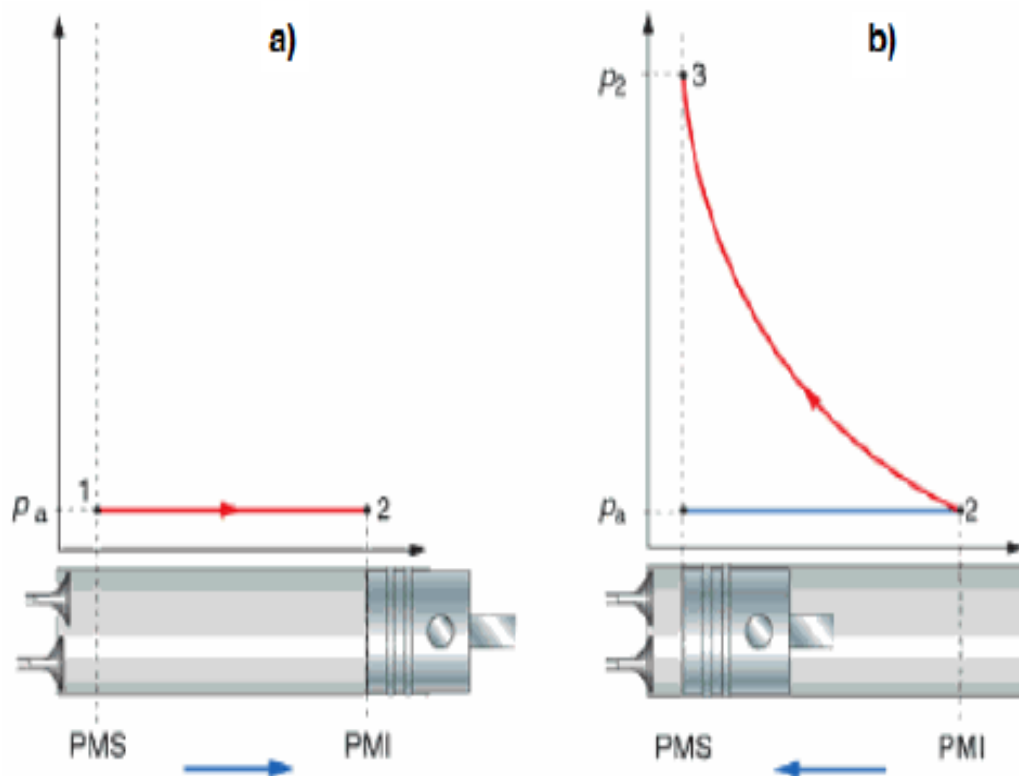


Figura 6. Ciclo de Admisión y Ciclo de Compresión
(PERALVO MARIO, 2011)

➤ **Fase de Combustión $B \rightarrow C$ (proceso isobárico)**

Un poco antes de que el pistón llegue a su punto más alto y continuando hasta un poco después de que empiece a bajar, el inyector introduce el combustible en la cámara, este paso se modela como una adición de calor a presión constante (UNIVERSIDAD DE SEVILLA, 2016) .

La figura 7 presenta el diagrama presión vs volumen en el cual se distingue la fase de expansión y la fase de combustión en el diagrama, también la figura 7 indica el movimiento del pistón desde el punto muerto inferior al punto muerto superior dentro del cilindro.

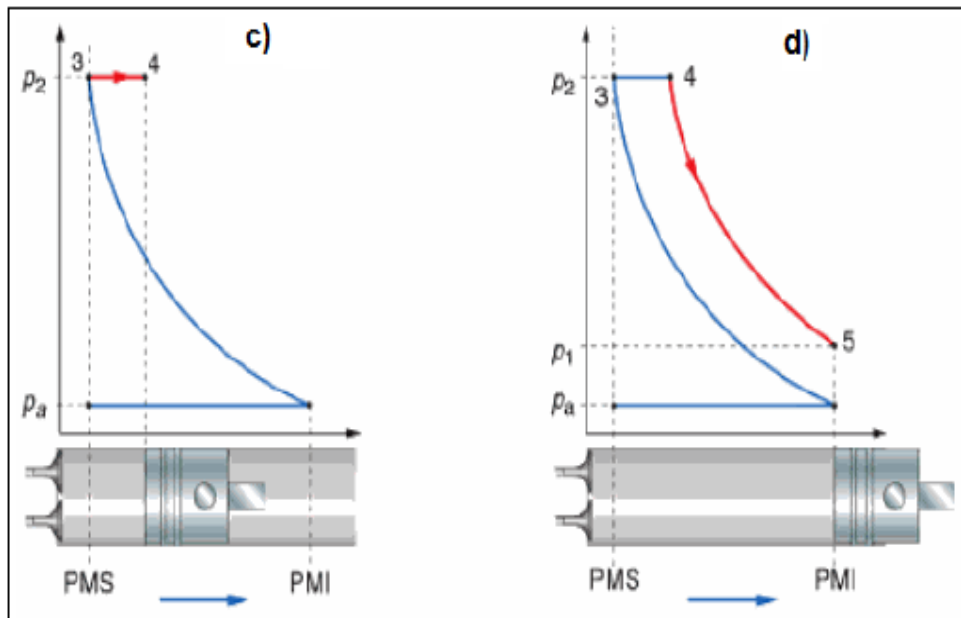


Figura 7. Fase de Expansión y Combustión
(PERALVO MARIO, 2011)

➤ **Fase de Expansión C→D (proceso adiabático)**

La alta temperatura del gas empuja al pistón hacia abajo, realizando trabajo sobre él. De nuevo, por ser un proceso muy rápido se aproxima por una curva adiabática reversible (UNIVERSIDAD DE SEVILLA, 2016).

➤ **Escape D→A y A→E**

Se abre la válvula de escape y el gas sale al exterior, empujado por el pistón a una temperatura mayor que la inicial, siendo sustituido por la misma cantidad de mezcla fría en la siguiente admisión.

El sistema es realmente abierto, pues intercambia masa con el exterior. No obstante, dado que la cantidad de aire que sale y la que entra es la misma podemos, para el balance energético, suponer que es el mismo aire, que se ha enfriado. Este enfriamiento ocurre en dos fases. Cuando el pistón está en su punto más bajo, el volumen permanece aproximadamente constante y tenemos la isócara D→A. Cuando el pistón empuja el aire hacia el exterior, con la válvula abierta, empleamos la isobara A→E, cerrando el ciclo (UNIVERSIDAD DE SEVILLA, 2016).

La figura 8 representa el diagrama P-V del ciclo ideal del Motor Diésel, identificando los tiempos respectivos.

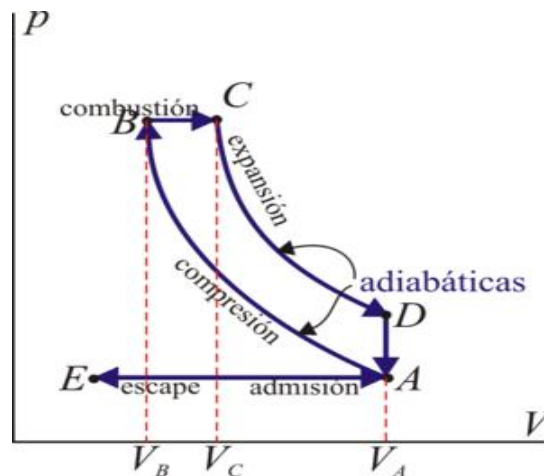


Figura 8. Ciclo ideal del Motor Diésel
(UNIVERSIDAD DE SEVILLA, 2016)

2.4.2.3. Cálculos para analizar el ciclo ideal del motor

Para esta aproximación teórica del funcionamiento del ciclo diésel de cuatro tiempos se considera como fluido el aire puro (gas perfecto), donde un ciclo completo comprende dos vueltas del cigüeñal que son cuatro carreras del pistón. Y la podemos identificar en la figura 9.

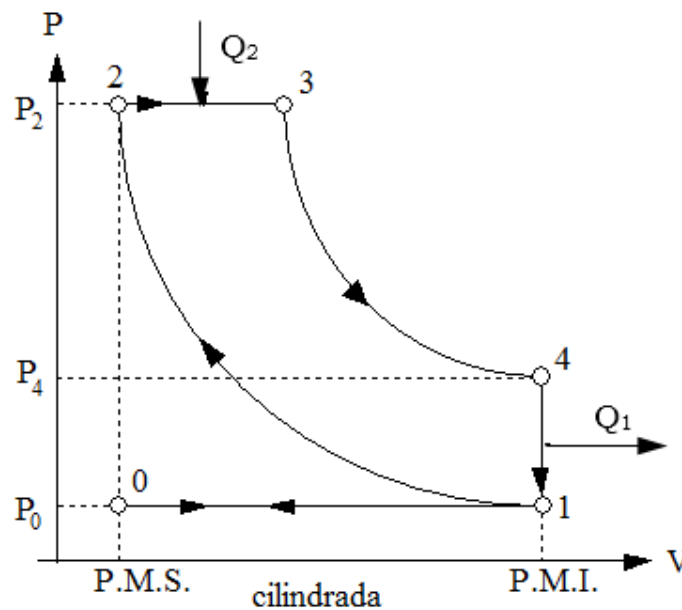


Figura 9. Ciclo diésel ideal
(Filgueira, 2015)

Las transformaciones termodinámicas varían en cada fase y de acuerdo a la figura 9 antes presentada se tiene que:

Admisión (0-1), proceso isobárico, ingresa aire al cilindro y se considera que la presión es igual a la atmosférica y permanece constante, la ecuación 5 es la de los gases ideales (Filgueira, 2015).

$$\frac{p_1 \cdot V_1}{T_1} = \frac{p_2 \cdot V_2}{T_2} \quad [5]$$

Donde:

P: presión

V: volumen

T: Temperatura

Compresión (1-2), proceso adiabático, recalando que el ciclo es ideal, el aire se comprime hasta ocupar el volumen que le corresponde a la cámara de combustión, no se intercambia calor con el entorno que le rodea, entonces el producto del volumen y la presión, elevado a un coeficiente también permanece constante indicando lo siguiente (Filgueira, 2015):

$$PV^\gamma = cte \quad [6]$$

El coeficiente γ es el resultado de la división entre el calor molar a presión constante (c_p) y el calor molar a volumen constante (c_v) (Filgueira, 2015).

Debido a que es aire puro, los calores específicos son considerados constantes e iguales a los del aire en condiciones normales de 15°C de temperatura y una atmósfera de presión, tendremos (Filgueira, 2015).

$$c_p = 0,241 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 6,99 \text{ cal/mol } ^\circ\text{C} = 29,3 \text{ J/mol } ^\circ\text{C}$$

$$c_v = 0,172 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 4,99 \text{ cal/mol } ^\circ\text{C} = 20,9 \text{ J/mol } ^\circ\text{C}$$

$$\text{y el cociente entre ellos } \gamma = c_p/c_v = 1.4$$

La temperatura y presión del aire al final de la compresión se las puede calcular así:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma-1} = T_1 r c^{\gamma-1} \quad [7]$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} \quad [8]$$

En las ecuaciones anteriores 7 y 8, 1 y 2 son inicial y final, respectivamente. Inyección y Combustión (2-3), proceso isobárico, la inyección del gasoil es a elevada presión y pulverizado, al estar el pistón en el PMS, El calor de entrada se debe al poder calorífico del combustible (Q2) y la combustión permanece constante; la relación entre V_3/V_2 identificada en la figura 9, se conoce como relación de inyección (RI) (Filgueira, 2015).

Terminación de la combustión (3-4), transformación adiabática, es el único tiempo activo del motor, se supone que se realiza sin intercambio de calor con el exterior, también la presión interna desciende a medida que el volumen del cilindro aumenta (Filgueira, 2015).

Escape primera fase (3-4), transformación isocora, es donde los gases combustionados son expulsados rápidamente que no se nota el movimiento del pistón, es por eso que esta transformación se dice que es a volumen constante (Filgueira, 2015).

Escape segunda fase (1-0), transformación isobárica, el recorrido del pistón hacia el PMS acarrea los gases del interior del cilindro y los expulsa, se supone que no se pierde carga al salir los gases por el escape la transformación se considera isobárica (Filgueira, 2015).

2.4.2.4. Ciclo real de un motor diésel de cuatro tiempos

El ciclo real del motor diésel de cuatro tiempos se diferencia del ciclo teórico en el tiempo de combustión-expansión; termodinámicamente los motores diésel modernos presentan la fase de combustión con un ciclo mixto que son a presión y volumen constante.

A pesar de que la combustión se realiza en corto tiempo se aprecia cuatro períodos que son:

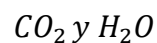
Primero el retraso al encendido en donde existe retraso al inyectar pulverizado el gasoil y el retraso químico, inicia lentamente y después se acelera hasta inflamarse ya que la temperatura supera el punto de combustión del diésel.

Segundo dispersión de la llama con retraso de grados de vuelta del cigüeñal antes y después del punto muerto superior en el cilindro, aquí existe aumento de presión en la cámara de combustión ya que se incineran las moléculas del combustible produce una detonación.

Tercero es el período de combustión directa que concluye la inyección, los gases combustionados empujan el pistón desde el punto muerto superior al punto muerto inferior, el combustible que sobra se quema si hay suficiente aire, pero si se demora microsegundos de lo establecido para esta fase no se combustiona totalmente lo que reduce la potencia y aumenta las emisiones contaminantes al ambiente.

Cuarto es postcombustión en donde se expande los gases violentamente, trata de quemar el sobrante del diésel para no tener emisiones al ambiente, depende de la relación entre los principios de funcionamiento del motor y la electrónica automotriz.

En la fase de combustión se da la reacción termoquímica entre el oxígeno y el combustible formando teóricamente:



También existe un desprendimiento de calor.

Cuando se genera una luz al momento de combustionar dentro del cilindro se la denomina llama. (Ciria, 2013).

Es necesario que el combustible se transforme a estado gaseoso para que la reacción sea más efectiva, aun así se generan sustancias contaminantes emitidas al exterior como emisiones, el período de combustión es corto para que la reacción sea rápida y completa, para lo cual el período de combustión normal está entre los 40°-50° de giro de cigüeñal (20° APMS y 20°-30° DPMS) (Ciria, 2013); la figura 10, en la parte izquierda presenta la inyección dentro del cilindro y la parte derecha las curvas que genera el proceso de combustión.

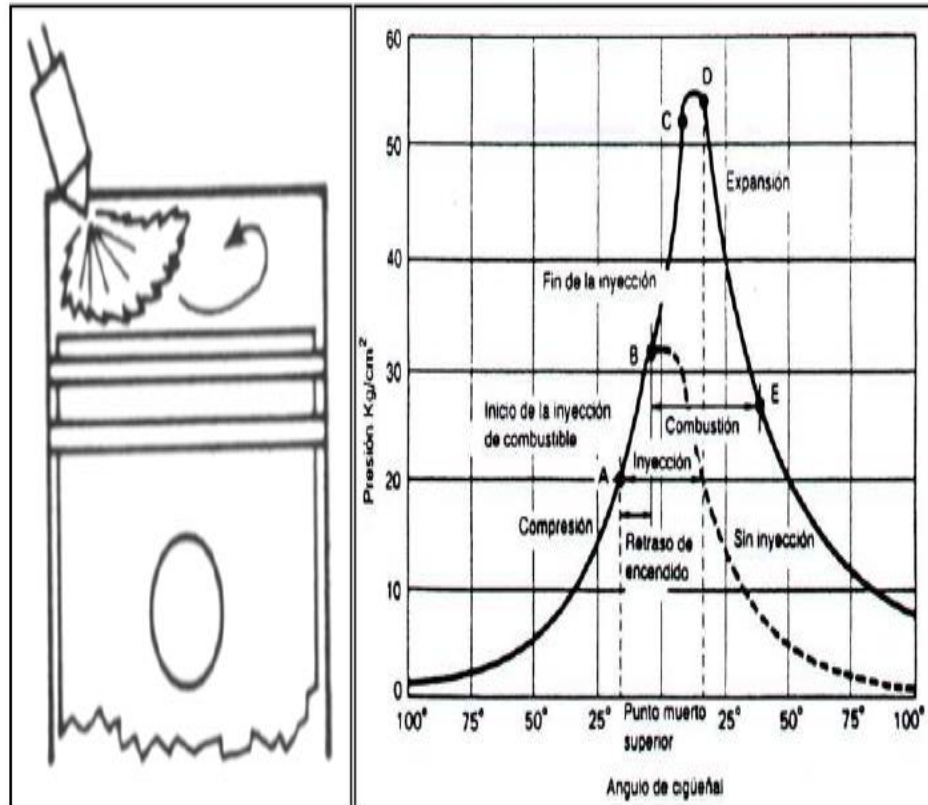


Figura 10. Proceso de combustión en Motor Diésel (MASAQUIZA, 2012)

Las sugerencias para producir una buena combustión son: convertir el combustible líquido en gaseoso, mezclar el aire y combustible para alimentar la zona de ignición y combustión aunque en la segunda zona es más complejo debido a que no se encuentra totalmente en forma de gas el combustible por ende no se mezcla homogéneamente con el aire; la ignición se efectúa al tener la temperatura apropiada en la cámara de combustión, pero al no tener las condiciones adecuadas no se quema todo el combustible lo cual genera compuestos tóxicos producto de la mala combustión (Ciria, 2013).

2.4.2.5. Cálculos para analizar el ciclo real de un motor diésel

El ciclo real de un motor diésel cuando se lo representa en un diagrama Presión vs Volumen, se identifica las condiciones efectivas de funcionamiento como: variaciones de presión y volumen en cada fase del ciclo (Filgueira, 2015); a continuación se lo presenta en la figura 11.

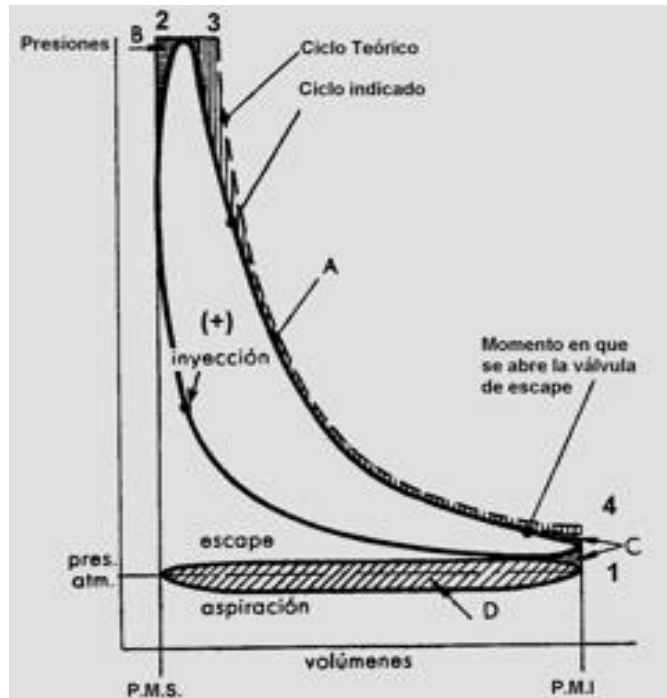


Figura 11. Ciclo real de un motor diésel (Filgueira, 2015)

Al ciclo real lo que le diferencia del ciclo teórico es:

- Pérdida de calor (A), son importantes y una parte del calor del fluido se transmite a las paredes del cilindro porque éste debe estar refrigerado, compresión y expansión no son adiabáticas, son politrópicas con un γ diferente al del ciclo real; su exponente nuevo porque si existe pérdida de calor (n) es menor a γ en la carrera de compresión y mayor en la expansión, producto de esto se determina un área A de pérdida de trabajo con respecto al ciclo ideal (Filgueira, 2015).
- Los calores específicos aumentan con relación a la temperatura, para un gas real C_p y C_v no están constantes, aumentan al elevar la temperatura, y su cociente $\gamma = C_p/C_v$ disminuye, entonces la presión y la temperatura alcanzados son menores que en el ciclo teórico (Filgueira, 2015).
- Apertura de la válvula de escape, se abre la válvula con anticipación y expulsa los gases combustionados disminuyendo la presión dentro del cilindro hasta aproximarse a presión externa al inicio de la carrera de escape, este adelanto implica una pérdida de trabajo útil (área C – ilustración 21) (Filgueira, 2015).

- La combustión, dura un cierto tiempo, pero este tiempo se compensa adelantando la inyección de combustible con respecto al PMS, de forma que la combustión tenga lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del PMS lo que en el ciclo se representa por un redondeo de la isocora de introducción del calor, y por tanto, una pérdida de trabajo útil (área B) y esto es menor que la que se tendría si la entrada de combustible se hiciera exactamente al finalizar la carrera de ascenso del pistón (Filgueira, 2015).
- Pérdidas por bombeo (área D): Debido al rozamiento del aire en su paso por los conductos de admisión y escape, se puede determinar ecuaciones que rigen pérdidas de carga de cualquier fluido; este rozamiento determina que la velocidad al ingresar el aire sea menor que la velocidad con que aumenta el volumen del cilindro por el descenso del pistón, por lo tanto, genera una depresión que será tanto mayor cuanto mayores sean los rozamientos encontrados (Filgueira, 2015).
- Pérdida de energía de presión debido al rozamiento, pérdidas de carga, depende fundamentalmente de la velocidad de circulación del fluido y produce gran pérdida de trabajo útil, debido a que el pistón tiene que vencer una depresión en la aspiración y una sobrepresión en la carrera de escape (Filgueira, 2015).

Con el diagrama indicado en la figura 11, se obtiene la presión media indicada que es una presión constante, hipotética, a la cual el motor podría entregar el mismo trabajo neto que en realidad genera. El trabajo neto es la diferencia entre el trabajo positivo y el trabajo negativo del ciclo (Filgueira, 2015).

$$W(+)-W(-)=W_{neto}$$

Al dividir el área correspondiente al trabajo neto por el volumen de cilindrada, se obtiene el valor de la presión media indicada:

$$pmi = \frac{W_{neto}}{volumen} \quad [9]$$

Con la cual se calcula el valor de la potencia indicada (P_i).

La potencia indica la relación entre el trabajo generado y el tiempo empleado en generarlo, y se expresa así:

$$P_i = \frac{(W)_{ciclo}}{(Tiempo)_{ciclo}} = \frac{F*d}{2/n} = \frac{pmi*s*c}{2/n} = pmi + V_{cil} * n/2 \quad [10]$$

Donde:

W: trabajo

F: fuerza

D: distancia a través de la cual actúa la fuerza

S: superficie del pistón

C: carrea del pistón

V_{cil} : volumen de cilindrada (producto de la superficie del pistón y la carrera entre sus puntos muertos)

Para el motor de cuatro tiempos, realizar un ciclo completo comprende dos vueltas del cigüeñal y el tiempo para realizar este ciclo es $2/n$. (Filgueira, 2015)

En el motor de combustión interna también los términos en la potencia son:

La presión media indicada, pmi = “factor térmico”

El volumen de cilindrada, V_{cil} = “factor geométrico”

El régimen de rotación alcanzado = “factor dinámico”

Eficiencias o rendimientos

Es el cociente entre la potencia indicada y la potencia térmica del combustible, es el rendimiento térmico indicado (Filgueira, 2015).

$$\eta_{ti} = \frac{P_i}{P_t} \quad [11]$$

$$P_t(kW) = \frac{Ch(l/h)\rho(kg/l)E(kJ/kcal)Pc(kcal/kg)}{3600} \quad [12]$$

Es el valor de potencia que el motor podría entregar teóricamente en función del combustible usado y el consumo del motor.

Donde:

Ch : Consumo horario

ρ : Densidad del combustible

E : Equivalente mecánica del calor

Pc : Poder calorífico del combustible

El rendimiento mecánico

Es la potencia mecánica efectiva medida en el eje dividida para la potencia indicada, representa la potencia perdida en fricción entre las partes mecánicas en movimiento de propio motor y componentes de los distintos sistemas que lo asisten (Filgueira, 2015).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad [13]$$

El rendimiento total se lo conoce como rendimiento térmico-mecánico, es el producto de ambos rendimientos:

$$\eta = \eta_m \eta_{ti} \quad [14]$$

La relación entre el trabajo útil en el eje motor (al volante) y aquel equivalente a la energía calorífica del combustible consumido, indica el rendimiento o eficiencia total.

- Sabiendo que 1 CV h = 75 kgm/s x 3600 s = 270000 kgm (Filgueira, 2015).
- El consumo específico de combustible C_e (g/CVh), es el gasto de combustible para generar un trabajo efectivo de 1 CV h (Filgueira, 2015)
- El trabajo equivalente al consumo de combustible por cada CV h vale, en kgm, cuando:
- E (equivalente mecánico del calor) = 427 kgm/kcal
- P_c = poder calorífico del combustible (kcal/kg)

$$W_{eq} = 427 \frac{C_e}{1000(g/kg)} P_c \quad [15]$$

Para rendimiento total:

$$\eta = \frac{(270000)(1000)}{Ce Pc 427} = \frac{632310}{Ce Pc} \quad [16]$$

Así el rendimiento total del motor alcanzará su valor máximo cuando el consumo específico sea mínimo.

Rendimiento volumétrico:

Es la razón entre la masa de aire que está entrando en el motor en una unidad de tiempo y la masa de aire que debería entrar hasta completar el volumen de cilindrada total en las mismas condiciones atmosféricas del momento (Filgueira, 2015).

$$\eta_v = \frac{m_{ar}}{m_{at}} \quad [17]$$

$$m_{at}(kg/h) = V_{cil} \rho_{aire} n_{act} \quad [18]$$

n_{act} = régimen activo que para un motor de 4 tiempos, que necesita 2 vueltas para completar un ciclo vale $n/2$ (v/min) (Filgueira, 2015).

$$\rho_{aire} = \text{densidad del aire} = \rho = \frac{m}{V} = \frac{MP}{RT} \quad [19]$$

Donde:

R: constante universal de los gases (J/mol °K)

Para el caso del aire tenemos que $M = 0,029$ kg/mol y como $R = 8.314$ J/mol K, la relación $M/R = 3.488 \times 10^{-3}$ kg K/J. (Filgueira, 2015)

$$\rho_{aire}(kg/m^3) = \frac{P(Pa)}{T(K)} 3.488 \times 10^{-3} = \frac{P(kPa)}{T(K)} 3.488 \quad [20]$$

2.4.2.6. Ecuaciones que permiten analizar termodinámicamente los tiempos de funcionamiento de un motor de cuatro tiempos diésel

Para analizar termodinámicamente el ciclo diésel se debe hacer determinando calores específicos, entalpías y rendimiento térmico, para lo cual debe investigar su teoría.

2.4.2.7. Calores específicos

Es la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia, la cual depende de cómo se ejecute el proceso, termodinámicamente tenemos calor específico a volumen constante c_v y calor específico a presión constante c_p . Físicamente el c_v se considera a la energía requerida para elevar en un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando el volumen se mantiene constante; y la energía requerida para hacer lo mismo cuando la presión está constante es el c_p . Siempre $c_p > c_v$ porque a presión constante el sistema se expande y la energía para este trabajo de expansión también se lo debe suministrar (Filgueira, 2015).

A partir de la definición del calor específico a volumen constante esta energía es igual a $c_v dT$, donde dT es el cambio diferencial de temperatura y para eso (Filgueira, 2015):

$$c_v dT = du \quad \text{A volumen constante}$$

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad [21]$$

Igual, una expresión para c_p se obtiene al considerar un proceso de expansión o compresión a presión constante. (Filgueira, 2015)

$$c_p = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_p \quad [22]$$

2.4.2.8. Entalpía

En un gas ideal la temperatura, volumen y presión específico se relacionan con la siguiente ecuación y para un gas ideal la energía interna es solo una función de la temperatura como se lo plasma en las siguientes ecuaciones (Filgueira, 2015).

$$Pv = RT$$

$$u = uT \quad [23]$$

Mediante entalpía y la ecuación de estado de gas ideal:

$$h = u + Pv$$

$$Pv = RT$$

$$\therefore h = u + RT \quad [24]$$

Para lo cual, R es una constante y $u = uT$ se concluye que la entalpía de un gas ideal es sólo una función de la temperatura (Filgueira, 2015).

$$h = h(T) \quad [25]$$

Cuando se trata de un gas ideal u y h solo dependen de la temperatura, también c_p y c_v solo dependen únicamente de la temperatura; es por eso que a una temperatura dada $u - h - c_p$ y c_v de un gas ideal tiene valores fijos, no importa la presión ni volumen específico (Filgueira, 2015), las derivadas son:

$$du = c_v(T)dT \quad [26]$$

$$dh = c_p(T)dT \quad [27]$$

La entalpía o cambio de energía interna en un gas ideal durante un proceso que lo pasa de estado 1 a 2 (Filgueira, 2015), se lo calcula integrando las siguientes ecuaciones:

$$\Delta u = u_2 - u_1 = \int_1^2 c_v(T)dT \quad [28]$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = \int_1^2 c_p(T)dT \quad [29]$$

2.4.2.9. Rendimiento del ciclo diésel

Ninguna máquina térmica convierte todo el calor aportado en trabajo mecánico lo sustenta la segunda ley de la termodinámica; es por eso que un porcentaje de la energía química del combustible se lo aprecia como trabajo y esta porción se lo conoce como rendimiento térmico del motor, la cual es el producto entre el trabajo generado en el ciclo ideal y el equivalente en trabajo de calor gastado para generarlo (Filgueira, 2015).

$$\eta_t = \frac{\text{calor entregado} - \text{calor expulsado}}{\text{calor entregado}} \Rightarrow$$

$$\text{Calor entregado o suministrado } Q_2 = mC_p(T_3 - T_2) \quad [30]$$

$$\text{Calor expulsado o cedido } Q_1 = mC_v(T_4 - T_1) \quad [31]$$

$$\eta_t = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad [32]$$

Donde:

$$\frac{C_p}{C_v} = \gamma \quad [33]$$

$$\frac{V_3}{V_2} = R \quad [34]$$

Con lo cual se deduce la expresión del rendimiento térmico ideal del ciclo Diésel.

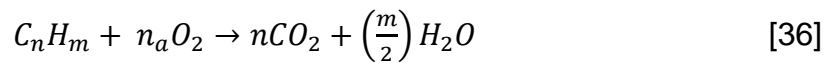
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{rc^{\gamma-1}} \left[\frac{RI^\gamma - 1}{\gamma(RI - 1)} \right] \quad [35]$$

Entonces el rendimiento térmico guarda relación directa con la relación de compresión (Filgueira, 2015).

2.4.2.10. Relación estequiométrica

La estequiometría calcula las relaciones cuantitativas entre el oxígeno, el combustible y los productos de la combustión; el balance de estas reacciones depende solo de conservar la masa de especies químicas que intervienen en la reacción. Al combustionar perfectamente un hidrocarburo con suficiente oxígeno, el hidrógeno y carbono del combustible se oxidan completamente formando agua y dióxido de carbono (Desantes, 2011).

Para un kmol de un hidrocarburo genérico formado únicamente por carbono e hidrógeno, el balance de la reacción de combustión completa puede expresarse de acuerdo con la ecuación 36 (Desantes, 2011), en la que se supone que reacciona un kmol de C_nH_m con n_a kmoles de O_2 :



El número de kmoles de oxígeno necesario para oxidar completamente el combustible se puede calcular mediante la ecuación 37:

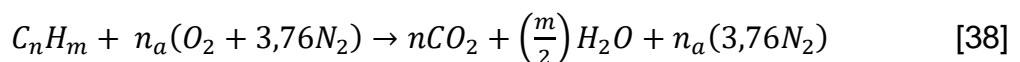
$$n_a = n + \frac{m}{4} \quad [37]$$

Teniendo en cuenta que el oxígeno usado en el proceso de combustión en MCIA es en general el contenido en el aire atmosférico, utilizando la composición simplificada para el aire seco en términos molares como lo presenta la tabla 1 (Desantes, 2011), la ecuación 38 se puede expresar como:

Tabla 1. Composición simplificada del aire seco y húmedo

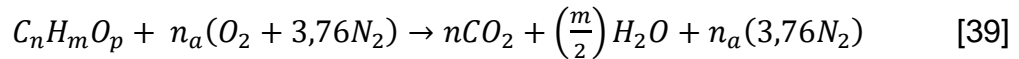
Especie	Seco		Húmedo	
	Molar	Másico	Molar	Másico
N ₂	0.7905	0.7686	0.7960	0.7724
O ₂	0.2095	0.2314	0.2040	0.2276
N ₂ /O ₂	3.76	3.32	3.90	3.39

(Desantes, 2011)



La ecuación 38 define la proporción exacta entre el aire y el combustible que es necesario, teóricamente, para que todo el combustible se oxide hasta los productos finales de la combustión (Desantes, 2011).

Teniendo en cuenta que actualmente muchos combustibles usados para MCIa contienen oxígeno, la ecuación 39 se puede generalizar así:



Donde:

$$n_a = \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) \quad [40]$$

Para obtener la relación estequiométrica en términos másicos se multiplica cada uno de los términos de la ecuación 39 por sus respectivos pesos molares (PM_i). La relación que existe entre la masa de combustible y la masa de aire necesario para oxidarlo completamente se denomina Dosado estequiométrico (Desantes, 2011). De forma genérica, la relación combustible-aire estequiométrica se puede expresar como:

$$F_e = \left(\frac{m_f}{m_a}\right)_e = \frac{n PM_c + m PM_H + p PM_O}{\left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right) (PM_{O_2} + 3,76 PM_{N_2})} \quad [41]$$

El aire atmosférico puede enriquecerse en oxígeno o por el contrario empobrecerse como es el caso de la recirculación de gases de escape. En este último caso, la concentración de oxígeno en la carga del cilindro es más baja y el Dosado puede obtenerse a partir de (Desantes, 2011):

$$F = F_r \frac{1 - EGR/100}{1 - F_r EGR/100} \quad [42]$$

Donde:

F_r : es el dosado relativo

EGR: la tasa de recirculación de gases de escape

La fracción de oxígeno en la admisión obviamente es más baja que la que hay en el aire, y puede obtenerse de la expresión:

$$Y_{O_2,ad} = Y_{O_2,a} \left(1 - \frac{F_r EGR}{100} \right) \quad [43]$$

2.5. DIÉSEL

El diésel es un combustible derivado del petróleo, se lo puede apreciar de color verdoso o transparente en algunos casos, también se lo conoce como “gasoil”; es obtenido mediante destilación a un rango de temperatura entre 190°C a 400°C. (TESIS- ESPE). Está compuesto por el 75% de hidrocarburos saturados y el 25% de hidrocarburos aromáticos, se representa con la fórmula química $C_{12}H_{23}$ que tienen entre 10 a 22 carbonos en su cadena, para lo cual se muestra la distribución por números de carbono en los productos del petróleo en la figura 12.

N° de Carbonos	C3-C4	C5	C6	C7	C8	C9	C10	C11	C12	C13	C14	C15	C16	C17	C18	C19	C20>C20
PEB a 760 mm n-parafina																	
°C		36	69	98	126	151	174	196	216	235	253	270	287	302	316	329	343
°F		97	156	209	258	303	345	384	421	456	488	519	548	575	601	625	649
LPG	↔																
Gasolina	↔																
Nafta de precipitación	↔																
Keroseno																	
Combustible JET																	
Diesel																	
		No. de Carbonos		Isómeros													
Gasóleos			4						2								
Ceras			8						18								
Residuos, Asfaltos			12						355								
			18						60,523								
																	C_{44}^+

Figura 12.. Distribución por números de carbono en los productos de petróleo (MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA REPÚBLICA DE COLOMBIA, 2016)

El diésel tiene especificaciones para lo cual el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) emite la norma técnica NTE INEN 1489:2012, en la cual están los tipos de diésel y en la tabla 2 se representa los requisitos del diésel ecuatoriano N°1, en la tabla 3 los requisitos del diésel N°2 y en la tabla 4 lo requisitos del diésel Premium:

Tabla 2. Norma NTE INEN 1489:2012. Requisitos del diésel N°1

Requisitos	Unidad	Mínimo	Máximo	Método de ensayo
Punto de inflamación	°C	40	-	NTE INEN 1493 Procedimiento A
φ Contenido de agua y sedimento	%	-	0.05	NTE INEN 1494
W Contenido de residuo carbonoso sobre el 10% del residuo de la destilación	%	-	0.15	NTE INEN 1491
W contenido de ceizas	%	-	0.01	NTE INEN 1492
Temperatura de destilación del 90%	°C	-	288	NTE INEN 926
Viscosidad Cinemática a 37.8 °C	cSt	1.3	3.0	NTE INEN 810
W contenido de azufre	%	-	0.3	ASTM 4294
Corrosión a la lámina de cobre	clasificación	-	N° 2	NTE INEN 927
Índice de cetano calculado	-	40	-	NTE INEN 1495

(Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012)

Tabla 3. Norma NTE INEN 1489:2012. Requisitos del diésel N°2

Requisitos	Unidad	Mínimo	Máximo	Método de ensayo
Punto de inflamación	°C	51	-	NTE INEN 1493 Procedimiento A
φ Contenido de agua y sedimento	%	-	0.05	NTE INEN 1494
W Contenido de residuo carbonoso sobre el 10% del residuo de la destilación	%	-	0.15	NTE INEN 1491
W contenido de ceizas	%	-	0.01	NTE INEN 1492
Temperatura de destilación del 90%	°C	-	360	NTE INEN 926
Viscosidad Cinemática a 40 °C	mm^2/s	2.0	5.0	NTE INEN 810
W contenido de azufre	%	-	0.7	ASTM 4294 NTE INEN 1490
Corrosión a la lámina de cobre	clasificación	-	N° 3	NTE INEN 927
Índice de cetano calculado	-	45	-	NTE INEN 1495
Contenido de Biodiesel	%	---	5	EN 14078

(Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012)

Tabla 4. Norma NTE INEN 1489:2012. Requisitos del diésel Premium

Requisitos	Unidad	Mínimo	Máximo	Método de ensayo
Punto de inflamación	°C	51	-	NTE INEN 1493 Procedimiento A
φ Contenido de agua y sedimento	%	-	0.05	NTE INEN 1494
W Contenido de residuo carbonoso sobre el 10% del residuo de la destilación	%	-	0.15	NTE INEN 1491
W contenido de ceizas	%	-	0.01	NTE INEN 1492
Temperatura de destilación del 90%	°C	-	360	NTE INEN 926
Viscosidad Cinemática a 40 °C	mm ² /s	2.0	5.0	NTE INEN 810
W contenido de azufre	%	-	0.05	ASTM 4294 NTE INEN 1490
Corrosión a la lámina de cobre	clasificación	-	N° 3	NTE INEN 927
Índice de cetano calculado	-	45	-	NTE INEN 1495
Contenido de Biodiesel	%	---	5	EN 14078

(Instituto Ecuatoriano de Normalización, 2012)

Actualmente el diésel ecuatoriano es “confiable” lo manifiesta el Ministerio de Hidrocarburos a través del boletín N° 048; sigue siendo subsidiado y tiene 250 ppm de azufre en su contenido con lo cual genera menos productos tóxicos y lo hace más amigable con el ambiente, (MINISTERIO DE HIDROCARBUROS, 2016).

2.5.1.1. Propiedades del diésel

Las propiedades del combustible diésel son:

❖ Índice de Cetano

Es la medida de la calidad de ignición de un combustible, también conocido como calidad de encendido, “los combustible de buena calidad de ignición son aquellos que se encienden a bajas temperaturas” (LUKE, 2003).

❖ Poder calorífico

Determina la cantidad de energía que se suministra a un motor mediante el combustible y así el rendimiento que este motor transforma dicha energía en trabajo.

❖ Volatilidad

Permite determinar la rapidez con que el Diésel se evapora, indica la temperatura que ha quedado destilada el 90% del combustible en una muestra, si la temperatura es menor la volatilidad es mayor.

❖ Viscosidad

Brinda características de lubricidad al sistema de combustible. Debe poseer una viscosidad mínima para evitar pérdidas de potencia debidas a las fugas en la bomba de inyección y en el inyector.

❖ Densidad

La densidad es la relación entre la masa y el volumen de un líquido o un sólido y puede expresarse en gramos por litro ($\frac{gr}{l}$) a una temperatura de referencia, por lo general 60 grados Fahrenheit, da idea del contenido en energía del combustible.

Mayores densidades indican mayor energía térmica y una economía de combustible mejor.

❖ Azufre

El azufre es corrosivo y si está en altas cantidades en el Diésel acorta la vida útil de del sistema de alimentación e inyección, se hace menos amigable con el ambiente ya que al presenciar humedad se transforma en ácido sulfúrico y da paso a la lluvia ácida.

En la figura 13 se aprecia que debido al azufre en el diésel se desgasta más rápido el motor, mediante una gráfica que en el eje “y” tiene: vida útil relativa del motor sin unidades sino representada en porcentaje (%) y en el eje “x” tiene: contenido de azufre en porcentaje (%).

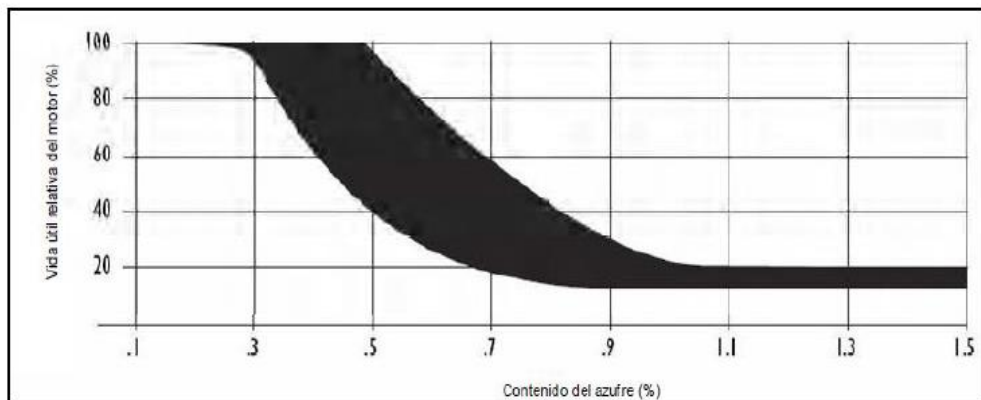


Figura 13. Efecto del azufre en la vida útil de un motor (ORTIZ, 2016)

❖ Agua y Sedimentos.

El agua en el diésel reduce la lubricidad, se acidifica y descompone los tanques de almacenamiento; los sedimentos perjudican al número de cetano.

❖ Destilación

Determina la temperatura máxima a la que se debe evaporar el combustible a unas condiciones de presión y temperaturas dadas. El diésel a la temperatura de 360 °C tiene que estar el 95% destilado, según la norma ASTM D86.

❖ Número Ácido, TAN

Determina el nivel de ácidos grasos, o generados por degradación, que se presentan en el combustible.

❖ Lubricidad

Previene el desgaste entre dos superficies en movimiento. Los combustibles con un contenido bajo en azufre o baja viscosidad tienden a tener una lubricidad menor.

❖ Contenido en alcohol

Acarrea problemas de lubricidad y en el Número de Cetano y disminuye el punto de inflamación.

3. METODOLOGÍA

Para desarrollar la investigación relacionada con el tema utilizare la siguiente metodología que comprende los métodos técnicas y conocimientos que pondré en práctica en el presente trabajo.

El paradigma de investigación en esta tesis es el paradigma Cognitivista-Constructivista, puesto que a través del aprendizaje significativo desarrollaré una actividad intelectual que permita construir, modificar y coordinar esquemas de conocimiento relacionados con el funcionamiento teórico de un motor diésel.

Para la elaboración del marco teórico utilizo la investigación documental y bibliográfica con la finalidad de obtener información específica de todo tipo de documentos escritos relacionados con los objetivos anteriormente propuestos.

Para alcanzar los objetivos propuestos en la investigación es necesario la utilización de los siguientes métodos:

Método Investigación porque el método de investigación está destinado a descubrir nuevas verdades, a esclarecer hechos desconocidos o a enriquecer el patrimonio de conocimientos como lo que trata esta investigación. Método Comparativo, este método permite establecer comparaciones que llevan a una conclusión por semejanza como es el caso al analizar termodinámicamente el ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible colombiano, concluyendo cuál tiene mejor caracterización para el uso en motores diésel y evitar la emanación excesiva de agentes contaminantes al ambiente.

Para cumplir con el proceso de la investigación me permito proponer las siguientes técnicas:

La técnica de la investigación será aplicada puesto que permite averiguar las siguientes cuestiones: lo que se investiga, por qué y para qué investigar y cómo investigar. La técnica de la demostración usare porque es el procedimiento deductivo que sirve para comprobar afirmaciones no muy evidentes o ver cómo funciona en la práctica lo que fue estudiado

teóricamente. La técnica de la experiencia aplicare porque se desarrolla a través de instrumentos, experiencias, por medio de equipos de comprobación y puede con mayor precisión suministrar datos que permitan llegar a concluir cuál de los dos combustibles tienen mejores prestaciones en el motor diésel. La técnica del redescubrimiento es útil para el aprendizaje de asuntos de los cuales se tiene pocos informes como el tema en mención, tiene pleno éxito cuando se lo realiza en un laboratorio como las muestras que se analizaran y es en donde se puede estar al tanto de las experiencias que llevarán al redescubrimiento de una explicación al tema motivo de investigación.

Mediante la técnica de la investigación se obtiene datos proporcionados por la caracterización del diésel además de ecuaciones mediante las cuales se procede con el análisis termodinámico como son:

La densidad del aire basada en la ecuación general de los gases ideales:

$$P \cdot v = R \cdot T$$

- Presión en el múltiple de admisión es: $14 \text{ PSI} \approx 96,52 \text{ kPa}$

$$\rho = \frac{P_s}{T_s \cdot R} \quad [44]$$

Donde:

P_s : presión de sobrealimentación [kPa]

v : volumen específico $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$

R : constante de los gases ideales $0,287 \frac{kPa \cdot m^3}{kg \cdot K}$

T_s : Temperatura después del turbocompresor [K]

La relación estequiométrica:

$$R_{A/C} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{N M_{aire}}{N M_C + N M_H} \quad [45]$$

Donde:

N : número de moles

M : masa molar

Potencia indicada:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{30} \quad [46]$$

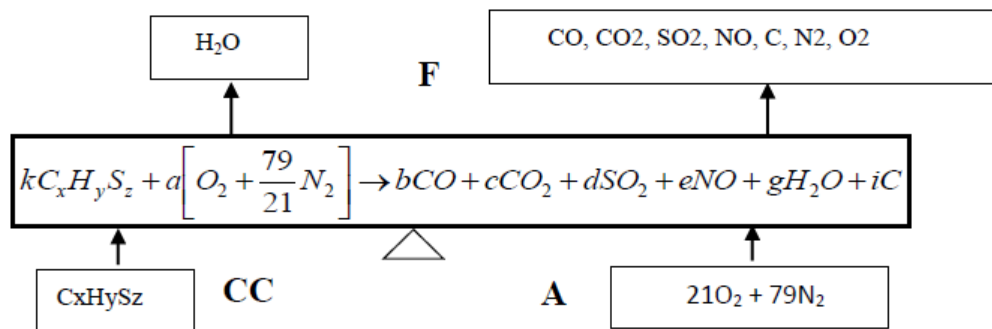
Donde:

Pi: presión media indicada en Mpa

Vh: volumen unitario en litro L

n: régimen en RPM

Además se investigó el balance de masa:



Para lo cual, la tabla 5 indica el balance de masa para el proceso para la combustión de $C_xH_yS_z$:

Tabla 5. Balance de masa para el proceso para la combustión del diésel

Comp.	Entra		Reacciona	Sale, Base Seca			Sale, Base Húmeda		
	m, kg	n, kmol	n, kmol	m, kg	n, kmol	X	m, kg	n, kmol	X
$C_xH_yS_z$	kg_k	k	k	----	-----	---	----	-----	----
O ₂	kg_{O_2}	a+j	a	kg_j	j	X_j	kg_j	j	
N ₂	kg_{N_2}	$(79/21)a+h$	$(79/21)a$	kg_h	h	X_h	kg_h	h	
CO	-----	-----	-----	kg_b	b	X_b	kg_b	b	
CO ₂	-----	-----	-----	kg_c	c	X_c	kg_c	c	
SO ₂	-----	-----	-----	kg_d	d	X_d	kg_d	d	
NO	-----	-----	-----	kg_e	e	X_e	kg_e	e	
H ₂ O	-----	-----	-----	----	-----	---	kg_g	g	X_g
C	-----	-----	-----	kg_i	i	X_i	kg_i	i	
Total	kg_E	n_E			n_{TBS}	1	kg_S	n_{TBH}	

(Hidalgo, 2014)

Donde:

F: flujo de gas seco de combustión

CC: Flujo de combustible que consume la fuente fija

A: Flujo de aire que entra a la combustión

a: moles de aire necesarias para la combustión

b: moles de monóxido de carbono que se producen por la combustión

c: moles de dióxido de carbono que se producen por la combustión

d: moles de dióxido de azufre producidas por la combustión

e: moles de monóxido de nitrógeno producidas por la combustión

g: moles de agua producidas en la combustión

h: moles de nitrógeno que no se oxida en la reacción de combustible

i: moles de carbono que salen como resultado de la combustión

j: moles de oxígeno que salen como exceso de aire que no se oxida

x: coeficiente del carbono en la fórmula del combustible

y: coeficiente del hidrógeno en la fórmula del combustible

z: coeficiente del azufre en la fórmula del combustible

k: moles de combustible

kg_k : masa de combustible que entra al proceso de combustión

kg_{o_2} : masa de oxígeno que entra al proceso de combustión

kg_{N_2} : masa de nitrógeno que entra al proceso de combustión

kg_j : masa de oxígeno que sale del proceso de combustión

kg_h : masa de nitrógeno que sale del proceso de combustión

kg_b : masa de monóxido de carbono que sale del proceso de combustión

kg_c : masa de dióxido de carbono proceso de combustión

kg_d : masa de dióxido de azufre que sale del proceso de combustión

kg_e : masa de monóxido de nitrógeno que sale del proceso de combustión

kg_g : masa de agua que sale del proceso de combustión

kg_i : masa de carbono que sale del proceso de combustión

X_j : fracción molar de oxígeno que sale del proceso de combustión

X_h : fracción molar de nitrógeno que sale del proceso de combustión

X_b : fracción molar de monóxido de carbono que sale de la combustión

X_c : fracción molar de dióxido de carbono que sale de la combustión

X_d : fracción molar de dióxido de azufre que sale de la combustión

X_e : fracción molar de monóxido de nitrógeno que sale de la combustión

X_g : fracción molar de agua que sale del proceso de combustión

X_i : fracción molar de carbono que sale del proceso de combustión

Para este proceso de combustión, las condiciones normales de presión y temperatura son: 1 atm y 273,15K.

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En esta sección se determinará las ecuaciones que permitan realizar el análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano y combustible colombiano, se expondrá análisis actuales efectuados en diciembre de 2015 del combustible diésel realizados en un laboratorio para la obtención de su caracterización.

Al analizar la ecuación química del diésel, se calcula la relación estequiométrica que es la relación entre el aire y el combustible con datos obtenidos de la caracterización del diésel, luego realizar cuadros comparativos entre el diésel ecuatoriano y colombiano y así determinar qué combustible diésel es de mejor calidad; para este análisis se determina un vehículo diésel muy comercial en el mercado automotor ecuatoriano, en el país es un ícono de referencia de camionetas de trabajo y también confortable para paseo, la Asociación de Empresas Automotrices del Ecuador AEADE en sus estadísticas realizadas acerca de los vehículos más comercializados en Ecuador sustenta lo anteriormente dicho, es la camioneta Toyota Hilux turbo Diésel 2.5L con capacidad de carga de hasta 2.5 toneladas, es de procedencia netamente japonesa. Los cálculos realizados se basan en la ficha técnica emitida por el fabricante

4.1. CILINDRADA TOTAL Y VOLUMEN DE LA CÁMARA DE COMPRESIÓN

Según el numeral 2.1.2., antes visto en la teoría, calculamos los parámetros básicos de un motor de combustión interna para poder realizar un ciclo de trabajo, entre los calculados están: volumen desplazado, cilindrada, relación de compresión, basándose en las especificaciones dadas por el fabricante de la camioneta Toyota Hilux turbo Diésel 2.5L con capacidad de carga de hasta 2.5 toneladas.

A continuación se presenta en la figura 14 la camioneta de la cual se va a referenciar los parámetros y luego su respectiva ficha técnica.



Figura 14. Toyota Hilux turbo Diésel 2.5L
(ARCENALES, 2014)

A continuación se presenta las especificaciones de la camioneta Toyota Hilux Diésel como se observa en la tabla 6.

Tabla 6. Ficha Técnica camioneta Toyota Hilux Diésel

Ficha Técnica Toyota Hilux turbo Diésel 2.5L	
Marca	Toyota
Modelo	2KD-FTV
Potencia Máxima	102CV (3600 rpm)
Torque Máximo	260 Nm (1600-2400 rpm)
Número de cilindros	4 en línea
Número de válvulas	16
Tipo de distribución	DOCH
Diámetro de Pistón	92 mm
Carrera de Pistón	93.8 mm
Relación de Compresión	18.5:1
Alimentación	Sobrealimentado (Turbocompresor)
Inyección	Directa Tipo Common Rail
Presión en el múltiple de admisión	14PSI o aproximadamente 96.52 kPa

(ARCENALES, 2014)

Es necesario calcular estos tres parámetros básicos del motor de combustión interna, de la camioneta Toyota Hilux Diésel, porque la cilindrada unitaria indica el volumen de la cámara y sirve para relacionar con la relación estequiométrica usando combustible ecuatoriano y colombiano.

4.1.1.1. Cilindrada unitaria

Para calcular la cilindrada unitaria aplicamos la ecuación 2 del numeral 2.1.2., visto en el marco teórico:

$$V_D = \pi \cdot \frac{D^2}{4} \cdot S$$
$$V_D = \pi \cdot \frac{(92_{mm})^2}{4} \cdot 93.8$$
$$V_D = 623545.82_{mm^3} = 623.54_{cc}$$

El volumen de un cilindro de esta camioneta es: 623.54_{cc}

4.1.1.2. Cilindrada total

Para calcular la cilindrada total aplicamos la ecuación 4 del numeral 2.1.2., visto en el marco teórico:

$$V_T = V_D \cdot Z$$
$$V_T = 623.54_{cc} \cdot 4$$
$$V_T = 2494_{cc}$$

El volumen de la cilindrada total de esta camioneta es: 2494_{cc}

4.1.1.3. Volumen de la cámara de compresión

Para calcular el volumen de la cámara de compresión usamos la fórmula de la relación de compresión 3 del numeral 2.1.2., y despejamos el volumen de la cámara de compresión.

$$r = \frac{V_D + V_{cc}}{V_{cc}}$$

$$r = \frac{V_D}{V_{cc}} + 1$$

$$18.5 = \frac{623.54_{cc}}{V_{cc}} + 1$$

$$V_{cc} = \frac{623.54_{cc}}{18.5 - 1}$$

$$V_{cc} = 35.63_{cc}$$

El volumen de la cámara de compresión de esta camioneta es: 35.63_{cc}

4.2. DIÉSEL ECUATORIANO

Para encontrar datos acerca de los compuestos del diésel se procedió a realizar la caracterización del diésel ecuatoriano realizado en los laboratorios de Química de la Universidad Central del Ecuador, entre los datos importantes obtenidos tenemos:

- La composición del diésel presentado en la tabla 7.

Tabla 7. Composición del Diésel (peso molar)

Componente	%peso
Carbono	85.50
Hidrógeno	11.12
Azufre	0.51

(Flores, 2008)

- El ° API de la muestra de Diésel Premium ecuatoriano:

Diésel PREMIUM API= 34.4

- Las temperaturas de destilación en °C corregidas a 760mmHg que se representa en la tabla 8:

Tabla 8. Temperaturas de destilación en °C corregidas a 760mmHg

% destilado	Diésel 2	Premium
Pi	203.1	214.4
5	223.6	237.9
10	242.1	248.2
20	259.5	264.6
30	272.8	274.9
40	283.1	285.1
50	294.4	296.4
60	304.7	307.7
70	317	321.1
80	331.3	336.4
90	350.8	359
95	366.2	375.4
PF	376.5	383.6

- El resultado de la caracterización del diésel Premium se presenta en la tabla 9.

Tabla 9. Resultado del Diésel Premium

ANÁLISIS	UNIDADES	RESULTADO	NORMA NTE INEN 1489:2012	
			Min	Máx
Punto de Inflamación	°C	94.7	51	-
Residuo carbonoso sobre el 10% del residuo	% P	0.24	-	0.15
Cenizas	% P	0.0033	-	0.01
Temperatura de destilado del 90%	°C	359.0	-	360
Viscosidad Cinemática a 40 °C	cSt	5.15	2.5	6
Azufre	% P	0.0320	-	0.05
Corrosión a lámina de cobre	-	1 A	-	Nº. 3
Índice de Cetano Calculado	-	51.00	45	-

4.3. DIAGRAMA TEÓRICO DEL DIÉSEL EN LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL MOTOR 2.5L

El diagrama teórico del diésel basado en la camioneta Toyota Hilux Diésel motor 2.5L, se lo realiza en una hoja de excel en la cual se determina los parámetros: potencia nominal, rpm nominal, rpm motor, potencia suministrada y torque; como se indica en la tabla 10 una muestra proporcional de los datos del diagrama lo cual se lo puede observar de manera completa en el anexo 1. luego se inserta el gráfico de la curva.

Tabla 10. Datos para el diagrama teórico del Diésel

TEORICO	HP										
	73.91	100	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300
potencia nominal (kw)	73.91	100									
rpm nominal	3600										
rpm motor	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300		
potencia suministrada (kw)	10.726	14.86	19.34	24.08	29.01	34.05	39.12	44.17	49.09		
Torque (Nm)	146.55	157.95	168.16	177.16	184.96	191.56	196.96	201.16	204.16		

En la curva tractiva del motor indicada en la figura 15 se presenta la curva teórica del diésel en color azul.

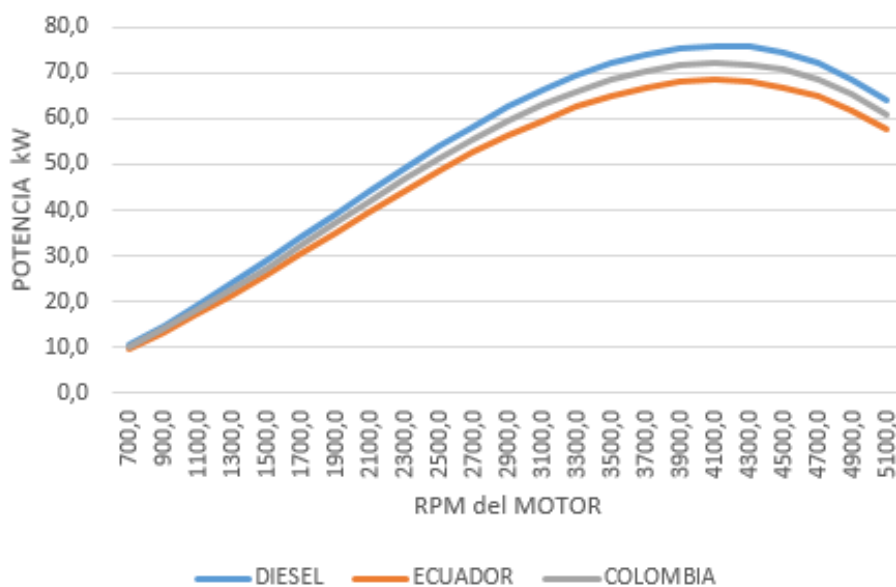


Figura 15. Curva teórica (azul)

4.4. TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL CON COMBUSTIBLE ECUATORIANO

Las variables como la temperatura y la presión son básicas para realizar un análisis teórico termodinámico y se los calculó matemáticamente:

4.4.1.1. Temperatura después del turbo compresor [TK]

Para calcular la temperatura del aire luego de pasar por el turbo compresor se procede así:

$$TK = T_o \left(\frac{Pk}{P_o} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}}$$

Donde:

T_o : Temperatura ambiente = 18°C

P_o : presión atmosférica = 10PSI

P_k : presión del aire luego de pasar por el turbocompresor

n_k : Constante politrópica de compresión = 1.4

- Presión en el múltiple de admisión es: 14 PSI \approx 96.52kPa
 - °K = °C + 273.15
- $$°K = 18°C + 273.15 = 291°K$$

$$TK = 291°K \left(\frac{14PSI}{10PSI} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$TK = 320.28°K \sim 47.28°C$$

4.4.1.2. Densidad del aire

Mediante la ecuación 44 presente en la metodología se calcula la densidad del aire que es diferente de un lugar a otro, varía según las condiciones ambientales; para calcular se usa la ecuación de los gases ideales:

$$P \cdot v = R \cdot T$$

- Presión en el múltiple de admisión es: $14 \text{ PSI} \approx 96.52 \text{ kPa}$

$$\rho = \frac{P_s}{T_s \cdot R}$$

$$\rho = \frac{96.5}{320.28 \cdot 0.287}$$

$$\rho = 1.05 \text{ kg/m}^3$$

Al cilindro de esta camioneta ingresa 1.05 kg/m^3 masa de aire por unidad de volumen.

4.4.1.3. Número de moles de aire de admisión [n]

También se determina mediante la ley de los gases ideales:

$$N = \frac{P_s \cdot Vh}{T_k \cdot Ru}$$

Donde:

Ps: es la presión para el régimen de potencia máxima de la camioneta Toyota Hilux Diésel es de 14 PSI o aproximadamente 96.52kPa.

Ru: constante de los gases ideales $0.287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

La masa molar del aire es aproximadamente: 28.97g/mol

$$0.287 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot \frac{28.97 \text{ kg}}{\text{kmol}} = 8.31 \frac{\text{kPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kmol} \cdot \text{K}}$$

$$N = \frac{96.52 \text{ kPa} \cdot 0.000623 \text{ m}^3}{320.28 \text{ K} \cdot 8.314 \frac{\text{m}^3 \cdot \text{kPa}}{\text{K} \cdot \text{kmol}}}$$

$$N = 0.0000226 \text{ kmol}$$

El aire contiene 0.0000226 kmol de aire y así la masa de aire que entra a un cilindro es de 6.54×10^{-4} gramos porque la masa molar del aire es 28.97g/mol.

4.4.1.4. Relación Estequiométrica

De acuerdo a la ecuación 45 mencionada en la metodología, se procede a calcular la relación estequiométrica

$$R_{A/c} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{NM_{aire}}{NM_C + NM_H}$$

Para lo cual, el diésel está compuesto por:

87% de Dodecano $C_{12}H_{26}$ su masa molar es: 170 kg/kmol

9% de Nonano C_9H_{20} su masa molar es: 128 kg/kmol

2.8% de Azufre S_2 su masa molar es: 64 kg/kmol

0.9% de Nitrógeno N_2 su masa molar es: 28 kg/kmol

0.3% de Oxígeno O_2 su masa molar es: 32 kg/kmol

La composición molar del diésel es:

$$\frac{0.87}{170} C_{12}H_{26} + \frac{0.09}{128} C_9H_{20} + \frac{0.028}{64} S_2 + \frac{0.009}{28} N_2 + \frac{0.003}{32} O_2 \left[\frac{kg}{kmol} \right]$$

El número de moles en cada elemento es:

$$5.117C_{12}H_{26} + 0.71C_9H_{20} + 0.44S_2 + 0.32N_2 + 0.09O_2 [mol]$$

Por la ley de la proporción múltiple se suma los números molares de cada elemento es: 6.677 mol; con lo cual se divide cada número molar para el total y por lo tanto la fracción molar es:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2$$

La combustión teórica, en esta ecuación balancea los productos que entran con los productos que salen.

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2 + \gamma(O_2 + 3.762N_2) \\ = \alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

Cantidad de O_2 que se necesita para oxidar todo el combustible:

Productos que ingresan:

Carbono:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20}$$

$$0.767 \cdot 12 + 0.106 \cdot 9 = 10.148$$

Hidrógeno:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20}$$

$$0.767 \cdot 26 + 0.106 \cdot 20 = 22.046$$

Productos que salen:

Carbono:

$$\alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

$$\alpha = 10.15$$

Hidrógeno:

$$\alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

$$2\beta = 22.046$$

$$\beta = 11.023$$

Azufre:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2$$

$$\alpha \cdot CO_2 + \beta \cdot H_2O + \delta \cdot SO_2 + \varepsilon \cdot N_2$$

$$\delta = 0.0655 \cdot 2 = 0.131$$

Entonces:

$$0.767C_{12}H_{26} + 0.106C_9H_{20} + 0.065S_2 + 0.005N_2 + 0.014O_2$$

$$10.15 \cdot CO_2 + 11.023 \cdot H_2O + 0.131 \cdot SO_2 + (3.762\varepsilon + 0.005) \cdot N_2$$

Oxígeno en productos que salen:

$$10.15 \cdot CO_2 + 11.023 \cdot H_2O + 0.131 \cdot SO_2$$

$$10.15 \cdot 2 + 11.023 \cdot 1 + 0.131 \cdot 2 = 31.58$$

$$2 \cdot \varepsilon + 0.014 = 31.582$$

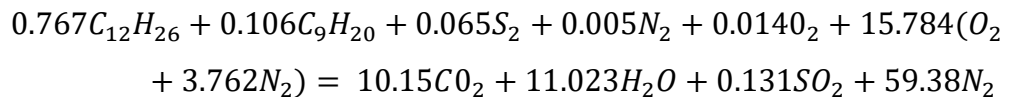
$$\varepsilon = 15.764 \text{ mol}$$

Para determinar las moles de nitrógeno:

$$3.762\varepsilon + 0.005 = 59.3$$

En 75.16 mol de aire, la masa molar de oxígeno que se necesita por cada mol de combustible es $\varepsilon = 15.764 \text{ mol}$.

Y así la ecuación de la combustión teórica queda de la siguiente manera:



4.4.1.5. Relación aire combustible

La relación aire-combustible presenta:

Moles de aire: 75.16

Moles de nitrógeno: 59.38

Moles de oxígeno: 15.78

$$R_{A/c} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{NM_{aire}}{NM_C + NM_H}$$

$$R_{A/c} = \frac{75,16 \text{ kmol} \cdot 29 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}}{10.15 \text{ kmol} \cdot 12 \frac{\text{kg}}{\text{mol}} + 11.02 \text{ kmol} \cdot 2 \frac{\text{kg}}{\text{mol}}} = 15.16$$

Se requiere 15.16 kg de aire para quemar un kilogramo de combustible.

4.4.1.6. Cantidad teórica de aire [Lo]

Es la cantidad mínima de aire que se necesita introducir en el cilindro para oxidar 1 kg de combustible; se considera que el contenido de masa $O=23\%$ y en volumen $O=21\%$ para lo cual la ecuación de la cantidad teórica de aire es la siguiente:

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_c \right) [kg]$$

La tabla 11 indica la cantidad de componentes del diésel, y se aplicó en la ecuación que determina la cantidad teórica de aire:

Tabla 11. Componentes del diésel

DIÉSEL	
C	0.813 kg
H	0.147 kg
O _c	0.003 kg

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} \cdot 0.813 + 8 \cdot 0.147 - 0.003 \right)$$

$$l_o = 14.52kg$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O_c}{32} \right) [kmol]$$

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.813}{12} + \frac{0.147}{4} + \frac{0.003}{32} \right)$$

$$L_o = 0.497kmol$$

4.4.1.7. Cantidad total de aire [M1]

En los motores diésel, la mezcla aire-combustible se forma en la cámara de combustión durante la inyección del diésel, es por eso que no se toma en cuenta la masa molecular del combustible porque es muy pequeña:

$$M1 = \alpha \cdot L_o$$

En motores diésel, α es el factor que representa el coeficiente de exceso de aire y es de 1.4-1.25 a plena carga, así:

$$M1 = 1.4(0.497) = 0.695kmol/kg$$

4.4.1.8. Factor de productos de combustión [M2]

Cantidad total de los productos que han generado luego de la combustión total ($\alpha = 1$) de la mezcla carburante en el cilindro y luego se emanan por el escape.

$$M2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{12} + 0.79 \cdot L_o + (\alpha - 1)L_o$$
$$M2 = \frac{0.813}{12} + \frac{0.147}{12} + 0.79 \cdot 0.497 + (1.4 - 1)0.497 = \frac{0.671 \text{ kmol}}{\text{kg}}$$

4.4.1.9. Coeficiente teórico de variación molecular [μ_o]

Representa el cambio de volumen durante la combustión:

$$\mu_o = \frac{M2}{M1}$$
$$\mu_o = \frac{0.671}{0.695}$$
$$\mu_o = 0.965$$

4.4.1.10. Combustión dentro del cilindro

En esta sección se procede realizar el análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano, calculando los parámetros como: presión media indicada y efectiva, potencia indicada, potencia efectiva, par, rendimiento térmico, rendimiento mecánico, rendimiento volumétrico, consumo indicado y consumo específico..

4.4.1.11. Presión media indicada [Pi]

Esta presión se genera en el ciclo de trabajo al interior del cilindro debido a que explota el fluido operante enseguida de la inyección del combustible.

$$P_i = P_1 \frac{Rc^{n_1}}{Rc - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\rho\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{Rc^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

Donde:

P1: presión de admisión = 96.52kPa

Rc: relación de compresión = 18.5:1

λ : grado de elevación de presión = 1.8

ρ : coeficiente de expansión preliminar = 1.25

δ : grado de expansión posterior = 14.70

n1: coeficiente politrópico de compresión = 1.38

n2: coeficiente politrópico de expansión = 1.23

$$P_i = 96.52 \frac{18.5^{1.38}}{18.5-1} \left[1.8(1.25 - 1) + \frac{1.25 \cdot 1.8}{1.23-1} \left(1 - \frac{1}{14.70^{1.23-1}} \right) - \frac{1}{1.38-1} \left(1 - \frac{1}{18.5^{1.38-1}} \right) \right]$$
$$P_i = 988,72kPa$$

4.4.1.12. Potencia indicada [Ni]

De acuerdo a la ecuación 46 de la metodología se calcula la potencia indicada, la cual indica el trabajo realizado unidad de tiempo, desarrollado por la presión media indicada en un solo cilindro o en el motor:

$$N_i = \frac{P_i \cdot V_h \cdot n}{30}$$
$$N_i = \frac{0,9887 \cdot 0,623 \cdot 3600}{30}$$
$$N_i = 73,91kW \sim 100,49CV$$

4.4.1.13. Potencia efectiva [Ne]

Las RPM multiplicado por el Par motor da la potencia del motor, la potencia efectiva se da por este par y se mide empleando un dispositivo frenante, que aplicado al volante motor, se opone al par motor permitiendo medir su valor, esta potencia es 15% a 20% menor que la potencia indicada, y se asumió que es 15% de la potencia indicada.

$$N_e = N_i - N_m$$

Donde:

Nm: potencia consumida por pérdidas mecánicas

$$N_e = N_i - (15\% \text{ a } 20\%) N_i$$

$$N_e = 75.02kW - 0.15(75.02kW)$$

$$N_e = 75.02kW - 11.02kW = 64kW$$

4.4.1.14. Presión media efectiva [PME]

Es la presión de los gases en el interior del cilindro sin considerar pérdidas.

$$PME = \frac{30 \cdot N_e}{V_h \cdot n}$$

Donde:

Ne: potencia efectiva en kW

Vh: volumen unitario en litros L

n: régimen en RPM

$$PME = \frac{30 \cdot 64kW}{0.623L \cdot 3600rpm} = 856.07kPa$$

4.4.1.15. Par [Mm]

Es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. En la siguiente ecuación se presenta el torque que se obtendría en el volante motor sin ningún tipo de multiplicación:

$$Mm = \frac{N_e \cdot 9550}{n}$$

Donde:

Ne: potencia efectiva en CV

n: régimen de giro en rpm

$$Mm = \frac{87.01CV \cdot 9550}{3600rpm} = 230.83Nm$$

4.4.1.16. Rendimiento termodinámico [η_t]

En un motor de combustión interna se aprovecha la energía calorífica proporcionada por el combustible empleado en el ciclo de trabajo.

El poder calorífico determina cuanto calor se desprende cuando se quema completamente una unidad de combustible y los gases combustionados se enfrían a temperatura ambiente.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

Donde:

k: exponente adiabático 1.38

Rc: relación de compresión 18.5:1

ρ : grado de expansión preliminar $\rho = \frac{V_4}{V_2} = 1.25$

λ : grado de elevación de presión 1.8

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{18.5^{1.4-1}} \cdot \frac{1.8 \cdot 1.25^{1.4} - 1}{1.8 - 1 + 1.4 \cdot 1.8(1.25 - 1)}$$
$$\eta_t = 0.68 \approx 68\%$$

4.4.1.17. Rendimiento mecánico [η_m]

Es la relación que existe entre el trabajo útil del motor y el trabajo indicado, en un ciclo; oscila entre el 70% a 90%.

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni}$$
$$\eta_m = \frac{64kW}{75.02kW} = 0.85$$

$$\eta_m = 85\%$$

4.4.1.18. Rendimiento volumétrico [η_v]

Es el coeficiente de llenado, relaciona la cantidad de carga fresca que ingresa realmente al cilindro y aquella carga teórica que se esperaba que ingrese y llene el cilindro, con las condiciones de admisión (T_k y P_k); en motores con turbo el rendimiento llega a superar el 100%.

En motores diésel el combustible se introduce y evapora al final de la compresión por eso es conveniente enfriar la carga de aire en la admisión y llega a aumentar η_v .

$$\eta_v = \frac{R_c}{R_c - 1} \frac{P_1}{P_{atm}} \frac{T_{amb}}{T_1(1 + \gamma_r)}$$
$$\eta_v = \frac{18.5}{18.5 - 1} \frac{96.52kPa}{68.94kPa} \frac{291^\circ K}{320.28^\circ K(1 + 0.022)} = 1.31$$

$$\eta_v = 131\%$$

4.4.1.19. Consumo indicado de combustible [g_i]

Determina la relación entre el combustible inyectado a la cámara de combustión y el trabajo que es aprovechado en forma de potencia en unidades de tiempo $\left[\frac{g}{kW \cdot h}\right]$.

ρ : Al cilindro de esta camioneta ingresa $1.05 \frac{kg}{m^3}$ masa de aire por unidad de volumen.

α : 1.4

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v \cdot \rho}{P_i \cdot \alpha \cdot l_o}$$
$$g_i = 3600 \frac{1.31 \cdot \frac{1.05kg}{m^3}}{0.988MPa \cdot 1.4 \cdot 14.52kg}$$

$$g_i = 246.55 \frac{g}{kW \cdot h}$$

4.4.1.20. Consumo específico de combustible [ge]

Es el cociente entre el consumo indicado y el rendimiento mecánico, es decir el consumo real obtenido luego de vencer las fuerzas de rozamiento.

$$ge = \frac{gi}{\eta_m} = \frac{184.11}{0.85}$$
$$ge = 216.6 \frac{g}{kWh}$$

4.4.1.21. Resultados teóricos

La tabla 12 es un resumen de ecuaciones calculadas con datos teóricos de los parámetros dentro de la combustión.

Tabla 12. Resultados de los parámetros dentro de la combustión

Potencia indicada	73.91kW=100.41CV
Par Máximo	230.8Nm
Presión Media Indicada	988.72kPa
Potencia Efectiva	64kW=87.01CV
Rendimiento Mecánico	85%
Rendimiento Volumétrico	131%
Consumo Específico de combustible	216.6 g/kWh

4.5. DIAGRAMA TEÓRICO DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL MOTOR 2.5L CON COMBUSTIBLE ECUATORIANO

De igual manera en una hoja de excel se introdujo ciertos parámetros de la camioneta Toyota Hilux Diésel motor 2.5, como se indica en la tabla 13 una muestra proporcional de los datos del diagrama lo cual se lo puede observar de manera completa en el anexo 2. luego se inserta el gráfico de la curva.

Tabla 13. Datos para el diagrama teórico con combustible ecuatoriano

PODER CALORICO (Kw/Kg)	43250									
DENSIDAD (Kg/m ³)	830	0.83 (Kg/m ³)								
rpm motor	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300	
consumo mezcla	0.298785	0.414035	0.5387	0.6707	0.808	0.9484	1.0899	1.2303	1.3676	
ECUADOR potencia real	9.653082	13.37656	17.405	21.67	26.105	30.642	35.212	39.749	44.183	

En la curva tractiva del motor indicada en la figura 16 se presenta la curva teórica del diésel en color anaranjado.

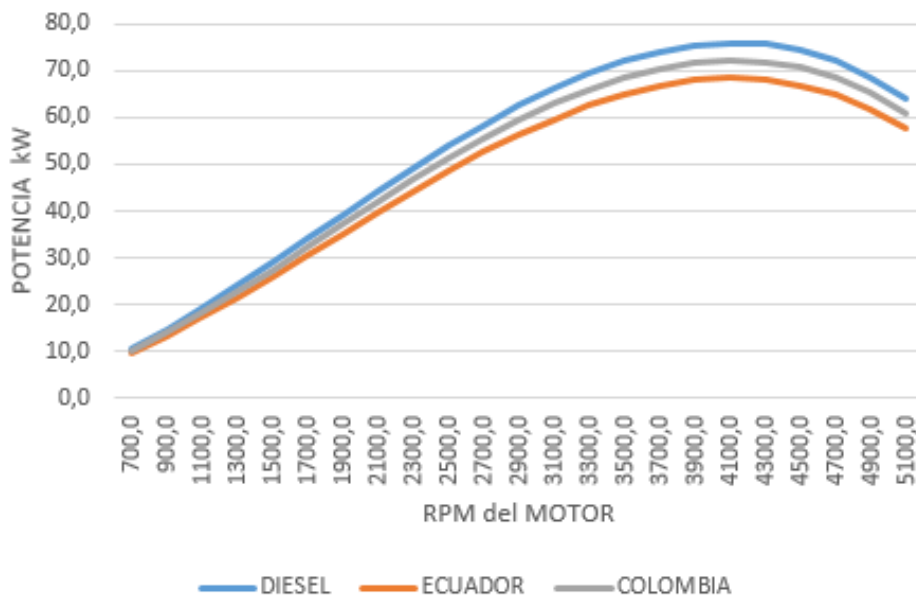


Figura 16. Curva Tractiva con combustible ecuatoriano (naranja)

4.6. TERMODINÁMICA DEL MOTOR DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL CON COMBUSTIBLE COLOMBIANO

Los componentes formados por el carbono son estudiados por la Química Orgánica; una de sus demostraciones es que los combustibles antes de combustionar se desenlazan, la combustión se realiza mediante oxidación del Carbono y del Hidrógeno y a esto se lo conoce la Teoría inorgánica de la combustión (Hidalgo, 2014).

4.6.1. BALANCE DE MASA

Combustible $C_xH_yS_z$ y aire ($21O_2 + 79N_2$) en exceso para que todo el combustible se consuma ingresan en un volumen específico a la fuente fija de combustión, al combustionar se tiene nitrógeno y oxígeno como gas y monóxido de nitrógeno, monóxido de carbono, dióxido de carbono, dióxido de azufre, agua y material particulado; debido a la oxidación térmica del nitrógeno del aire se genera óxido de nitrógeno; la figura 17 indica el esquema de proceso para la combustión de $C_xH_yS_z$. (Hidalgo, 2014)

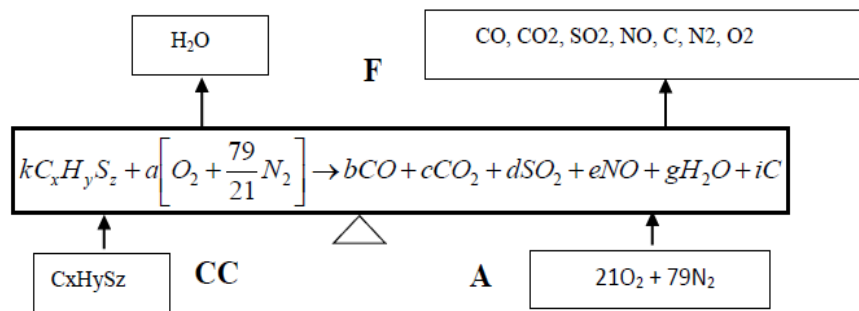


Figura 17. Esquema del proceso para la combustión del diésel (Hidalgo, 2014)

De acuerdo con la metodología de la presente tesis, la tabla 14, indica el balance de masa para el proceso para la combustión de $C_xH_yS_z$:

Tabla 14. Balance de masa

Comp.	Entra		Reacciona	Sale, Base Seca			Sale, Base Húmeda		
	m.kg	n.kmol		n. kmol	m.kg	n.kmol	x	m.kg	n.kmol
$C_xH_yS_z$	kg_k	k	k
O ₂	kg_{O_2}	a+j	a	kg_j	j	X_j	kg_j	j	
N ₂	kg_{N_2}	$(79/21)a+h$	$(79/21)a$	kg_h	h	X_h	kg_h	h	
CO	kg_b	b	X_b	kg_b	b	
CO ₂	kg_c	c	X_c	kg_c	c	
SO ₂	kg_d	d	X_d	kg_d	d	
NO	kg_e	e	X_e	kg_e	e	
H ₂ O	kg_g	g	Xg
C	kg_i	i	X_i	kg_i	i	
total	kg_E	n_E			n_{TBS}	1	kg_s	n_{TBH}	

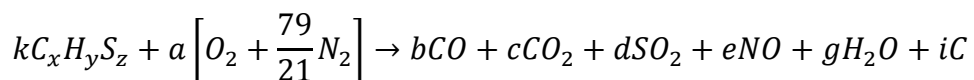
(Hidalgo, 2014)

4.6.2. COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES DEL FUEL OIL (DIÉSEL COLOMBIANO)

Es fundamental analizar el diésel colombiano para así compararlo con el diésel ecuatoriano.

4.6.3. ECUACIÓN DE COMBUSTIÓN PARA COMBUSTIBLES CON PESO MOLECULAR DESCONOCIDO (DIÉSEL COLOMBIANO)

Una ecuación de la combustión que permita conocer la cantidad de gases contaminantes se la deduce asumiendo que el combustible que se usa solo posee hidrógeno, carbono y azufre, y que el aire para combustionar es una mezcla de 79% de nitrógeno y 21% de oxígeno; ya se asume que resultado de la combustión son: monóxido de nitrógeno, monóxido de carbono, dióxido de carbono, agua y que el carbono abarca todo el material particulado, también con respecto a la combustión del azufre presente en el combustible se obtiene solo dióxido de azufre; todo esto representa la ecuación 50:



Igualando la ecuación estequiométrica se obtiene las siguientes ecuaciones:

$$C: kx = b + c + i$$

$$H: ky = 2g$$

$$S: kz = d$$

$$O: 2a = b + 2c + 2d + e + g$$

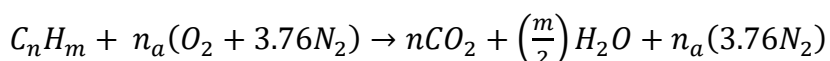
$$N: \left(\frac{79}{21} \right) 2a = e$$

Para encontrar la relación estequiométrica partiendo de la ecuación química del Diésel se procede así, como se observa en la tabla 15.

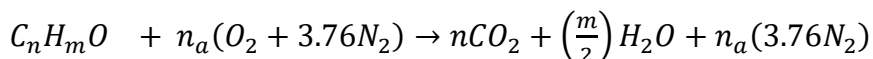
Tabla 15. COMPOSICIÓN SIMPLIFICADA DEL AIRE SECO Y HÚMEDO

Especie	Seco		Húmedo	
	Molar	Másico	Molar	Másico
N ₂	0.7905	0.7686	0.7960	0.7724
O ₂	0.2095	0.2314	0.2040	0.2276
N ₂ /O ₂	3.76	3.32	3.90	3.39

(Desantes, 2011)



La proporción exacta entre el aire y el combustible que es necesaria, teóricamente, para que todo el combustible se oxide hasta los productos finales de la combustión. Teniendo en cuenta en actualmente muchos combustibles usados para MCIAs contienen oxígeno



Donde:

$$n_a = \left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right)$$

Para obtener la relación estequiométrica en términos másicos se multiplica cada uno de los términos de la ecuación [39] por sus respectivos pesos molares (PM_i). La relación que existe entre la masa de combustible y la masa de aire necesario para oxidarlo completamente se denomina Dosado estequiométrico.

De forma genérica, la relación combustible-aire estequiométrica se puede expresar como: (Desantes, 2011)

$$F_e = \left(\frac{m_f}{m_a}\right)_e = \frac{nPM_c + mPM_H + pPM_O}{\left(n + \frac{m}{4} - \frac{p}{2}\right)(PM_{O_2} + 3.76PM_{N_2})}$$

La tabla 16, presenta un análisis elemental de combustibles derivados del petróleo:

Tabla 16. Análisis del diésel colombiano

Composición %	Fuel Oil N°1 (41.5° API)	Fuel Oil N°2 (33° API)	Fuel Oil N°4 (23.2° API)	Fuel Oil N°6 bajo azufre (12.6° API)	Fuel Oil N°6 alto azufre (15.5° API)
Carbono	86.4	87.3	86.47	87.26	84.67
Hidrogeno	13.6	12.6	11.65	10.49	11.02
Oxígeno	0.01	0.04	0.27	0.64	0.38
Nitrógeno	0.003	0.006	0.24	0.28	0.18
Azufre	0.09	0.22	1.35	0.84	3.97
Cenizas	<0.01	<0.01	0.02	0.04	0.02
Razón C/H*	6.35	6.93	7.42	8.31	7.62

(Perry, 2009)

La tabla 17 indica las propiedades del crudo reducido.

Tabla 17. Propiedades del diésel colombiano

API Obs.	19.4/152°F
API/60°F	14.6
Densidad Relativa 60°F	0.9718
Azufre %w	0.75

(Trujillo, 1996)

4.6.4. CANTIDAD TEÓRICA DEL AIRE DE COLOMBIA

La cantidad mínima de aire que se necesita para introducir en el cilindro y así oxidar 1kg de combustible, se considera que el contenido de masa de O=23% y en volumen V= 21%, la ecuación para determinar la cantidad teórica del aire es:

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O_c \right) [kg]$$

Para lo cual basándose en la tabla 13 que los componentes del diésel colombiano son:

C: 0.872 kg

H: 0.104kg

$$O_c: (0.64 + 0.28 + 0.84 + 0.04) \div 4 = 0.45g \approx 0.0045kg$$

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3} 0.872 + 8 \cdot 0.104 - 0.0045 \right)$$

$$l_o = 13.7 kg$$

4.6.5. COMBUSTIÓN DENTRO DEL CILINDRO

El numeral 2.3.5.1., antes visto en el marco teórico, permite realizar cálculos para analizar el ciclo real del motor diésel de cuatro tiempos como los parámetros indicados efectivos, rendimiento y consumo; en función del volumen unitario, pero para esta sección se va a calcular con parámetros del combustible diésel colombiano; al ser las mismas ecuaciones ya explicadas anteriormente con el combustible diésel ecuatoriano se procede a resolverlas sin enunciados, tan solo para la presión media indicada se muestra la deducción de la ecuación ya que cambian el grado de elevación de presión y los coeficientes debido a que se usa gasoil colombiano.

4.6.5.1. Presión media indicada [Pi]

$$P_i = P_1 \frac{R_c^{n_1}}{R_c - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \frac{\rho\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{R_c^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

Donde:

P1: presión de admisión = 96.52kPa

Rc: relación de compresión = 18.5:1

λ : grado de elevación de presión = 1.9

ρ : coeficiente de expansión preliminar = 1.6

δ : grado de expansión posterior = 14.70

n1: coeficiente politrópico de compresión = 1.42

n2: coeficiente politrópico de expansión = 1.25

$$P_i = 96.52 \frac{18.5^{1.42}}{18.5 - 1} \left[1.9(1.6 - 1) + \frac{1.6 \cdot 1.9}{1.25 - 1} \left(1 - \frac{1}{14.7^{1.25 - 1}} \right) - \frac{1}{1.42 - 1} \left(1 - \frac{1}{18.5^{1.42 - 1}} \right) \right]$$

$$P_i = 1878.921kPa$$

4.6.5.2. Potencia indicada [Ni]

$$Ni = \frac{Pi \cdot Vh \cdot n}{30}$$
$$Ni = \frac{1.878 \cdot 0.623 \cdot 3600}{30}$$
$$Ni = 140.4kW \sim 190.89CV$$

4.6.5.3. Potencia efectiva [Ne]

Esta potencia es 15% a 20% menor que la potencia indicada, y se asumió que es 15% de la potencia indicada.

$$Ne = Ni - Nm$$

Donde:

Nm: potencia consumida por pérdidas mecánicas

$$Ne = Ni - (15\%a20\%)Ni$$

$$Ne = 140.4 - 0.15(140.4kW)$$

$$Ne = 140.4kW - 21.06kW = 119.34kW \approx 162.25CV$$

4.6.5.4. Presión media efectiva [PME]

Es la presión de los gases en el interior del cilindro sin considerar pérdidas.

$$PME = \frac{30 \cdot Ne}{Vh \cdot n}$$

Donde:

Ne: potencia efectiva en kW

Vh: volumen unitario en litros L

n: régimen en RPM

$$PME = \frac{30 \cdot 119.34kW}{0.623L \cdot 3600rpm} = 1597.11kPa$$

4.6.5.5. Par [Mm]

En la siguiente ecuación se presenta el torque que se obtendría en el volante motor sin ningún tipo de multiplicación:

$$Mm = \frac{Ne \cdot 9550}{n}$$

Donde:

Ne: potencia efectiva en CV

n: régimen de giro en rpm

$$Mm = \frac{162.25CV \cdot 9550}{3600rpm} = 430.413Nm$$

4.6.5.6. Rendimiento termodinámico [η_t]

La deducción para esta ecuación se la presenta debido a que cambia el grado de expansión preliminar y el grado de elevación de presión, debido a que se lo calcula con combustible colombiano:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{Rc^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

Donde:

k: exponente adiabático 1.38

Rc: relación de compresión 18.5:1

ρ : grado de expansión preliminar $\rho = \frac{V_4}{V_2} = 1.6$

λ : grado de elevación de presión 1.9

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{18.5^{1.38-1}} \cdot \frac{1.9 \cdot 1.6^{1.38} - 1}{1.9 - 1 + 1.38 \cdot 1.9(1.6 - 1)}$$
$$\eta_t = 0.64 \approx 64\%$$

4.6.5.7. Rendimiento mecánico [η_m]

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni}$$
$$\eta_m = \frac{119.34kW}{140.4kW} = 0.85$$
$$\eta_m = 85\%$$

4.6.5.8. Rendimiento volumétrico [η_v]

$$\eta_v = \frac{Rc}{Rc - 1} \frac{P1}{Patm} \frac{Tamb}{T1(1 + \gamma_r)}$$
$$\eta_v = \frac{18.5}{18.5 - 1} \frac{96.52kPa}{68.94kPa} \frac{291^\circ K}{320.28^\circ K(1 + 0.022)} = 1.31$$
$$\eta_v = 131\%$$

4.6.5.9. Consumo indicado de combustible [gi]

ρ : Al cilindro de esta camioneta ingresa $1.05 \frac{kg}{m^3}$ masa de aire por unidad de volumen.

α : 1.4

$$gi = 3600 \frac{\eta_v \cdot \rho}{Pi \cdot \alpha \cdot l_o}$$
$$gi = 3600 \frac{1.31 \cdot \frac{1.05kg}{m^3}}{1.878MPa \cdot 1.4 \cdot 13.7kg}$$
$$gi = 137.47 \frac{g}{kW \cdot h}$$

4.6.5.10. Consumo específico de combustible [ge]

Es el cociente entre el consumo indicado y el rendimiento mecánico, es decir el consumo real obtenido luego de vencer las fuerzas de rozamiento.

$$ge = \frac{gi}{\eta_m} = \frac{137.47}{0.85}$$
$$ge = 161.73 \frac{g}{kWh}$$

4.6.5.11. Resultados teóricos con combustible colombiano

La tabla 18 es un resumen de ecuaciones calculadas con datos teóricos de los parámetros dentro de la combustión con combustible colombiano.

Tabla 18. Resultados de los parámetros dentro de la combustión

Potencia indicada	140.4kW ~ 190.89CV
Par Máximo	430.41Nm
Presión Media Indicada	1878.921kPa
Potencia Efectiva	119.34kW ≈ 162.25CV
Rendimiento Mecánico	85%
Rendimiento Volumétrico	131%
Consumo Específico de combustible	161.73 g/kWh

4.7. DIAGRAMA TEÓRICO DE LA CAMIONETA TOYOTA HILUX DIÉSEL MOTOR 2.5L CON COMBUSTIBLE COLOMBIANO

De igual manera en una hoja de excel se introdujo ciertos parámetros de la camioneta Toyota Hilux Diésel motor 2.5, como se indica en la tabla 19 una muestra proporcional de los datos del diagrama lo cual se lo puede observar de manera completa en el anexo 3. luego se inserta el gráfico de la curva.

Tabla 19. Datos para el diagrama teórico con combustible colombiano

COLOMBIA	PODER CALORICO (Kw/Kg)	44210								
	DENSIDAD (Kg/m ³)	843	0.843 (Kg/m ³)							
rpm motor	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300	
consumo mezcla	0.359737	0.498498	0.6486	0.8076	0.9729	1.1419	1.3122	1.4813	1.6466	
potencia real	10.18936	14.,1197	18.372	22.874	27.556	32.344	37.168	41.957	46.638	

En la curva tractiva del motor indicada en la figura 18 se presenta la curva teórica del diésel colombiano en color plomo.

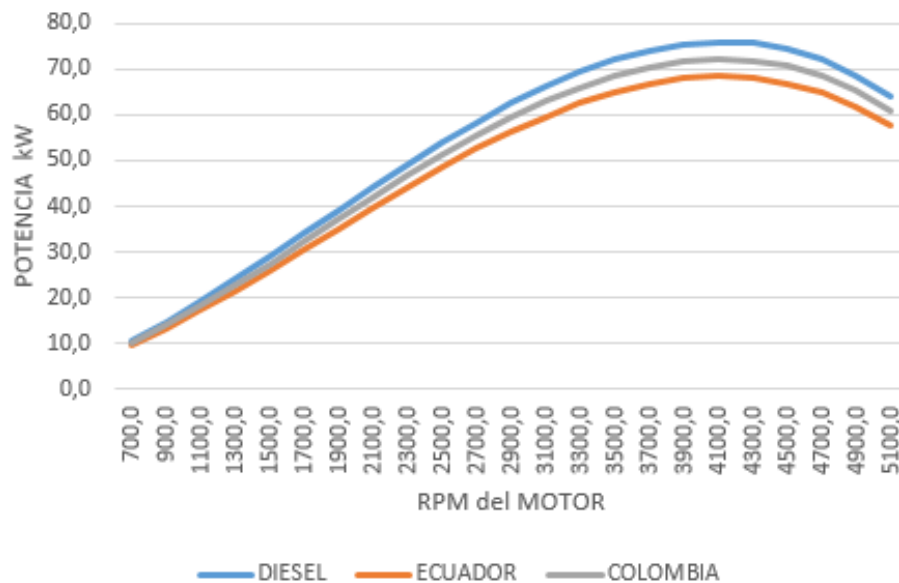


Figura 18. Curva tractiva con combustible colombiano (gris)

Curva Tractiva del motor

La curva tractiva del motor se la genera insertando parámetros como: poder calorífico y densidad del combustible diésel ecuatoriano y del combustible diésel colombiano respectivamente para cada curva, también las revoluciones por minuto del motor de la camioneta Toyota Hilux Diésel 2.5L; la grafica en el eje x tiene RPM y en el eje y potencia en kW.

La camioneta Toyota Hilux Diésel 2.5L muestra en la ficha técnica potencia máxima del motor aproximadamente de 74kW a 3600 RPM, pero la curva tractiva del motor teórica que en la figura anterior es la de color azul presenta una potencia máxima aproximada de 75kW a 4100 RPM, la curva tractiva del motor con combustible diésel colombiano que es la de color gris tiene una potencia máxima aproximada de 72kW a 4100 RPM y la curva tractiva del motor con combustible diésel ecuatoriano que es la de color anaranjado tiene una potencia máxima de 69kW a 4100 RPM; lo cual hace responsable de este incremento del punto de potencia máxima de 3600 RPM a 4100RPM en la camioneta analizada teóricamente, a la composición del diésel ecuatoriano y

colombiano respectivamente que se obtiene a partir de la relación estequiométrica resuelta en la sección de análisis de resultados de esta tesis. Con las curvas tractivas primero se concluye que el diésel ecuatoriano y el diésel colombiano no cumplen con los requerimientos necesarios para realizar una buena combustión y así obtener la potencia a las revoluciones indicadas para lo cual está diseñada la camioneta Toyota Hilux Diésel 2.5L, porque las curvas gris y anaranjada están por debajo de la curva teórica del vehículo analizado.

También se concluye que teóricamente el combustible diésel colombiano es de mejor calidad con respecto al combustible diésel ecuatoriano porque la curva tractiva con combustible colombiano muestra que la potencia es mayor en las RPM indicadas con respecto a la curva tractiva con diésel ecuatoriano, ya que siguiendo el trayecto de la curva tractiva del motor con combustible colombiano que es de color gris presenta que en ralentí con 700 RPM aproximadamente la potencia es de 10kW, a 3600 RPM la potencia es de 70kW y a 4100 RPM aproximadamente la potencia máxima es de 75kW; la curva tractiva del motor con combustible ecuatoriano que es la de color anaranjado tiene una trayectoria similar pero presenta menor potencia así: en ralentí con 700 RPM aproximadamente 10kW de potencia, a 3600 RPM aproximadamente 66kW y a 4100 RPM aproximadamente la potencia máxima es de 68 kW.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Los parámetros más importantes que se determinó para analizar termodinámicamente el ciclo diésel con combustible ecuatoriano y con combustible colombiano son; presión media, potencia indicada y efectiva, par, rendimiento mecánico y volumétrico, y el consumo específico del combustible.
- Al realizar la caracterización del diésel se obtiene principalmente el punto de inflamación, residuo carbonoso, cenizas, temperatura de destilado, cantidad de azufre, índice de cetano; también se conoce la composición química del diésel, lo cual varía para cada diésel.
- El análisis teórico termodinámico del ciclo diésel con combustible ecuatoriano presenta una presión media indicada menor que la calculada con el combustible diésel colombiano, por ende potencia indicada, potencia efectiva, par máximo también son menores con respecto a las ecuaciones resueltas con el diésel colombiano.
- La cantidad de azufre que presenta un combustible en general, lo hereda del crudo del cual fue derivado.
- El consumo específico de combustible con diésel colombiano es mayor que el que se calcula con diésel ecuatoriano, y es en este parámetro que se diferencia los componentes diésel y se decide cual es de mejor calidad, ya que para calcular se necesita conocer la cantidad teórica del aire y esta ecuación contiene los componentes del diésel en unidad de masa.
- Las curvas tractivas del motor indican teóricamente que el combustible diésel colombiano genera mayor potencia comparando con el combustible diésel ecuatoriano.
- Al visualizar los dos tipos de diésel se distingue diferencia de color, en el cual la diésel ecuatoriano es más oscuro que el diésel colombiano; el gasoil colombiano es más viscoso que gasoil ecuatoriano.

5.2. RECOMENDACIONES

- Para transportar el diésel del cual se va a realizar la caracterización en un laboratorio químico se lo debe hacer en recipiente de vidrio bien sellado ya que en plástico por variaciones de temperatura durante el trayecto se condensa agua y cambia la composición original.
- Para realizar el análisis práctico se recomienda que luego de utilizar el combustible ecuatoriano en una prueba de ruta, lavar el tanque de combustible para luego realizar la prueba con diésel colombiano.
- Se recomienda adquirir el diésel más allá de la ciudad fronteriza para descartar la idea de que sea diésel de contrabando.
- Se recomienda a los ingenieros automotrices estar siempre informados acerca de la calidad del combustible que se expende en el país.

BIBLIOGRAFÍA

- ARCENALES, S. (03 de 09 de 2014). *Estudio Termodinámico del motor Toyota turbo diésel modelo 2KD-FTV, mediante la implementación de un intercambiador de calor al sistema de admisión* (1 ed., Vol. 1). (S. ARCENALES, Ed., & 1, Trad.) Cuenca, Azuay, Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana. Recuperado el 02 de 06 de 2016
- ARPEM. (24 de 05 de 2016). *ARPEM COCHES*. Obtenido de <http://www.arpem.com/coches/coches/toyota/hilux/modelos-08/toyota-hilux-30d-171-vxl-cabina-doble-auto.html>
- AUTOMOTOR. (08 de 03 de 2016). *MOTOR DIÉSEL*. Obtenido de <https://sites.google.com/site/partesautomovil/motor/motor>
- AUTOMOTORES CONTINENTAL. (24 de 05 de 2016). *CHEVROLET*. Obtenido de <http://www.automotorescontinental.com.ec/mobile/luv-d-max-3-0-diesel-cd-tm-4x4-extreme>
- CALLEJA, D. G. (2011). CONCEPTOS ELEMENTALES DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. En D. G. CALLEJA, *MOTORES* (pág. 7). MADRID: PARANINFO.
- CENGEL, Y. A. (2012). *TERMODINÁMICA*. MÉXICO: MC GRAW HILL.
- Ciria, I. (28 de 04 de 2013). Estudio de la combustión en motores diésel. *WEARCHECK IBÉRICA*. Obtenido de www.wearcheckiberica.es
- DAVID, G. C. (2015). Dosado. En G. Calleja, *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares* (pág. 49). Madrid : Paraninfo.
- DEFINICION. (18 de 04 de 2015). *PETRÓLEO*, 1. (DEFINICION.DE, Editor, DEFINICION.DE, Productor, & DEFINICION.DE) doi:1
- Desantes, F. P. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Barcelona: Reverté.
- EL TIEMPO. (23 de 05 de 2013). *MOTOR*, 1. (1, Editor, 1, Productor, & 1) doi:1
- Filgueira, P. L. (2015). Ciclo ideal del Motor Diésel. La plata, Argentina: Universidad Nacional de la Plata.

- Flores, D. (2008). Ingeniería Química. *Cuantificación de gases de efecto invernadero y estrategias de mitigación en un bloque Petrolero*. Quito, Pichincha, Ecuador : UCE.
- Hidalgo, E. (2014). Ingeniería Química. *Estimación de emisiones gaseosas de fuentes fijas en el sector industrial e cantón Rumiñahui*. Quito, Pichincha, Ecuador: UCE.
- Instituto Ecuatoriano de Normalización. (2012). Norma Técnica Ecuatoriana. Quito, Pichincha, Ecuador.
- LUKE, E. J. (2003). *MOTORES DIÉSEL Y DE GAS DE ALTA COMPRESIÓN*. BARCELONA: REVERTÉ.
- MASAQUIZA, Á. (2012). *ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO*.
- meganeboy, D. (31 de 03 de 2016). *AFICIONADOS A LA MECÁNICA*. Obtenido de AFICIONADOS A LA MECÁNICA: http://www.aficionadosalamecanica.net/cur_mec_cilindrada.htm
- MINISTERIO DE HIDROCARBUROS. (08 de 04 de 2016). *PETROECUADOR*. Obtenido de PETROECUADOR: <http://www.hidrocarburos.gob.ec/confirman-calidad-de-combustible-que-distribuye-ep-petroecuador-al-pais/>
- MINISTERIO DE MINAS Y ENERGÍA REPÚBLICA DE COLOMBIA. (18 de 04 de 2016). *MANEJO DE BIODIÉSEL*. (1, Ed.) doi:1
- MUNICIPIO DE DISTRITO METROPOLITANO DE QUITO. (10 de 04 de 2010). *DIRECCIÓN METROPOLITANA AMBIENTAL*. Obtenido de WWW.QUITOAMBIENTE.GOB.EC
- ORTIZ, M. (21 de 04 de 2016). *ESTUDIO COMPARATIVO DEL USO DEL DIÉSEL ENTRE EUROPA Y ECUADOR, UTILIZADO PARA MOTORES DE VEHÍCULOS*. Obtenido de WWW.UIE.COM
- PERALVO MARIO, G. A. (10 de 2011). Estudio de las emisiones de gases contaminantes de un motor de ciclo diésel, usando combustible microemulsionado con agua. Quito, Pichincha, Ecuador: UNIVERSIDA POLITÉCNICA NACIONAL.
- Perry, R. (2009). *Manual del Ingeniero Químico*. U.S.A: Mc. Graw Hill.

PRESIDENCIA DE LA REPÚBLICA DEL ECUADOR. (20 de 04 de 2010).
TULAS. Obtenido de www.recaiecuador.com

Trujillo. (1996). Ingeniería Química. *Evaluación de la eficiencia de los intercambiadores de calor en la Refinería Amazonas*. Quito, Pichincha, Ecuador.

UNIVERSIDAD DE SEVILLA. (05 de 04 de 2016). *LAPLACE*. Obtenido de DEPARTAMENTO DE FÍSICA APLICADA III:
http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Diesel

VALLAREAL, M. (18 de 04 de 2016). *PETRÓLEO*. Obtenido de PETRÓLEO:
<http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/590/1/CAP1.pdf>

VALLEJO, M. A. (s.f.). *ESTUDIO COMPARATIVO DEL USO DEL DIÉSEL ENTRE EUROPA Y ECUADOR, UTILIZADO PARA MOTORES DE VEHÍCULOS*.

VERTICE. (24 de 05 de 2015). *CLIENTES MAZDA*. Obtenido de <http://www.vertice.com.ec/clientes/mazda/Fichas/26.pdf>

WIKIPEDIA. (30 de 03 de 2016). *WIKIPEDIA*. Obtenido de WIKIPEDIA:
www.wikipedia.com

ANEXOS

ANEXO 1

DATOS PARA EL DIAGRAMA TEÓRICO DEL DIÉSEL

TEORICO	potencia nominal (kw)	73,91	100											
	rpm nominal	3600												
	rpm motor	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100
	potencia suministrada (kw)	10,726	14,86	19,34	24,08	29,01	34,05	39,12	44,17	49,09	53,83	58,31	62,45	66,17
	Torque (Nm)	146,55	157,95	168,16	177,16	184,96	191,56	196,96	201,16	204,16	205,96	206,56	205,96	204,16

ANEXO 1. Datos para el diagrama teórico del Diésel

TEORICO		HP									
	potencia nominal (kw)	73,91	100								
	rpm nominal	3600									
	rpm motor	3300	3500	3700	3900	4100	4300	4500	4700	4900	5100
	potencia suministrada (kw)	69,40	72,07	74,10	75,42	75,94	75,60	74,31	72,02	68,62	64,07
Torque (Nm)	201,16	196,96	191,56	184,96	177,16	168,16	157,95	146,55	133,95	120,15	

ANEXO 2

DATOS PARA EL DIAGRAMA TEÓRICO DEL DIÉSEL ECUATORIANO

		HP												
ECUADOR	PODER CALORICO (Kw/Kg)	43250												
	DENSIDAD (Kg/m ³)	830 0,83 (Kg/m ³)												
	rpm motor	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100
	consumo mezcla	0,298785	0,414035	0,5387	0,6707	0,808	0,9484	1,0899	1,2303	1,3676	1,4996	1,6243	1,7395	1,8433
potencia real	9,653082	13,37656	17,405	21,67	26,105	30,642	35,212	39,749	44,183	48,449	52,477	56,201	59,552	

ANEXO 2. Datos para el diagrama teórico del Diésel Ecuatoriano

		HP									
ECUADOR	PODER CALORICO (Kw/Kg)	43250									
	DENSIDAD (Kg/m ³)	830 0,83 (Kg/m ³)									
	rpm motor	3300	3500	3700	3900	4100	4300	4500	4700	4900	5100
	consumo mezcla	1,933345	2,007703	2,0642	2,1008	2,1154	2,1059	2,0702	2,0061	1,9117	1,7847
potencia real	62,46203	64,86437	66,691	67,874	68,345	68,037	66,883	64,814	61,762	57,66	

ANEXO 3

DATOS PARA EL DIAGRAMA TEÓRICO DEL DIÉSEL COLOMBIANO

COLOMBIA	PODER CALORICO (Kw/Kg)	44210												
	DENSIDAD (Kg/m ³)	843	0,843 (Kg/m ³)											
	rpm motor	700	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100
	consumo mezcla	0,359737	0,498498	0,6486	0,8076	0,9729	1,1419	1,3122	1,4813	1,6466	1,8055	1,9556	2,0944	2,2193
	potencia real	10,18936	14,1197	18,372	22,874	27,556	32,344	37,168	41,957	46,638	51,141	55,393	59,323	62,86

ANEXO 3. Datos para el diagrama teórico del Diésel Colombiano

COLOMBIA	PODER CALORICO (Kw/Kg)	44210									
	DENSIDAD (Kg/m ³)	843	0,843 (Kg/m ³)								
	rpm motor	3300	3500	3700	3900	4100	4300	4500	4700	4900	5100
	consumo mezcla	2,327746	2,417272	2,4853	2,5294	2,547	2,5355	2,4925	2,4154	2,3017	2,1488
	potencia real	65,93215	68,46794	70,396	71,644	72,142	71,817	70,598	68,414	65,193	60,864

Anexo 4

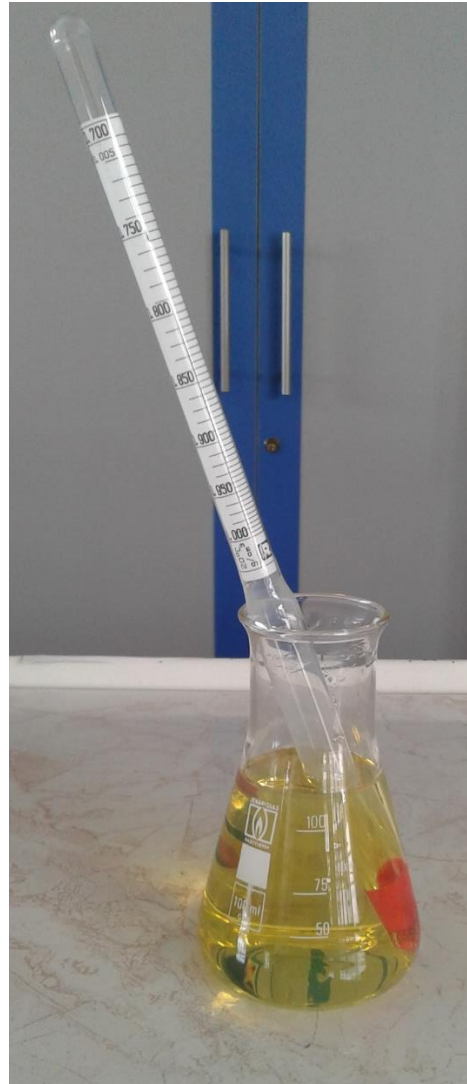
Muestra de 100ml Diésel Ecuatoriano



ANEXO 4. Diésel Ecuatoriano

Anexo 5

Muestra de 100ml Diésel Colombiano



ANEXO 5. Diésel Colombiano