

UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA
SEDE CUENCA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA AUTOMOTRIZ

Tesis previa a la obtención del Título de:

Ingeniero Mecánico Automotriz

TEMA:

ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO E IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO
DIDACTICO CON VISUALIZACIÓN DE DATOS EN TIEMPO REAL EN UN
MOTOR TOYOTA 2B DIESEL PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA
AUTOMOTRIZ

AUTORES:

JAIRO MARCELO REIBÁN HEREDIA

CARLOS ALBERTO RAMIREZ VELASQUEZ

DIRECTOR:

ING. FAUSTO CASTILLO

CUENCA – JULIO DE 2014

CERTIFICO

Que el siguiente trabajo de tesis "Análisis del Balance Energético e implementación de un banco didáctico con visualización de datos en tiempo real en un motor Toyota 2B Diesel para el Laboratorio de Ingeniería Automotriz" realizado por los estudiantes Jairo Reibán Heredia y Carlos Alberto Ramírez Velásquez, fue dirigido por mi persona.

Cuenca, 07 de Julio de 2014

A handwritten signature in black ink, consisting of a stylized 'F' followed by a large loop and a horizontal line extending to the right.

Ing. Fausto Castillo

DECLARATORIA

Todos los conceptos, investigaciones, cálculos y pruebas desarrollados y analizados en el presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores, así como las conclusiones y recomendaciones expuestas.

Los autores del presente trabajo de tesis ceden a la UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, con carácter gratuito y con fines exclusivamente de investigación y docencia, los derechos de transformación, reproducción y comunicación pública de la Tesis, para adecuarla al formato, imagen o apariencia que considere necesario y conveniente.



Jairo Marcelo Reibán Heredia



Carlos Alberto Ramírez Velásquez

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a Dios a mi esposa, mis maravillosos hijos y mi madre por su apoyo incondicional y confianza para culminar con mis estudios. A mis profesores, compañeros y amigos que me han motivado para culminar con este proyecto.

Jairo Reibán Heredia

DEDICATORIA

Dedico mi esfuerzo a los que me han hecho crecer personal y espiritualmente. A mis padres y hermanos por el apoyo que me brindaron desde el principio. A mi esposa y a mi hija por haberme acompañado en este largo camino y por último a mis compañeros y maestros que me ayudaron a convertirme en el profesional que soy ahora.

Carlos Alberto Ramírez Velásquez

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por bendecirme para poder llegar a culminar este importante proyecto, a mi esposa y mis maravillosos hijos quienes han sabido apoyarme brindándome su amor y comprensión para dedicarle el tiempo que requerí para realizar este trabajo, a mi madre por confiar en mi capacidad y motivarme constantemente, a mi director de tesis, Ing. Fausto Castillo por sus enseñanzas y dedicación, a mis profesores por compartir sus conocimientos que han sido fundamentales en mi formación y finalmente a todas las personas que han estado junto a mí en este proceso

Jairo Marcelo Reibán Heredia

AGRADECIMIENTO

Comienzo agradeciendo a mis padres, las personas que me impulsaron a convertirme en un profesional. A mis hermanos que han sabido ayudarme a lo largo de estos años. A mi esposa y a mi hija quienes siempre estuvieron conmigo durante este proceso y por último a todas las personas incluyendo profesores que han sido parte de una u otra forma de mi formación profesional.

Carlos Alberto Ramírez Velásquez

INDICE GENERAL DE CONTENIDOS

INTRODUCCION.....	XVIII
-------------------	-------

CAPÍTULO 1 ANÁLISIS DE LOS FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS PARA EL BALANCE ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE CICLO DIESEL

1.1	El motor Diesel.	2
1.1.1	Principales características y componentes.	3
1.1.2	Ventajas y desventajas del motor Diesel.	8
1.2	Fundamentos termodinámicos para el balance energético de un motor de ciclo diesel. 9	
1.2.1	Análisis de la energía generada por un motor Diesel.	10
1.2.1.1	El Ciclo Diesel como el ciclo ideal de las máquinas de encendido por compresión.....	10
1.2.1.2	Consideraciones para el análisis del ciclo Diesel.....	10
1.2.1.2.1	Suposiciones de análisis general.	11
1.2.1.2.2	Ley de los gases ideales.....	11
1.2.1.2.3	Suposiciones de aire estándar.	14
1.2.1.2.4	Características de las máquinas reciprocantes.	15
1.2.1.2.5	Descripción del ciclo Diesel.....	17
1.2.2	Análisis de la energía perdida por un motor Diesel.	19
1.2.2.1	Pérdidas generadas por transferencia de calor.	19
1.2.2.1.1	Transferencia de calor por conducción.....	20
1.2.2.1.2	Transferencia de calor por convección.	21
1.2.2.2	Pérdidas generadas en los gases de escape.....	23
1.2.2.2.1	Combustibles y combustión.	23
1.2.2.2.2	Propiedades del combustible Diesel.	26
1.2.2.2.3	Procesos de combustión teóricos y reales.....	26

1.2.2.2.4	Entalpía de formación y entalpía de combustión.	27
-----------	--	----

CAPÍTULO 2 ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO DEL MOTOR DIESEL

2.1	Características constructivas del motor diesel TOYOTA 2B.	31
2.2	Análisis de los parámetros del motor diesel.	32
2.2.1	Cilindraje del motor.	33
2.2.2	Evaluación del ciclo termodinámico del motor diesel.	37
2.3	Sensores utilizados para la medición de variables presentes en el balance energético del motor diesel Toyota 2B.	39
2.3.1	Sensor de medición del caudal de aire ingresado al múltiple de admisión (MAF – Mass Air Flow).	40
2.3.2	Diseño de un sensor MAF.	42
2.3.3	Sensor de RPM del motor.	44
2.3.4	Sensor CKP de efecto HALL.	44
2.3.5	Sensores de temperatura del agua, aceite y gases de escape.	45

CAPITULO 3 DISEÑO Y ADAPTACIÓN DE SENSORES

3.1	Generalidades	50
3.2	Calculo de las variaciones de temperatura	50
3.2.1	Elementos para calcular variaciones de temperatura.	50
3.2.1.1	Termistores NTC.....	51
3.2.1.2	Multímetros.....	51
3.2.1.3	Partidor de tensión y circuito de alimentación.....	53
3.2.2	Sensor de temperatura del agua de refrigeración.	54
3.2.2.1	Tabulación de resultados	55
3.2.2.2	Construcción de la curva de trabajo de la NTC	57

3.2.3	Sensor de temperatura de gases de escape	59
3.2.3.1	Tabulación de resultados	61
3.2.3.2	Construcción de la curva de trabajo de la NTC	61
3.3	Digitalización de las señales obtenidas de los sensores	64
3.3.1	Resolución de ingreso de las señales	64
3.3.2	Digitalización de las curvas características de los sensores NTC	66
3.4	Cálculo del caudal de ingreso de aire al motor	67
3.4.1	Elementos para calcular el caudal de ingreso de aire al motor	67
3.4.1.1	Anenómetro	67
3.4.1.2	Medidor de Revoluciones.....	68
3.4.2	Ensayos y mediciones.....	70
3.4.3	Tabulación de resultados	72
3.4.4	Ajuste de la curva de velocidad de ingreso de aire vs. Rpm	74
3.4.5	Determinación analítica de la expresión de la velocidad de ingreso.	78
3.5	Determinación del número de moles de ingreso de aire.....	80
3.5.1	Cálculo del caudal de aire que ingresa al motor	80
3.5.2	Cálculo del flujo másico del aire.....	82
3.5.3	Cálculo del número de moles.....	83
3.6	Calculo del número de moles de ingreso de combustible (diesel).	85
3.6.1	Construcción de la curva del caudal aportado en función del recorrido de la cremallera	86
3.6.2	Construcción de la curva del recorrido de la cremallera en función de las rpm	87
3.6.3	Construcción de la curva del caudal de la cremallera en función de las rpm.....	88
3.6.3.1	Ajuste de la curva	89
3.6.3.2	Determinación analítica de la curva a utilizarse.	90
3.6.4	Cálculo del Flujo másico de diesel que ingresa al motor	95
3.6.5	Cálculo del Flujo másico de diesel que ingresa al motor	96
3.7	Ecuación de combustión.	96
3.8	Cálculo de pérdidas de Energía	98

3.8.1	Cálculo de la pérdida de energía de los gases de escape.....	98
3.8.1.1	Calor perdido en los gases de escape. Combustión completa	99
3.8.2	Cálculo de la pérdida de energía por refrigeración.....	100
3.9	Calculo de la energía que ingresa.....	102
3.10	Determinación de rendimiento del motor en el diagrama de Sankey.....	103

CAPITULO 4 GUÍAS DE PRÁCTICA PARA USO DEL BANCO MOTOR TOYOTA 2B

4.1	Guía De Inspección Previa A Puesta En Marcha Del Motor Toyota 2b	105
4.1.1	Consideraciones previas al encendido del motor.	105
4.1.2	Consideraciones para la instalación del programa.	106
4.2	Identificación de ventanas y datos a visualizar en el programa	111
4.2.1	Ventanas de Visualización	112
4.2.1.1	Ventana 1.- DIAGRAMA DE SANKEY.....	112
4.2.1.2	Ventana 2.- PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR GASES DE ESCAPE.....	112
4.2.1.3	Ventana 3.- PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR REFRIGERACIÓN	113
4.3	Guía de práctica “DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR SISTEMA DE REFRIGERACIÓN”	114
4.3.1	Objetivos	114
4.3.2	Método.....	115
4.3.3	Equipos y materiales	115
4.3.4	Marco Teórico	115
4.3.5	Desarrollo	116
4.4	Guía de práctica “DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR GASES DE ESCAPE”	119
4.4.1	Objetivos	119
4.4.2	Método.....	119
4.4.3	Equipo y materiales.....	119
4.4.4	Marco Teórico	120
4.4.5	Desarrollo	121

4.4.6	Conclusiones.....	123
4.4.7	Cuestionario	123
4.5	Análisis de eficiencia mediante el diagrama de Sankey en motor Toyota 2b diesel	123
	CONCLUSIONES	126
	RECOMENDACIONES.....	127
	BIBLIOGRAFÍA.....	128
	ANEXOS	129

.

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 El motor Diesel (http://www.bobcatservice.com)	2
Figura 1. 2 Bloque motor (http://www.uamerica.edu.co/motores/images/bloque.jpg)	3
Figura 1. 3 Culata (http://www.rectificadosdonosti.com/fotos/culata908040amc2.jpg).....	4
Figura 1. 4 Cigüeñal (http://www.automotriz.net/)	4
Figura 1. 5 Volante Motor (http://www.reycomotor.com/).....	5
Figura 1. 6 Pistón (http://www.enginebuildermag.com/).....	5
Figura 1. 7 Árbol de levas (http://www.emc.uji.es/)	6
Figura 1. 8 Bomba de Inyección (http://www.automotriz.net/tecnica/images).....	6
Figura 1. 9 Inyector (http://media.photobucket.com/image/inyector).....	7
Figura 1. 10 Válvulas del motor (http://www.retrospeed.org/)	7
Figura 1. 11 Bujía de precalentamiento (http://www.garesauto.com).....	7
Figura 1. 12 Biela (http://www.intermecanica.com.ve/biela01.jpg)	8
Figura 1. 13 Precámara de combustión (http://img37.picoodle.com)	9
Figura 1. 14 Máquina reciprocante (http://us.123rf.com)	16
Figura 1. 15 Tiempos del motor diesel (http://www.automotriz.net/).....	16
Figura 1. 16. Ciclo Ideal Diesel (www.unizar.es/lfnae/luzon/CDR3/termodinamica.htm).	18
Figura 1. 17. Transferencia de calor por conducción (http://upload.wikimedia.org/).....	20
Figura 1. 18 Transferencia de calor por convección (http://es.wikipedia.org).....	22
Figura 1. 19 Diagrama de Sankey en un motor Diesel. (http://www.sankey-diagrams.com/tag/engine/)	23
Figura 1. 20 Combustión (http://www.wikipedia.com)	24
Figura 2. 1 Ciclo Ideal Diesel (http://www.unizar.es/lfnae/luzon/CDR3/termodinamica.htm).37	37
Figura 2. 2 (http://www.encendidoelectronico.com/vista.php?id=30).....	41
Figura 2. 3 (http://www.encendidoelectronico.com/vista.php?id=30	42
Figura 2. 4 Anemómetro (http://www.equiposymediciones.com/productos.php?recordID=5).	43
Figura 2. 5 Sensor de revoluciones (http://www.alibaba.com/product-detail/TACHOMETER-AND-RPM_SENSOR_1271021424	44

Figura 2. 6 (http://mimemoria.net/archivos/2129).....	45
Figura 2. 7.....	47
Figura 2.8(Tomada de http://aparecidooliveira.blogspot.com/2010/10/sensor-de-temperatura-ntc.html).....	48
Figura 2. 9 (http://www.aficionadosalamecanica.net/sensores7.htm).....	48
Figura 3. 1 SENSOR DE TEMPERATURA (NTC)	51
Figura 3. 2 (Multímetro).....	52
Figura 3. 3 (Multímetro con termómetro)	52
Figura 3. 4 (Circuito de alimentación NTC)	53
Figura 3. 5 (Medición NTC de agua de refrigeración).....	54
Figura 3. 6 (NTC a temperaturas elevadas).....	55
Figura 3. 7 (Curva característica de la NTC)	57
Figura 3. 8 (Curva temperatura vs voltaje NTC).....	59
Figura 3. 9 (Pistola de calor)	60
Figura 3. 10 (Medición NTC de gases de escape).....	60
Figura 3. 11 (Curva NTC gases de escape).....	62
Figura 3. 12 (Curva Temperatura vs Voltaje NTC gases de escape)	63
Figura 3. 13 (Resolución en bits)	65
Figura 3. 14 (Temperatura vs voltaje a 8 bits NTC agua).....	66
Figura 3. 15 (Temperatura vs voltaje a 8 bits NTC gases).....	66
Figura 3. 16	68
Figura 3. 17	69
Figura 3. 18 (volante motor)	70
Figura 3. 19 (Montaje del anenómetro para las pruebas)	71
Figura 3. 20 (Medición de rpm en el motor)	72
Figura 3. 21 (interpolación de puntos)	74
Figura 3. 22 (Ajuste lineal: expresión matemática – error de ajuste).....	74
Figura 3. 23 (Ajuste cuadrático: expresión matemática – error de ajuste).....	75

Figura 3. 24 (Ajuste cubico: expresión matemática –error de ajuste).....	75
Figura 3. 25 (Ajuste 4to grado: expresión matemática –error de ajuste)	75
Figura 3. 26 (Ajuste 5to grado: expresión matemática –error de ajuste)	76
Figura 3. 27 (Ajuste 6to grado: expresión matemática –error de ajuste)	76
Figura 3. 28 (Ajuste 7imo grado: expresión matemática –error de ajuste)	76
Figura 3. 29 (Ajuste 8avo grado: expresión matemática –error de ajuste).....	77
Figura 3. 30 (Ajuste 9no grado: expresión matemática –error de ajuste)	77
Figura 3. 31 (Ajuste 10mo grado: expresión matemática –error de ajuste)	77
Figura 3. 32 (velocidad de ingreso de aire mph vs rpm).....	79
Figura 3. 33 (Grafica del caudal de ingreso de aire vs rpm)	82
Figura 3. 34 (Numero de moles de ingreso de aire al motor vs rpm).....	84
Figura 3. 35 (Calibración y ajuste de bomba de inyección).....	85
Figura 3. 36 (Gráfica de caudal vs cremallera)	86
Figura 3. 37 (Grafica de recorrido de cremallera vs rpm).....	87
Figura 3. 38 (ingreso de puntos caudal vs caudal MATLAB)	88
Figura 3. 39 (Ajuste lineal: expresión matemática – error de ajuste).....	89
Figura 3. 40 (Ajuste cuadrático: expresión matemática – error de ajuste).....	89
Figura 3. 41 (Ajuste cubico: expresión matemática –error de ajuste).....	90
Figura 3. 42 (caudal inyectado vs rpm).....	92
Figura 3. 43 (caudal diesel vs rpm)	93
Figura 3. 44 (grafica final caudal inyectado de diesel vs rpm)	94

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. 1 Coeficientes de conductividad térmica.....	21
Tabla 1. 2 Propiedades del Diesel	26
Tabla 2. 1 Series B Motores Toyota.....	31
Tabla 2. 2 Temperaturas en el automóvil	46
Tabla 3. 1 Medida 1 con $5K\Omega$	56
Tabla 3. 2 Medida 2 con $1K\Omega$	57
Tabla 3. 3 Medida 3 con 220Ω	61
Tabla 3. 4 Características anenómetro utilizado)	68
Tabla 3. 5 características del sensor de revoluciones	69
Tabla 3. 6(velocidad del aire mph vs Revoluciones)	73
Tabla 3. 7 (velocidad de ingreso de aire vs rpm)	78
Tabla 3. 8 (propiedades atmosféricas de la ciudad de Cuenca tomadas de www.kipedia.com) .	83
Tabla 3. 9 (Calibración y ajuste de bomba de inyección)	85
Tabla 3. 10 (Datos de calibración de la bomba de diesel).....	86
Tabla 3. 11(recorrido de la cremallera vs rpm del motor).....	88
Tabla 3. 12(rpm del motor vs caudal inyectado).....	88

INTRODUCCION

Se realiza un estudio termodinámico en un motor TOYOTA 2B, entregado por la Universidad Politécnica Salesiana, para este fin. Se determinan los valores de las pérdidas de energía a través de los gases de escape y en el sistema de refrigeración, valores que serán visualizados en tiempo real, mediante un software, con fines didácticos.

En el capítulo 1 se analiza de forma general el funcionamiento de un motor diesel, así como sus principales características y componentes, leyes y fundamentos termodinámicos que se consideran para realizar el análisis, consideraciones teóricas para determinar las pérdidas de energía en los sistemas del motor.

En el capítulo 2 se estudia los fundamentos termodinámicos para el balance energético de un motor diesel a través de la ecuación estequiométrica; además se consideran las características constructivas del motor Toyota 2B en el que se adaptan los diferentes sensores de medición, a partir de los cuales se obtienen los valores necesarios para realizar los cálculos de pérdidas en base a la ecuación estequiométrica; además en este capítulo se detallan las características de funcionamiento de dichos sensores.

En el capítulo 3 se muestran las diferentes pruebas y cálculos realizadas para determinar las curvas de trabajo, en función del voltaje, de cada uno de los sensores, con la finalidad de que los datos entregados por los mismos puedan ser interpretadas por una computadora y visualizados a través de un software diseñados para éste fin. Se realizan todos los cálculos de las pérdidas de energía y se plantean las ecuaciones que serán ingresadas en el programa del software que permitirá al usuario visualizar éstos valores y los resultados.

Finalmente en el capítulo 4 se elaboran guías de práctica para el uso correcto del banco como: Diagrama de sankey, pérdidas por refrigeración y escape, la instalación y uso del software, precauciones en el uso de las herramientas entregadas y manejo de la información obtenida.

CAPÍTULO

1

ANÁLISIS DE LOS FUNDAMENTOS TERMODINAMICOS PARA EL BALANCE ENERGÉTICO DE UN MOTOR DE CICLO DIESEL.

En este capítulo se describirá de forma general el funcionamiento del motor Diesel, se detallaran los elementos que permiten el funcionamiento del mismo y brevemente se explicará el sistema de inyección de combustible. Se abordarán los principios y leyes de la termodinámica presentes durante el ciclo trabajo del motor, así como las suposiciones teóricas para poder realizar el estudio del balance energético. Se analizarán los diferentes tipos de transferencia de calor para determinar las pérdidas de energía, se describirá el combustible Diesel y los conceptos de combustión.

1.1 El motor Diesel.

El motor Diesel es una maquina térmica, del tipo de combustión interna; cuyo encendido es debido al contacto existente entre el combustible y el aire que esta comprimido en la cámara de combustión o pre cámara en el caso de que se trate de inyección indirecta (figura 1.1).

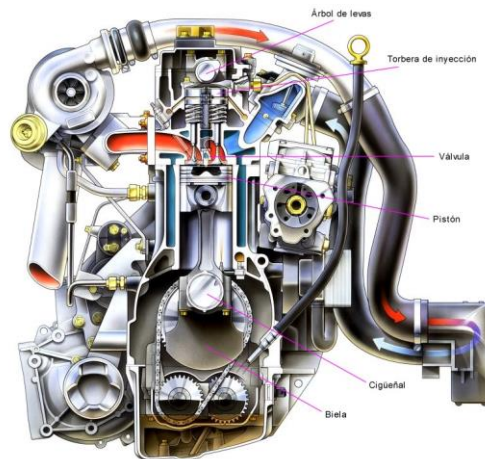


Figura 1. 1 El motor Diesel (<http://www.bobcatservice.com>)

La fuente que origina la combustión en el interior del motor Diesel es la temperatura que procede de la elevación de la presión del aire contenido, esto es cuando el pistón ha realizado la absorción de aire desde el medioambiente hacia el interior del cilindro y se encuentra avanzando desde el punto muerto inferior (P.M.I) hasta el punto muerto superior (P.M.S).

El combustible es inyectado entonces en la cámara de combustión a gran presión, de forma que se pulveriza para mezclarse con el aire que está a alta temperatura y presión, con lo que se produce el encendido rápido de la mezcla, ocasionando que el gas contenido en la cámara se expanda con gran presión, impulsando el pistón desde el punto muerto superior (P.M.S) hasta el punto muerto inferior (P.M.I). Debido al acople entre la biela y el pistón, se transmite el movimiento al cigüeñal, transformando el movimiento alternativo del pistón en rotativo a la salida del cigüeñal.

Fue inventado y patentado por Rudolf Christian Karl Diesel en 1885, quien fue un ingeniero alemán, del cual deriva su nombre fue presentado en la feria internacional de 1900 en París como el primer motor de "biocombustible", utilizando como fuente el aceite puro de palma o de coco.

1.1.1 Principales características y componentes.

Se trata de una maquina térmica de combustión interna, que realiza el proceso de combustión con la mezcla de dos componentes aire y combustible que generan energía térmica, la cual es transformada en energía mecánica con el objetivo de tener un trabajo determinado.

Los componentes encargados de realizar el funcionamiento sincronizado del motor son los siguientes:

- a) **Bloque.-** Contiene los cilindros, pistones, apoyos del cigüeñal, rodamientos etc., sus funciones son resistir los esfuerzos generados por la combustión, conducir el calor generado, transmitir el aceite y refrigerante por su interior; generalmente esta hecho de fundición y en algunos casos de aleaciones de aluminio (Figura 1.2)



Figura 1. 2 Bloque motor (<http://www.uamerica.edu.co/motores/images/bloque.jpg>)

- b) **Culata:** Aloja las válvulas, cámaras de combustión, el árbol de levas y los mecanismos empleados para la distribución; permite el acople con los múltiples de admisión y escape, las bujías de precalentamiento, inyectores etc. Fabricado generalmente de aleaciones de aluminio (Figura 1.3).

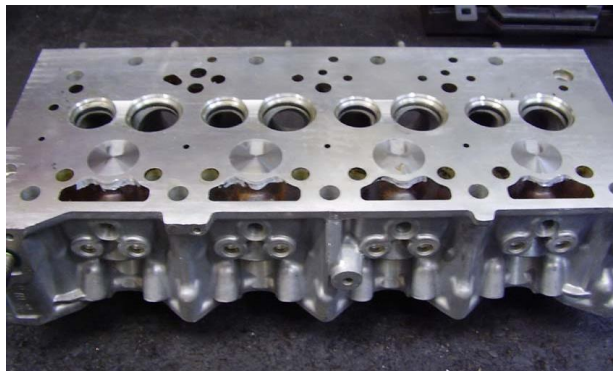


Figura 1. 3 Culata (<http://www.rectificadosdonosti.com/fotos/culata908040amc2.jpg>)

- c) **Cigüeñal:** Convierte el movimiento alternativo de los pistones en movimiento rotativo a la salida del motor, transmite el par de giro y la potencia generada en los procesos de combustión al volante motor, posee varios brazos que están configurados de acuerdo a los cilindros que posea el motor, este elemento es fabricado en acero forjado, posteriormente tratado, mecanizado y equilibrado (Figura 1. 4).

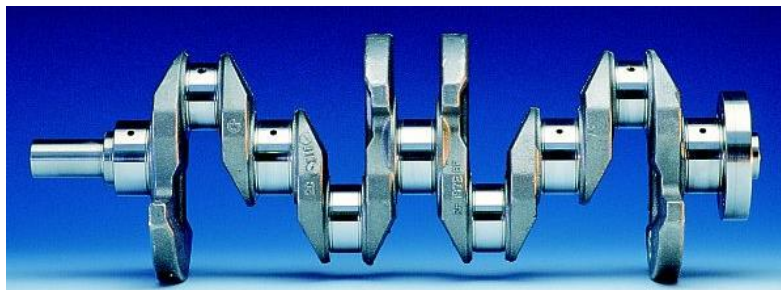


Figura 1. 4 Cigüeñal (<http://www.automotriz.net/>)

- d) **Volante Motor:** Es un acumulador de energía y un regulador de los cambios de régimen del motor, transmite el movimiento del mismo hacia la caja de cambios, y es fabricado en fundición (Figura 1.5).



Figura 1. 5 Volante Motor (<http://www.reycomotor.com/>)

- e) **Pistón:** es el elemento que permite transformar la energía térmica de la combustión del fluido activo en energía mecánica mediante un movimiento alternativo en el interior de los cilindros; genera la compresión del aire para elevar su temperatura, presión y producir el autoencendido. Generalmente esta hecho de aleaciones de aluminio (Figura 1.6).



Figura 1. 6 Pistón (<http://www.enginebuildermag.com/>)

- f) **Árbol de levas:** Permite la apertura o cierre de las válvulas de admisión y escape, tiene una relación de transmisión generalmente de 1:2 con respecto al cigüeñal, es fabricado en fundición gris o aleada (Figura 1. 7).



Figura 1. 7 Árbol de levas (<http://www.emc.uji.es/>)

- g) **Bomba de inyección.**- es la que conduce el combustible desde el depósito hacia los inyectores, genera el tiempo de adelanto en la combustión del fluido activo y regula la distribución exacta del combustible en cada uno de los cilindros; permite el aumento del régimen del motor o la disminución del mismo (Figura 1.8).

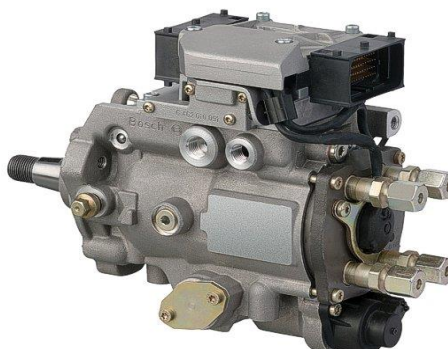


Figura 1. 8 Bomba de Inyección (<http://www.automotriz.net/tecnica/images>)

- h) **Inyectores:** Encargados de pulverizar y mezclar de forma adecuada el combustible en el interior de las cámaras de combustión del motor. En algunos casos cuando las bombas de inyección son del tipo presión-tiempo permiten regular el tiempo de anticipo a la combustión del fluido activo (Figura 1.9).



Figura 1. 9 Inyector (<http://media.photobucket.com/image/inyector>)

- i) **Válvulas:** Permiten el ingreso de aire o salida de los gases de escape en el interior del cilindro, mantienen la hermeticidad de la cámara de combustión, son fabricadas en aleación de acero (Figura 1.10).



Figura 1. 10 Válvulas del motor (<http://www.retrospeed.org/>)

- j) **Bujías de Pre calentamiento:** Funcionan principalmente en el arranque del motor, permitiendo un pre calentamiento del aire existente en interior del cilindro y en la cámara de combustión (Figura 1.11).



Figura 1. 11 Bujía de pre calentamiento (<http://www.garesauto.com>)

- k) **Bielas:** Permiten el acople cigüeñal-pistón y la transformación del movimiento alternativo del pistón en movimiento rotativo a la salida del cigüeñal, se construyen en aleaciones de aluminio (Figura 1.12).



Figura 1. 12 Biela (<http://www.intermecanica.com.ve/biela01.jpg>)

1.1.2 Ventajas y desventajas del motor Diesel.

La principal ventaja que posee el motor diesel con respecto al motor a gasolina (motor Otto), es su bajo consumo de combustible, relacionado con el factor económico del usuario y la eficiencia en la conversión de la energía térmica.

En automoción, las desventajas iniciales que poseían estos motores eran precio y altos costos de mantenimiento, los cuales se han reducido notablemente debido a mejoras tecnológicas como la inyección electrónica y la implementación de turbocompresores. No obstante, en los motores que tengan precámara de combustión en el interior de la culata (Figura 1.13) para conseguir un funcionamiento similar a los motores a gasolina, presentan un inconveniente el cual es el incremento del consumo de combustible, con lo cual ya no existe ventaja entre estos motores.

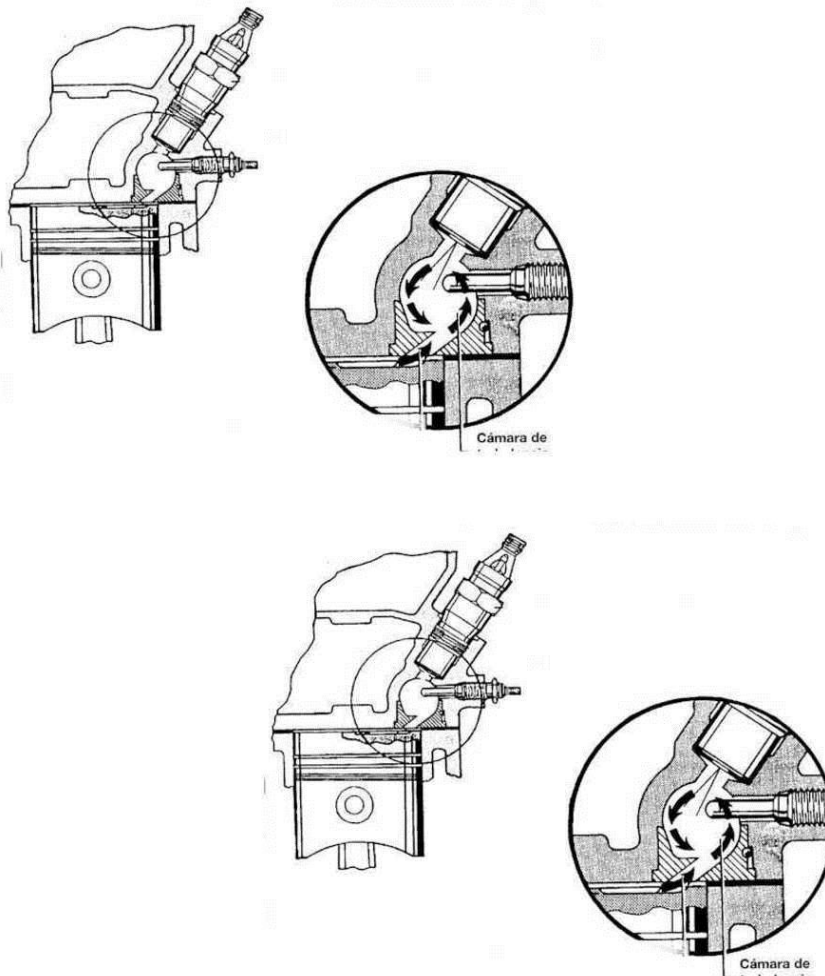


Figura 1. 13 Precámara de combustión (<http://img37.p icoodle.com>)

Actualmente se está utilizando en los motores de automoción de vehículos pequeños el sistema common-rail. El cual brinda una ventaja significativa, ya que se consigue un menor consumo del combustible, mejor eficiencia de combustión, menor ruido característico de los motores diesel debido al pistoneo por las altas relaciones de compresión y una disminución en la emisión de gases contaminantes.

1.2 Fundamentos termodinámicos para el balance energético de un motor de ciclo diesel.

Los fundamentos que se analizarán a detalle a continuación, son los que se considerarán para el cálculo final de pérdidas de energía en el capítulo 3.

1.2.1 Análisis de la energía generada por un motor Diesel.

La conversión de la energía química almacenada por la naturaleza en los combustibles fósiles involucra una primera transformación en energía térmica, al producirse la reacción de combustión. El calor contenido en los gases de combustión debe traducirse en energía mecánica en forma de movimiento de un eje que permita a su vez accionar automotores o generar energía eléctrica en un alternador.

1.2.1.1 El Ciclo Diesel como el ciclo ideal de las máquinas de encendido por compresión.

El ciclo diesel se ha convertido en el ideal para las maquinas reciprocantes que producen la combustión por medio de la compresión del aire, a diferencia de las maquinas de encendido por chispa, que para provocar la combustión comprimen la mezcla aire combustible a una temperatura inferior a la de auto detonación del combustible y produce su encendido por medio de una bujía.

1.2.1.2 Consideraciones para el análisis del ciclo Diesel.

La gran mayoría de maquinas que generan potencia operan en ciclos, dichos ciclos son difíciles de analizar ya que existen inconvenientes que dificultan en gran medida cada uno de los procesos internos de los mismos, ya sea la fricción o la ausencia de tiempo entre cada ciclo que permita establecer condiciones de equilibrio.

Para manejar los ciclos y realizar un análisis de estos es necesario manejar todas las complejidades presentes manteniéndolas en un nivel aceptable, e imponer algunas idealizaciones que permitan asemejar el ciclo analizado al ciclo real de la máquina de combustión.

Cuando se establecen los factores internos dentro de un rango aceptable y se eliminan todas las reversibilidades y complejidades internas presentes en los procesos que conforman el ciclo, sustituyendo los procesos reales por procesos internamente reversibles se obtiene un ciclo que se asemeja en gran medida al real, el cual es llamado ciclo ideal.

Las idealizaciones impuestas permiten realizar un análisis de cada uno de los procesos del motor diesel. Los procesos del ciclo real se asemejan en gran medida a los del ciclo ideal, pero se toma en cuenta que no necesariamente los valores calculados en el ciclo ideal son los que se presentarían en el ciclo real.

1.2.1.2.1 Suposiciones de análisis general.

Las idealizaciones que se utilizan para describir y analizar cada uno de los procesos se indican a continuación:

- a) El ciclo no involucra ningún tipo de fricción, es por esta razón que el fluido activo no experimentará ninguna pérdida de presión cuando se encuentre en los conductos, cañerías o atraviese intercambiadores de calor presentes en la máquina térmica.
- b) Todos los procesos que generan expansión o compresión dentro del ciclo se dan en el modo de cuasi-equilibrio.
- c) Las tuberías que se encuentran en la máquina térmica y conectan cada uno de los componentes que la conforman, se encuentran bien aisladas y no permiten transferencia de calor por las mismas, por lo tanto esta es despreciable.
- d) Una última idealización para el análisis del ciclo Diesel es ignorar los cambios de energía potencial y cinética en el fluido de trabajo, para el caso del motor diesel el incremento de presión que conlleva cambios de energía potencial en el combustible o del aire generados por la bomba de inyección y el turbocompresor del motor son despreciables en comparación a los cambios de energía de la ecuación que describe el funcionamiento del motor.

1.2.1.2.2 Ley de los gases ideales.

Las propiedades de los gases han sido tabuladas en función de experimentos, no obstante debido a su voluminosidad y a errores tipográficos en su elaboración, el manejo de dichas tablas resulta muchas veces complejo, conviene entonces sustituirlas por expresiones matemáticas sencillas que representen las propiedades de los gases y sean de fácil resolución.

Las ecuaciones que relacionan tanto la presión, el volumen y la temperatura de una sustancia cualesquiera se conocen como ecuaciones de estado de dicha sustancia.

Existen ecuaciones de estado sencillas y complejas en función de cada una de las propiedades de la sustancia a tratar, la ecuación de estado más sencilla conocida es la ecuación de gas ideal, dicha ecuación predice con gran exactitud el comportamiento de las propiedades de presión, volumen y temperatura dentro de una región elegida de forma adecuada.

La formulación de la ecuación que describa el comportamiento de los gases ideales se basó en múltiples experimentos los cuales formularon los siguientes principios o leyes:

- a) **Ley de Boyle-Mariotte**, El principio o fundamento refiere a que toda masa gaseosa puede ser comprimida y que el volumen (V) resultante de dicha compresión es inversamente proporcional a su presión (P), mientras la temperatura de la misma permanece constante.

$$P_1V_1 = P_2V_2$$

Ecuación 1.1

- b) **Ley de Gay Lussac**, El principio o fundamento refiere a que los cambios de temperatura (T) de una masa gaseosa conllevan consigo cambios directamente proporcionales de volumen (V) cuando esta se encuentra a bajas presiones.

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Ecuación 1.2

La ecuación resultante de los enunciados y experimentos anteriores generan la ecuación de gas ideal, dicha ecuación describe con gran exactitud el comportamiento de un gas en una región elegida adecuadamente.

Se puede enunciar el principio de los gases ideales como: cuando una masa gaseosa es comprimida de alguna manera, esta permite un incremento en su presión traduciéndose como una elevación de la misma, conservando su temperatura de forma constante, pero si ha dicha masa comprimida se le somete a incrementos de su temperatura, la presión y volumen de la misma cambiaran de forma repentina.

La ecuación que rige este principio es la siguiente

$$Pv = RT$$

Ecuación 1.3

Dónde: R es la constante de proporcionalidad del gas; P y T son la presión y temperatura absoluta del gas respectivamente y v es el volumen específico del mismo.

La constante de proporcionalidad R se calcula mediante la siguiente formula.

$$R = \frac{R_u}{M}$$

Ecuación 1.4

Donde: R_u es la constante universal de gas cuyo valor es:

$$R_u = 8.3144 \frac{kJ}{Kmol * K} = 1.9886 \frac{Btu}{lbmol * R}$$

M es la masa molar o peso molecular. M en un sistema es igual al cociente entre la masa total del mismo (m) y su número de moles (N).

$$M = \frac{m}{N}$$

Ecuación 1.5

La ecuación de los gases ideales puede también describir el cambio de las variables presión, volumen y temperatura de una sustancia desde un estado inicial a un estado final es:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

Ecuación 1.6

1.2.1.2.3 Suposiciones de aire estándar.

En los motores de combustión interna, la energía de trabajo del motor se produce tras el proceso de combustión del fluido activo, mediante el cual el nitrógeno presente en el aire experimenta severas reacciones químicas en la cámara de combustión, siendo este el componente de mayor magnitud presente en la reacción, y haciendo que el comportamiento del fluido activo se asemeje mucho al comportamiento del aire estándar.

La combustión se inicia con el ingreso de fluido activo compuesto por una mezcla de aire combustible el mismo que será rechazado como componentes de gases de escape de un proceso termodinámico incompleto, ya que el pistón barre a los componentes dentro del cilindro expulsándolos al exterior.

El análisis del fluido activo en la transformación de energía debida a la combustión es muy complejo de realizar, para llevarlo a niveles manejables se debe recurrir a las siguientes idealizaciones:

- a) El fluido de trabajo que circulará en todo momento será tratado como aire, y se encuentra en condiciones específicas que permiten que sea analizado como un gas ideal.
- b) Todos los procesos que se encuentran integrando el ciclo pueden ser internamente reversibles.

- c) El proceso de combustión del fluido activo es sustituido por un proceso de adición de calor desde una fuente externa de aire estándar.
- d) El proceso de salida del fluido como componentes de gases de escape es sustituido por un proceso de rechazo de calor hacia el exterior y regresa el aire estándar a sus condiciones iniciales.
- e) Los calores específicos del aire son constantes y se analizan a temperatura ambiente (25°C y 77°F)¹, esto simplifica aun más el análisis y conlleva a una interpretación del fluido activo como aire frío estándar, lo anteriormente citado no aleja al ciclo ideal del ciclo real de forma significativa y permite una evaluación adecuada de los parámetros principales en el desempeño de las maquinas reales.

1.2.1.2.4 Características de las máquinas reciprocantes.

Una maquina reciprocante (Figura 1.14) está constituida principalmente por un mecanismo de cilindro embolo, que se desplaza entre dos posiciones fijas, cuando el pistón se encuentra en la posición inicial de su carrera se asume que se encuentra en el punto muerto inferior (P.M.I), la magnitud de la distancia existente a recorrer hasta llegar a la posición final del trayecto se la conoce como carrera, el punto final es nombrado como punto muerto superior (P.M.S) y el volumen barrido por el pistón en su traslado de punto a punto se lo conoce como volumen unitario o de desplazamiento, el volumen comprendido en la cámara de combustión cuando el pistón está situado en el P.M.S se lo llama volumen de espacio libre.

¹ ÇENGEL, Yunus, BOLES, Michael, Termodinámica TOMO I, Editorial McGrawHill, Segunda Edición, México 2001.



Figura 1. 14 Máquina reciprocante (<http://us.123rf.com>)

Cuando el pistón desciende desde el P.M.S al P.M.I produce una succión de aire, el cual ingresa por la válvula de admisión, después de la etapa de trabajo y cuando el pistón asciende desde el P.M.I hacia el P.M.S se abre la válvula de escape para permitir la salida de los productos de la combustión, las dos válvulas anteriormente citadas se encuentran en la culata del motor (Figura 15).

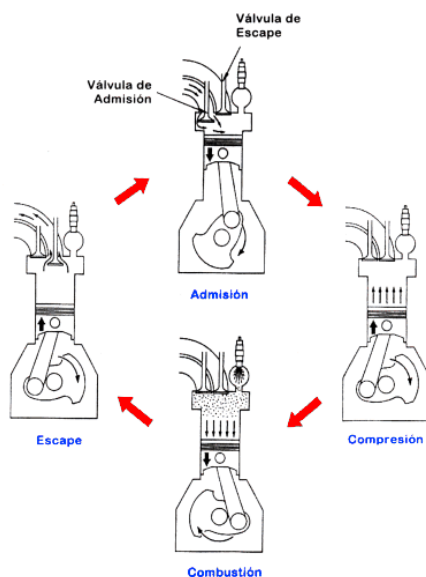


Figura 1. 15 Tiempos del motor diesel (<http://www.automotriz.net/>)

La relación entre el volumen unitario y el volumen de espacio libre se llama relación de compresión (r) y es un factor determinante en la potencia desarrollada por el motor de combustión interna, y como se aprecia en la ecuación 1.7 es una relación entre volúmenes e indica cuantas veces ha sido comprimido el volumen unitario por el pistón en su desplazamiento desde el P.M.I hacia el P.M.S.

$$r = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}}$$

Ecuación 1.7

Otro término empleado en las maquinas reciprocantes es la presión media efectiva (PME), la cual es una presión ficticia que si actuase sobre el pistón durante toda la etapa de trabajo generaría el mismo trabajo que el producido en el ciclo real (ecuación 1.8)

$$PME = \frac{W_{neto}}{V_{\max} - V_{\min}}$$

Ecuación 1.8

Donde W_{neto} es el trabajo neto, V_{\max} es el volumen cuando el pistón se encuentra en el PMI, y V_{\min} es el volumen cuando el pistón se halla en el PMS.

1.2.1.2.5 Descripción del ciclo Diesel.

En la descripción del ciclo diesel y sus etapas se recurre a las idealizaciones antes mencionadas tanto para el fluido activo como para la maquina térmica, para esto se han omitido las fases de renovación de masa y se asume que el fluido activo que se encuentra circulando es un gas ideal (aire estándar). Además se considerará la idealización de todos los procesos reversibles que se realizan sobre el mismo fluido (Figura 1.16).

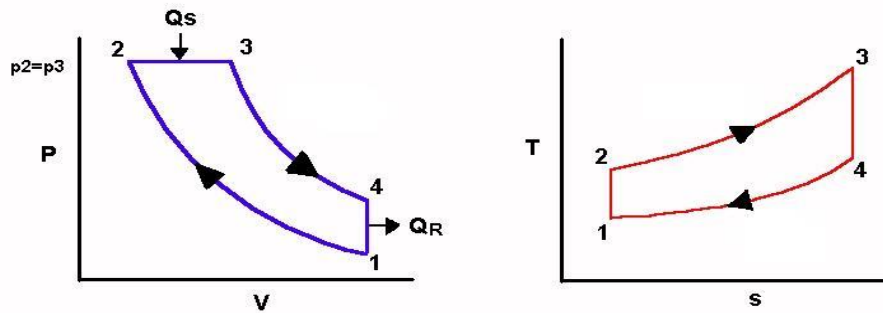


Figura 1. 16. Ciclo Ideal Diesel (www.unizar.es/lfnae/luzon/CDR3/termodinamica.htm).

La aplicación de lo anteriormente citado representa un modelo muy aproximado del comportamiento real del motor diesel y permite determinar conclusiones importantes con respecto a este tipo de motores.

El ciclo Diesel consta de las siguientes fases:

- a) **Compresión 1-2:** Este proceso de compresión del aire estándar adiabático reversible (isoentrópico) representa la compresión de la masa de aire que ingresa en el motor diesel con las válvulas de admisión y escape cerradas, el pistón en el P.M.I empieza su carrera de ascenso, comprimiendo el aire hasta llegar al punto P.M.S modificando sus propiedades termodinámicas, al elevar su presión, temperatura y disminuyendo el volumen específico, por efecto del principio adiabático. La idealización de este proceso se rige por la ecuación de los gases ideales (ecuación 1.6).
- b) **Combustión 2-3:** En esta fase se idealiza la adición de calor como un proceso isobárico, aunque el ciclo real de la combustión diesel es complejo, ya que poco antes de que el pistón alcance el P.M.S, con las válvulas de admisión y escape cerradas, el inyector pulveriza el combustible dentro de la cámara que al ponerse en contacto con el aire caliente comienza a evaporarse antes de que haya terminado la inyección de todo el combustible en el interior del cilindro, un 20% de las gotas de combustible inyectado se auto inflaman y da comienzo a una primera combustión caracterizada por ser muy turbulenta e imperfecta por no tener el tiempo suficiente para homogeneizarse la mezcla de aire-combustible. En el 80% del combustible restante que no ha sido quemado se da una segunda combustión pausada y perfecta, que es la que se idealiza para ser simplificada

por un proceso isobárico. Como consecuencia de la combustión se eleva la temperatura del fluido activo, debido a la energía química liberada por el proceso de combustión y que en el ciclo ideal se ha considerado como una adición de calor que el aire ha recibido de una fuente externa como un proceso isobárico reversible.

- c) **Expansión 3-4:** En este proceso se ha idealizado una expansión isoentrópica del aire estándar, con las válvulas de admisión y escape cerradas, debido a la elevación de la temperatura de los gases como consecuencia del proceso de combustión, que empujan al pistón desde el P.M.S hacia el P.M.I, produciendo un movimiento rotativo a través del cigüeñal y generando trabajo.
- d) **Escape de calor 4-1:** Esta fase se idealiza como un proceso isocórico desde la presión final del proceso de expansión hasta la inicial del de compresión. Permaneciendo las válvulas de admisión y escape cerradas, el pistón se encuentra en el P.M.I, en el cual el aire cede calor hacia el exterior debido a la idealización antes planteada. El calor es -cedido hasta retornar el aire a las condiciones termodinámicas iniciales, por lo que se cierra el ciclo de trabajo.

1.2.2 Análisis de la energía perdida por un motor Diesel.

Se inicia el análisis de todos los fundamentos y consideraciones para el cálculo de las pérdidas de energía en los diferentes sistemas del motor diesel que se desarrollará en el capítulo 3 una vez que se haga el montaje de sensores que determinaran diferentes variables implícitas en este cálculo.

1.2.2.1 Pérdidas generadas por transferencia de calor.

La transferencia de calor es el proceso por el cual se intercambia energía calorífica entre distintos cuerpos o fluidos que se encuentran a distinta temperatura. El flujo de calor ocurre desde un cuerpo más caliente a uno más frío, como resultado de la ley cero de la termodinámica. El calor se transfiere mediante procesos de conducción, convección o radiación, estos pueden presentarse de forma simultánea y en algunos casos puede ocurrir que uno de ellos predomine sobre los otros.

1.2.2.1.1 Transferencia de calor por conducción.

La conducción de calor es un mecanismo de transferencia de energía térmica entre los cuerpos, basado en el contacto directo de las partículas de estos elementos y que tratan de igualar su temperatura por medio de ondas. (Figura 1.17).



Figura 1. 17. Transferencia de calor por conducción ([http://: upload.wikimedia.org/](http://upload.wikimedia.org/)).

La conductividad térmica de un cuerpo sólido es una propiedad física que mide la capacidad de conducir el calor a través de él. Cuando se calienta un cuerpo las moléculas que están recibiendo el calor aumentan su movimiento y chocan con las moléculas que las rodean y así sucesivamente se transmite el calor hasta que todas las moléculas que conforman el cuerpo se agitan.

La conducción térmica está determinada por la ley de Fourier, la cual establece que: “la tasa de transferencia de calor por conducción en una dirección dada, es proporcional al área normal y al gradiente de temperatura de la dirección del flujo de calor (Ecuación 1.9).

$$\frac{dQ_x}{dt} = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

Ecuación 1.9

Donde:

$\frac{dQ_x}{dt}$: es la tasa de flujo de calor que atraviesa el área A en la dirección x

K: es la constante de proporcionalidad de la conductividad térmica (Tabla 1.1),

$\frac{\partial T}{\partial x}$

: es la variación de temperatura del cuerpo.

En la tabla 1² se indican los coeficientes de algunos materiales

Coeficientes k para distintos materiales					
Material	K	Material	K	Material	K
Acero	47-58	Corcho	0,04-0,30	Mercurio	83,7
Agua	0,58	Estaño	64	Mica	0,35
Aire	0,02	Fibra de vidrio	0,03-0,07	Níquel	52,3
Alcohol	0,16	Glicerina	0,29	Oro	308,2
Alpaca	29,1	Hierro	1,7	Parafina	0,21
Aluminio	209,3	Ladrillo	0,8	Plata	406,1-418,7
Amianto	0,04	Ladrillo refractario	0,47-1,05	Plomo	35
Bronce	116-186	Latón	81-116	Vidrio	0,6-1,0
Zinc	106-140	Litio	301,2		
Cobre	372,1-385,2	Madera	0,13		

Tabla 1. 1 Coeficientes de conductividad térmica

El coeficiente de conductividad térmica (k) representa la cantidad de calor (energía) que debe atravesar en forma perpendicular, durante la unidad de tiempo, un espesor de 1 m de material homogéneo para que se obtenga una diferencia de temperatura de $1\text{ }^{\circ}\text{K}$ entre dos caras. Considerando que el sistema se encuentra en estado estable es decir cuando el campo de temperaturas no varía a lo largo del tiempo, la cual se expresa en $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ($\text{J/s} \cdot \text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$).

1.2.2.1.2 Transferencia de calor por convección.

La convección se caracteriza por producirse a través de un fluido que transporta energía térmica entre zonas con diferentes temperaturas.

² ÇENGEL, Yunus, BOLES, Michael, Termodinámica TOMO II, Editorial McGrawHill, Segunda Edición, México 2001.

Cuando un fluido cede calor sus moléculas se desaceleran por lo que su temperatura disminuye y su densidad aumenta haciendo que estas sean más pesadas permitiendo que descendan, en cambio cuando el fluido absorbe calor sus moléculas se aceleran, por lo cual su temperatura aumenta y su densidad disminuye, las cuales ascienden por ser más livianas (fig. 1.18)

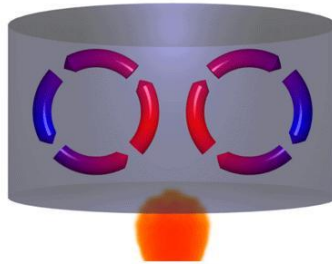


Figura 1. 18 Transferencia de calor por convección (<http://es.wikipedia.org>)

La transferencia de calor por convección se da por: el transporte de calor en el volumen de un fluido, el intercambio de energía entre una superficie sólida y un fluido que se encuentran a diferente temperatura.

La transferencia de calor por convección se expresa con la Ley del Enfriamiento de Newton (Ecuación 1.10):

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_{inf})$$

Ecuación 1.10

Donde:

h es el coeficiente de convección térmica W/(K.m)

A_s Área del cuerpo en contacto con el fluido

T_s Temperatura en la superficie del cuerpo.

T_{inf} Temperatura del fluido.

1.2.2.2 Pérdidas generadas en los gases de escape.

Como se indica en el diagrama de Sankey, los motores de combustión interna experimentan una gran cantidad de pérdidas de energía a través de los gases de escape, debido a distintas circunstancias como por ejemplo: los gases de escape contienen todavía fluido activo que no termino de combustionarse en el interior del cilindro, la alta temperatura con la que salen del motor, los residuos que se quedan en la cámara de combustión lo que no permite el quemado de las nuevas cargas de combustible que ingresan al interior de los cilindros, etc. (Figura 19).

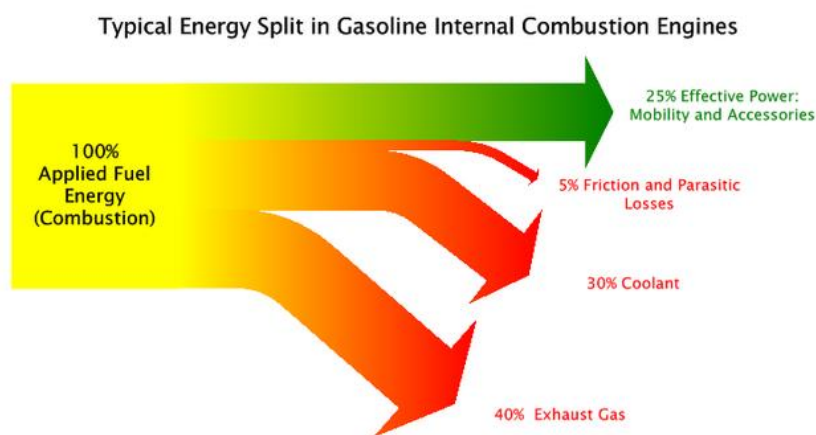


Figura 1. 19 Diagrama de Sankey en un motor Diesel. (<http://www.sankey-diagrams.com/tag/engine/>)

El análisis de la energía obtenida y perdida que se genera en los productos de la combustión también puede indicar índices de eficiencia del motor y llegan a ser determinantes en el rendimiento del mismo. Si se estudia la combustión como una reacción química se puede tener una mejor aproximación a la energía generada en el ciclo real del motor Diesel.

1.2.2.2.1 Combustibles y combustión.

Los materiales que tienen la facultad de liberar energía cuando se queman reciben el nombre de combustibles, generalmente están compuestos de carbono e hidrógeno con la fórmula general C_mH_n los combustibles que tienen esta composición se denominan hidrocarburos.

Los hidrocarburos generalmente se obtienen del proceso de destilación del petróleo, cuando los hidrocarburos más volátiles se vaporizan se obtiene gasolina, y los menos volátiles forman queroseno, Diesel y combustóleo. La composición del combustible obtenido dependerá del lugar de donde se obtuvo el petróleo y la refinería en donde éste se procesó.

En el caso del Diesel, el componente predominante de este combustible es el dodecano ($C_{12}H_{26}$)³, por lo que lo trataremos como tal, para simplificar el estudio térmico del motor.

La reacción química en la cual un combustible se oxida y libera una gran cantidad de energía recibe el nombre de combustión (Figura 1.20), el componente que permite realizar la oxidación del combustible es el aire el cual es llamado comburente.



Figura 1. 20 Combustión (<http://www.wikipedia.com>)

Para analizar la composición del aire se desprecia a los componentes pequeños que lo conforman, con el objetivo de simplificar los procesos de combustión, los componentes que abarcan los mayores porcentajes dentro de la composición del aire seco son: el Nitrógeno y el Oxígeno, con el 79% y 21% respectivamente, es por esta razón que se emplea esta composición para conocer cuantas moles de cada componente están ingresando al interior de la cámara de combustión, por ejemplo si ingresa 1mol de

³ ALONSO, José Manuel, Técnicas del automóvil, 10ma Edición, Madrid 2004.

oxígeno estarán ingresando también 3.76mol de nitrógeno, y como ambos conforman el aire se puede decir que ingresarán 4.76mol de aire.

En el proceso de combustión el nitrógeno actúa como un gas inerte ya que no reacciona con los otros elementos, tan solo formando una pequeña cantidad de óxidos nitrosos, pero la presencia de nitrógeno en el proceso de combustión influye considerablemente ya que gran cantidad de éste ingresa al interior de la cámara de combustión a bajas temperaturas y sale de la cámara a altas temperaturas, llevando consigo una gran cantidad de la energía química generada en el proceso.

Durante el proceso de combustión, el vapor de agua será idealizado como gas inerte, aunque en la realidad éste se descompone en H₂ y O₂, H, O y OH. El agua condensada reacciona con el dióxido de azufre que se encuentra en los restos de la combustión y que al enfriarse por debajo de la temperatura del punto de rocío se forma ácido sulfúrico el cual corroerá a los componentes del motor.

Los componentes que intervienen para el proceso de combustión, se conocen como reactivos, los mismos que al reaccionar con la ayuda de una fuente de calor permitirá que se quemen, dando lugar a gases de combustión llamados productos. Los reactivos pueden quemarse completamente cuando se encuentran en proporciones adecuadas, caso contrario la variación de los estos generará una combustión deficiente y con desperdicio.

Para el balance de las reacciones, se empleará el principio de la conservación de la masa, con esto se asegurará que la masa de los reactivos que ingresaron antes de la combustión deben mantenerse en los productos.

Para los análisis de los procesos de combustión realizados en el interior del motor se tomará en cuenta la relación entre aire y combustible, la cual establece la cantidad de masa de aire empleada para quemar una determinada masa de combustible Ecuación 1.11):

$$AC = \frac{m_{Aire}}{m_{Combustible}}$$

Ecuación 1.11

m_{Aire} = Masa de Aire

$m_{Combustible}$ = Masa de Combustible

1.2.2.2.2 Propiedades del combustible Diesel.

Las propiedades del combustible Diesel se describen en la tabla 1. 2:

Parámetro	Norma	Unidades	UNE EN 590* Diesel #2	Limite CEN/TC 19** Biodiesel
Densidad (15°C)	EN ISO 12185	g/cm ³	0.820-0.845	0.860-0.900
Viscosidad Cinemática 40°C	EN ISO 3104	cSt	2.0-4.5	3.5-5.0
Punto Inflamación	EN 22719 ISO/CD 3679	°C	55 min.	101 min.
Azufre	EN ISO 14596	ppm	350 máx.	10 máx.
Residuo Carbonoso(10%)	EN ISO 10370	%	0.30 máx.	0.30 máx.
Contaminación Total	EN 12662	ppm	24 máx.	24 máx.
Agua	EN ISO 12937	ppm	200 máx.	500 máx.
Corrosión al cobre	EN ISO 2160	-	Clase 1	Clase 1
Cenizas Sulfatadas	EN ISO 6245 ISO 3987	%	0.01 máx.	0.02 máx.
Estabilidad Oxidación	EN ISO 12205 prEN 14112	mg/l	25 máx.	6 h min.
Número de Cetano	EN ISO 5165	-	51 min.	51 min.
Índice de Cetano	EN ISO 4264	-	46 min.	

Tabla 1. 2 Propiedades del Diesel

1.2.2.2.3 Procesos de combustión teóricos y reales.

Un proceso de combustión es completo cuando todo el carbono se ha transformado en CO₂, todo el Hidrogeno se transforma en H₂O, y todo el azufre (si existe) se transforma de SO₂. Una suposición de combustión completa es que todos los componentes se queman en el proceso, caso contrario la combustión es incompleta cuando en los productos de la reacción aparecen residuos de combustible o componentes no quemados como CO, OH o C.

La falta de oxígeno es un factor fundamental para que la combustión sea incompleta. La combustión incompleta puede suceder también con exceso de oxígeno en la cámara de combustión, cuando el fluido activo no se ha mezclado de forma adecuada debido a que el tiempo de contacto que tiene la mezcla en la cámara de combustión es insuficiente.

La cantidad de aire mínima necesaria para realizar una combustión se llama aire estequiométrico o teórico, esto significa que en los productos de la reacción no existe oxígeno, una combustión que no contenga la cantidad mínima de aire teórico va a ser incompleta.

Para aumentar las posibilidades de una combustión completa en los procesos reales, se utiliza un exceso de aire, esto significa que se ingresa más aire que el teórico, por ejemplo si se ingresa un exceso del 40% de aire, se tendrá un 140% de aire teórico, cuando el aire ingresado no alcanza el valor del aire teórico se dice que existe una deficiencia de aire, por ejemplo una deficiencia de aire del 15% significa un total de aire teórico del 85%.

Para el análisis de los procesos de combustión reales se utiliza un analizador de gases, ya que a pesar de que exista un exceso de aire en la cámara de combustión, no se garantiza una combustión completa. En función de los productos analizados se podrá realizar un balance de masa con los reactivos, estimar la generación de energía de la combustión y la eficiencia del mismo.

1.2.2.2.4 Entalpía de formación y entalpía de combustión.

Como es conocido, las moléculas de un sistema poseen energía en diferentes formas: energía sensible o latente (relacionada con el cambio de estado), energía química (relacionada con la estructura molecular) y energía atómica (relacionada con la estructura atómica). La energía química deberá ser considerada ya que la combustión

generada en el interior del motor diesel produce el rompimiento de los enlaces existentes entre los átomos que conforman las moléculas de los elementos que ingresan a la cámara de combustión, fruto de esto se formaran nuevos enlaces y por ende otro tipo de componentes a la salida de la misma.

En el análisis termodinámico realizado en el motor diesel con el objetivo de obtener su balance energético se necesitan fijar estados de referencia estándar para las reacciones químicas generadas en la combustión, cuando las sustancias se encuentren a una temperatura de 25°C (77 °F) y 1 atm de presión se dirá que se encuentran en el estado de referencia estándar y todas las propiedades de los reactivos y productos de la combustión serán relativas a estas condiciones.

El proceso de transferencia de calor que se genere en la reacción química de la combustión será analizado por: el calor producido (Q) por la reacción química es igual a la entalpia de los productos H_{prod} menos la entalpia de los reactivos H_{react} .

$$Q = H_{prod} - H_{react}$$

Ecuación 1.12

Debido a que los reactivos y los productos se encuentran en un mismo estado, el cambio de entalpía durante este proceso se debe solo a los cambios en la composición química del sistema. Este cambio de entalpía será diferente para cada tipo de reacción, y la propiedad que representa los cambios de energía durante la reacción se conoce como **entalpía de reacción** y en el caso de que se analice un proceso de combustión a esta entalpia se la nombra como **entalpia de combustión** y representa la cantidad de calor liberado durante un proceso de combustión de flujo estacionario cuando 1kmol (o 1kg) de combustible se quema por completo a una temperatura y presión específica; su fórmula es la siguiente:

$$h_c = H_{prod} + H_{react}$$

Ecuación 1.13

Cuando no existe una combustión completa, no es muy útil la entalpía de combustión, por lo que sería más práctico tener una propiedad para representar la energía química de un elemento o un compuesto en algún estado de referencia. Esta propiedad es la

entalpía de formación h_f , la cual puede considerarse como la entalpía de una sustancia en un estado especificado debida a su composición química.

Una entalpía de formación negativa para un compuesto indica que se libera calor durante la formación de ese compuesto a partir de sus elementos estables. Un valor positivo indica que se absorbe calor.

CAPÍTULO

2

ANÁLISIS DEL BALANCE ENERGÉTICO DEL MOTOR DIESEL.

En éste capítulo se analizarán las características constructivas del motor Toyota 2B , se evaluará el ciclo termodinámico del motor diesel para tener en cuenta todos los principios termodinámicos que se apliquen en nuestro cálculo. Debido a que algunos valores necesarios para realizar el balance energético, son variables que se tendrán que obtener con el motor en funcionamiento, como temperaturas de refrigerante, temperatura de gases de escape y rpm del motor, es imprescindible el uso de sensores que nos entreguen esta información a diferentes regímenes de trabajo, por ello en éste capítulo se describirá las características constructivas y de funcionamiento de éstos elementos; finalmente se planteará la ecuación estequiométrica

2.1 Características constructivas del motor diesel TOYOTA 2B.

La serie los motores Toyota se identifica con un número antes de la letra B para distinguirla de la anterior y luego letras identificar las mejoras técnicas en sus motores como por ejemplo el motor 15B-FTE es la quinta generación de los motores B, viene con 16 válvulas, turboalimentado y utiliza una ECU además:

- El número 1 (uno) antes del número del modelo de motor, significa que el motor utiliza inyección directa , y si no tiene número se trata de inyección indirecta
- La letra F después de la letra B significa que el motor es multivalvular. Dado que la familia B son motores en línea de 4 cilindros, eso significa que el motor utiliza un total de 16 válvulas.
- La letra T, significa que el motor es turboalimentado
- La letra E, significa que el motor se controla electrónicamente por la unidad de control del motor

En la tabla 2.1¹ de los motores de la serie B de Toyota se indican las principales características constructivas que tiene cada uno de los modelos fabricados.

Código	Capacidad (cc)	Diámetro (mm)	Carrera (mm)	Inyección directa	Turbo	Intercooler
B	2977	95	105			
11B	2977	95	105	sí		
2B	3168	98	105			
3B	3431	102	105			
13,	3431	102	105	sí		
13B-T	3431	102	105	sí	sí	
4B	3661	102	112			
14B	3661	102	112	sí		
14B-T	3661	102	112	sí	sí	

¹ Características del motor obtenidas del **Manual del Fabricante**

15B-F	4104	108	112	sí		
15B-ETC	4104	108	112	sí	sí	sí

Tabla 2. 1 Series B Motores Toyota

Algunas características del motor TOYOTA 2B se describen a continuación:

- Fabricante: Toyota.
- Cilindrada: 3168 cc.
- Diámetro del pistón: 98.0 mm.
- Carrera del pistón: 101.3 mm.
- Material del bloque motor: Fundición gris.
- Material de la culata: Fundición gris.
- Combustible de consumo: Diesel.
- Relación de compresión: 21:1.
- Potencia: 93 hp (69 Kw) a 2200 rpm.
- Torque: 159 ft·lbf (215 N·m) a 2200 rpm.
- Orden de encendido: 1-4-3-2.
- Segunda Generación
- Inyección indirecta

2.2 Análisis de los parámetros del motor diesel.

Con los datos del fabricante se determinara la potencia del ciclo diesel teórica, real y el proceso de combustión a través del análisis de la reacción química teórica y real del motor TOYOTA 2B. Además se plantearán las expresiones matemáticas que representaran los fenómenos físicos del motor para diferenciar los procesos reales de los ideales para conocer la eficiencia del ciclo.

Para simplificar la complejidad del proceso se debe reducir al máximo el número de variables influyentes en cada uno de los procesos considerando solo las de mayor incidencia en el motor.

2.2.1 Cilindraje del motor

Se determina la cilindrada del motor para conocer la cantidad de aire que ingresa al cilindro por ciclo de trabajo de manera teórica y con la ecuación estequiométrica se calculara la cantidad de combustible necesaria para la combustión y comparar con los procesos reales a altas y bajas revoluciones del motor.

El volumen unitario (V_u) se determina por (fórmula 2.1):

$$V_u = L \times \pi \times \left(\frac{\phi}{2}\right)^2$$

Donde:

$L =$ Longitud del cilindro

$\phi =$ Diámetro del cilindro = 98cm

Ecuación 2.1

$$V_u = 101.3mm \times \pi \times \left(\frac{98mm}{2}\right)^2 = 764102mm^3 = 764,102cm^3$$

Siendo también la cantidad de aire teórica ingresada en cada uno de los cilindros del motor, con el volumen unitario y el número de cilindros (N) se puede calcular la el volumen total (V_t) de los cilindros (Ecuación 2.2):

$$V_t = V_u \times N$$

$$V_t = 764,102cm^3 \times 4 = 3056.49cm^3$$

Ecuación 2.2

La cilindrada total del motor dada por el fabricante es 3168 centímetros cúbicos, el cual difiere del volumen de los cilindros calculados, que es el volumen ocupado por las

cámaras de combustión del motor, el cual por su forma compleja es difícil de determinar.

La cantidad de aire ingresada hacia el interior de los cilindros es igual a la cilindrada del motor (C) y está dada por (Ecuación 2.3):

$$C = 3056.49\text{cm}^3 + V_{Tcc} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Siendo V_{tcc} el volumen total ocupado por la cámara de combustión de cada uno de los cilindros del motor. Para calcular dicho valor se considera la relación de compresión (R_c) del motor dado por el fabricante de 21:1, que es igual a la relación de los valores del volumen unitario (V_u) y de la cámara de combustión (V_{cc}) (Ecuación 2.4):

$$R_c = \frac{V_u}{V_{cc}} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Despejando V_{cc} y reemplazando se tiene:

$$V_{cc} = \frac{764,102\text{cm}^3}{21} = 36.39\text{cm}^3$$

Para conocer el volumen total de las cámaras de combustión se multiplica por el número de cilindros que posee el motor (Ecuación 2.5) y al sumar con el Volumen total (Vt) (Ecuación 2.6) se obtiene el valor de aire teórico ingresado en un ciclo de funcionamiento del motor.

$$V_{Tcc} = n \times V_{CC}$$

$$V_{Tcc} = 4 \times 36.39\text{cm}^3$$

$$V_{Tcc} = 147.6\text{cm}^3$$

$$\text{Ecuación 2.5}$$

$$V = V_{Tcc} \oplus V_U$$

$$V = 147.6\text{cm}^3 + 3056.49\text{cm}^3 = 3204,09\text{cm}^3$$

Ecuación 2.6

Para conocer la cantidad de aire necesaria para quemar todo el combustible se realiza un análisis de la ecuación estequiométrica generada por la reacción química entre el aire y el combustible para producir la energía de funcionamiento del motor, pero antes se deberá obtener el número de moles de aire, partiendo de la fórmula del volumen (Ecuación 2.6), para lo cual se debe conocer su densidad, suponiendo que esté ingresando a temperatura ambiente como una idealización del proceso:

$$V = \frac{m(\text{masa})}{d(\text{densidad})}$$

$$V_{Tcc} = 3204,09\text{cm}^3$$

$$d_{\text{Aire}} = 1.2 \times 10^{-6} \text{ Kg/cm}^3$$

Ecuación 2.7

Por lo tanto la masa de aire total que ingresara a los cilindros se puede determinar despejando de la fórmula anterior :

$$m = 3204,09\text{cm}^3 \times 1.2 \times 10^{-6} \text{ Kg/cm}^3 = 3.844908 \times 10^{-3} \text{ Kg aire}$$

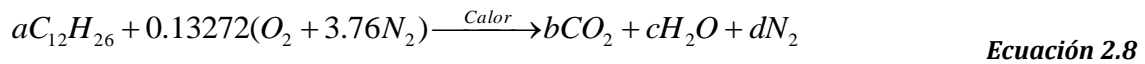
Para obtener en número de moles de aire de la masa obtenida, se divide para su masa molar ($M=28.97 \text{ Kg/Kmol}$) la cual es

$$n_{\text{moles}} = \frac{3.844908 \times 10^{-3} \text{ Kg}}{28.97 \text{ Kg/Kmol}} = 0.13272 \text{ mol Aire}$$

A continuación se determina la ecuación estequiométrica de la combustión del Diesel tratándolo como dodecano, por cada ciclo de trabajo del motor TOYOTA 2B se necesita

quemar 0,13272mol de aire con una cantidad determinada de combustible para obtener una combustión completa (ecuación 2.8), como el motor no es sobrealimentado se entiende que este no tiene exceso de aire por lo que en el análisis solamente se determina los compuestos básicos de una combustión completa ideal.

Entonces la ecuación estequiométrica para el análisis es:



Igualando la ecuación de cada elemento se obtiene:

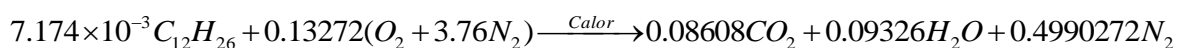
$$N_2 \rightarrow 0.4990272 = d$$

$$O_2 \rightarrow 0.26544 = 2b + c$$

$$C \rightarrow 12a = b$$

$$H_2 \rightarrow 13a = c$$

Resolviendo y reemplazando en la ecuación estequiométrica teórica se tiene:



La masa molar del dodecano que compone el diesel es:

$$M_{C_{12}H_{26}} = 170.34 \frac{Kg}{Kmol}$$

Por lo que la masa necesaria de combustible para realizar la combustión completa en un ciclo de funcionamiento del motor TOYOTA B2 es:

$$m_{C_2H_6} = N_{Moles} \times M_{C_2H_6}$$

$$m_{C_2H_6} = 7.174 \times 10^{-6} \text{ Kmol} \times 170.34 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} = 1.222 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

2.2.2 Evaluación del ciclo termodinámico del motor diesel.

Una vez obtenida la masa del combustible podemos evaluar el ciclo Diesel obteniendo la cantidad de calor aportado por el combustible al proceso de combustión.

Al analizar cada uno de los procesos detallados en la figura 21, el resultado obtenido lo describimos a continuación:

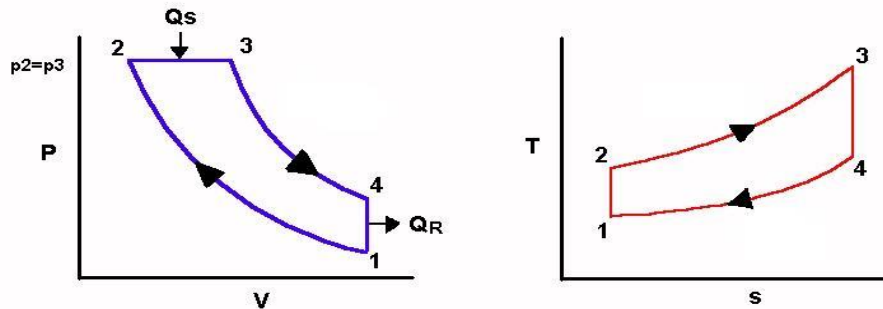


Figura 2. 1 Ciclo Ideal Diesel (<http://www.unizar.es/lfnae/luzon/CDR3/termodinamica.htm>).

Proceso 1:

El aire ingresa al interior de los cilindros del motor a una presión más baja que la atmosférica, pero debido a que ésta variación es muy pequeña, se tomarán las condiciones de aire frío estándar es decir a $273^\circ \text{ Kelvin}^2$ y una atmósfera de presión, obteniéndose la entalpía y el volumen del aire a dichas condiciones

$$T_1 = 273^\circ \text{K}$$

$$h_1 = 273.104 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$P_1 = 100 \text{KPa}$$

$$V_1 = 3204,09 \text{cm}^3$$

² ALONSO, José Manuel, Técnicas del automóvil, 10^{ma} Edición, Madrid 2004

Proceso 2:

El aire empieza a comprimirse en el interior de la cámara de combustión en cada uno de los cilindros según el orden de encendido del motor; la suma del trabajo de los 4 cilindros aportará al valor total del ciclo, para este caso se idealizará al motor como si fuera de un solo pistón, considerando que el aire que ingresa al cilindro en este proceso se comprimirá en una relación de 21 a 1.

Debido a las idealizaciones que se consideran en los procesos, se establece que los calores específicos del aire no cambiarán y se mantendrán constantes, por lo que podemos encontrar el valor de T_2 (Ecuación 2.9) en función de las relaciones de compresión y del cierre de admisión con $k=1.4$, obteniendo k como una función de las relaciones de compresión y cierre de la admisión, el cual es el valor establecido para los motores diesel:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$T_2 = 273^\circ K \times \left(\frac{3204,09 \text{ cm}^3}{147.6 \text{ cm}^3} \right)^{1.4-1}$$

$$T_2 = 922.6784^\circ K = 649.6784^\circ C$$

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^k \quad \text{Ecuación 2.10}$$

$$P_2 = 100 \text{ KPa} \times \left(\frac{3204,09 \text{ cm}^3}{147.6 \text{ cm}^3} \right)^{1.4}$$

$$P_2 = 709.75 \text{ KPa} = 7.0975 \text{ Bar}$$

Por lo que en este proceso tenemos:

$$T_2 = 922.6784^\circ K$$

$$h_2 = 957.634 \text{ KJ/Kg}$$

$$P_2 = 709.75 \text{ KPa}$$

$$V_2 = 147.6 \text{ cm}^3$$

Proceso 3

El proceso de combustión del motor diesel se realiza a presión constante por lo que $P_2=P_3$, se tiene que el combustible ingresa a la cámara de combustión como un aporte calórico al quemarse, que se lo determina de la manera detallada (Ecuación 2.11):

$$Q_{entra} = m_{C_{12}H_{26}} \times P_{calorifico} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$P_{calorifico} = 42700 \text{ KJ/Kg}$$

$$m_{C_{12}H_{26}} = 1.222 \times 10^{-3} \text{ Kg}$$

$$Q_{entra} = 1.222 \times 10^{-3} \text{ Kg} \times 42700 \text{ KJ/Kg} = 52.1794 \text{ KJ}$$

El calor aportado por la quema del combustible es aproximadamente de 52180 Joules, a su vez esta variación de energía repercutirá en la cantidad de energía interna del fluido activo que se interpreta como entalpia, para calcularla debemos tomar en cuenta que poseemos en el interior del cilindro tanto masa de aire y combustible, los dos conforman el fluido activo que genera el funcionamiento del motor

Con el sensor de la temperatura de los gases de escape se podrá conocer la energía contenida en sus compuestos y tener el valor de la entalpia en el proceso 3.

2.3 Sensores utilizados para la medición de variables presentes en el balance energético del motor diesel Toyota 2B.

Una vez que se han establecido cuales son las variables necesarias para realizar los diferentes cálculos para realizar el balance del motor Toyota 2B, es necesario

determinar el valor de éstas variables, para lo que es necesario del uso de diferentes sensores, mismos que se describen a continuación.

2.3.1 Sensor de medición del caudal de aire ingresado al múltiple de admisión (MAF – Mass Air Flow)³.

Este sensor mide directamente la masa del aire que es aspirado por el motor en cada proceso de admisión, debido al efecto de succión creado por los pistones en el interior de los cilindros cuando estos descienden desde el P.M.S hacia el P.M.I, el MAF otorga datos a la ECU para modificar el tiempo de inyección para el correcto funcionamiento del motor con la total combustión de la mezcla.

En los vehículos equipados con este sensor la mezcla no varía con el incremento en el valor de RPM, ya que el sensor MAF hace que el volumen de llenado del cilindro sea siempre equilibrado con la cantidad de combustible inyectada.

Para su funcionamiento El sensor de flujo de masa de aire (Mass Air Flow – MAF) convierte la cantidad de aire que ingresa hacia al motor en una señal de voltaje, esto es necesario para determinar la cantidad de combustible a inyectar y el instante óptimo para encender el fluido activo en el interior del cilindro, e inclusive cuando hacer el cambio de marcha en la transmisión en el caso de una caja automática controlada de forma electrónica. El sensor de flujo de aire se encuentra en el conducto de ingreso hacia el múltiple de admisión, entre el filtro de aire y el cuerpo de aceleración donde puede medir el aire de entrada.

Existen diferentes tipos de sensores MAF. Pero el principal es el compuesto por: un termistor, un alambre de platino caliente, y un circuito de control electrónico.

³ STUTTGART, Gerschler, Tecnología del automóvil TOMO 2, Editorial REVERTÉ, S.A, 20a Edición, República Federal de Alemania, 1980.

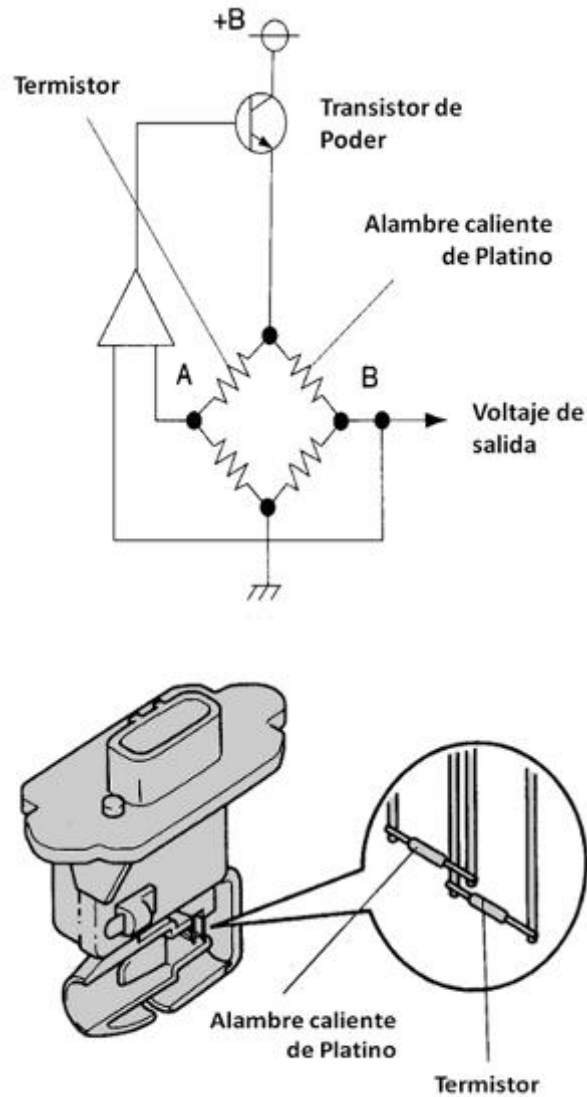


Figura 2. 2 (<http://www.encendidoelectronico.com/vista.php?id=30>)

El termistor mide la temperatura del aire entrante. El hilo caliente se mantiene en una temperatura constante en relación con el termistor del circuito de control electrónico. Un aumento del flujo de aire hace que el hilo caliente pierda calor más rápidamente y los circuitos de control electrónico lo compensan enviando una corriente mayor a través del hilo. El circuito de control electrónico al mismo tiempo mide el flujo de corriente y emite una señal de tensión (VG) en proporción al flujo de corriente, Figura 23.

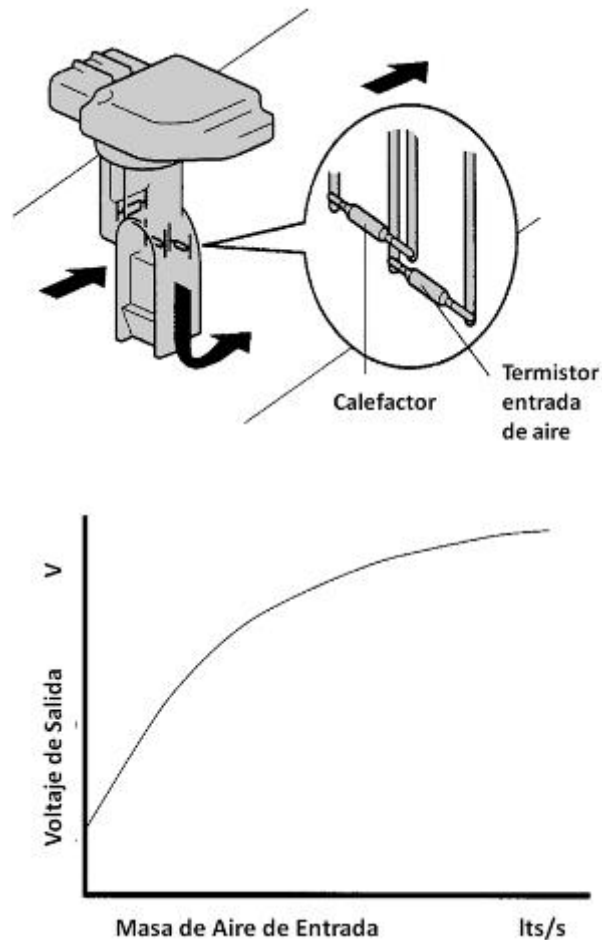


Figura 2. 3 (<http://www.encendidoelectronico.com/vista.php?id=30>)

Este tipo de sensor MAF por lo tanto incorpora un sensor de temperatura del aire de admisión (IAT- Intake Air Temperature), como parte del conjunto.

2.3.2 Diseño de un sensor MAF

En el análisis energético planteado se recurrirá al diseño de un sensor MAF, el diseño se enfocara en obtener las velocidades de ingreso de aire hacia el múltiple de admisión a través de un anemómetro y al multiplicarlo por el área de la sección en donde se encuentre alojado este se conocerá el caudal de aire que está ingresado hacia el interior de los cilindros del motor.

La ecuación característica de este sensor será modelada con el método de interpolación polinómica para construir una expresión matemática que asocie las variables RPM y velocidad del aire al ingreso del motor, siendo la expresión un polinomio que pase por todos los puntos muestreados y nos permita conocer los valores aproximados entre los rangos medios de los datos adquiridos por la observación.

La interpolación polinómica es un método usado para conocer, de un modo aproximado, los valores que toma una función de la cual sólo se conoce su imagen en un número finito de abscisas (los cuales son los valores correspondientes al eje y = Velocidad del aire, en un determinado valor de x = RPM del motor).

El objetivo es hallar un polinomio que cumpla lo antes mencionado y que permita obtener aproximaciones de otros valores desconocidos para la función con una precisión deseable fijada.

El anemómetro es un instrumento que nos permite conocer la velocidad a la que circula el aire (figura 2.4), para el análisis energético del motor diesel permitirá obtener el dato de la velocidad de ingreso del aire hacia el múltiple de admisión.



Figura 2. 4 Anemómetro (<http://www.equiposymediciones.com/productos.php?recordID=5>).

2.3.3 Sensor de RPM del motor.

El sensor utilizado para medir las revoluciones del motor es directamente un CKP (Crankshaft Position) o sensor de posición del cigüeñal, el cual permite medir el espaciamiento entre dientes del volante de inercia por medio de un efecto Hall o una inducción electromagnética (Figura 2.5)



Figura 2. 5 Sensor de revoluciones ([http:// www.alibaba.com/product-detail/TACHOMETER-AND-RPM_SENSOR_1271021424](http://www.alibaba.com/product-detail/TACHOMETER-AND-RPM_SENSOR_1271021424))

2.3.4 Sensor CKP de efecto HALL.

El sensor CKP genera una señal digital en conjunto con la tensión PULL-UP de la computadora por cada ranura o diente los cuales están posicionados a X grados según el vehículo. Para cada diente por el que pase el sensor se genera una inversión de polaridad en la tensión Hall lo que ocasiona que la tensión de pull-up proveniente de la computadora interprete ese dato como cero.

La ECM utiliza esta información para determinar la secuencia y tiempo de ignición.

2.3.5 Sensores de temperatura del agua, aceite y gases de escape.

Las temperaturas de gases o líquidos pueden medirse en general sin problemas en cualquier punto, sin embargo la medición de la temperatura de cuerpos sólidos se limita a su superficie. La mayoría de sensores de temperatura utilizados necesitan contacto directo del elemento sensible con el medio en cuestión (termómetro de contacto) para tomar con la máxima precisión la temperatura del medio. Ciertos casos especiales requieren, sin embargo, la aplicación de sensores sin contacto, que determinan la temperatura de un cuerpo o medio en virtud de su radiación térmica (infrarroja) (termómetro de radiación = pirómetro).

La medición de la temperatura en el automóvil se efectúa de modo casi exclusivo mediante termómetros de contacto constituidos por materiales resistivos de coeficiente de temperatura positivo (PTC) o negativo (NTC). La conversión de la resistencia eléctrica en una tensión analógica se realiza mediante el complemento de una resistencia térmicamente neutra o de sentido opuesto, formando un divisor de tensión (Figura 2.6).

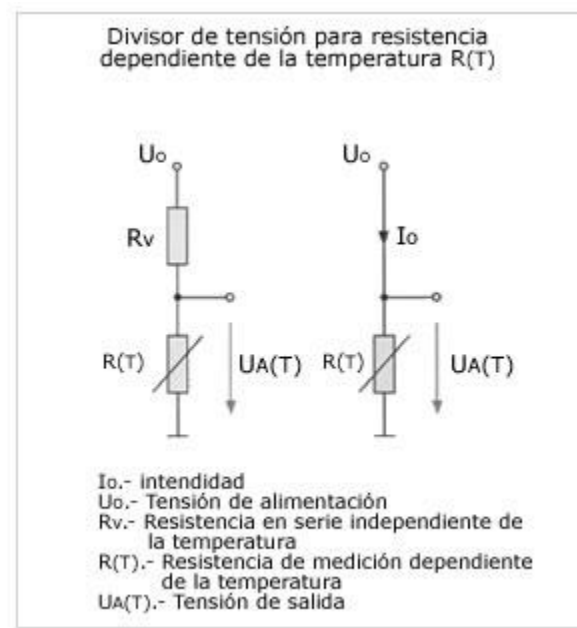


Figura 2. 6 (<http://mimemoria.net/archivos/2129>)

Desde la introducción de la tecnología de microsistemas, para la realización de la mayoría de funciones de seguridad pasiva y de confort (detección de la posición de los pasajeros para el disparo de los airbag, regulación de la climatización de acuerdo con la

temperatura de la piel, desempañamiento de los cristales) se utilizan sensores de temperatura sin contacto (pirométricos), cuya fabricación es cada vez más económica.

La tabla 2.2 indica las mediciones de temperatura que se efectúan en el automóvil.

Temperaturas en el automóvil	
Punto de medición	Magnitud en °C
Aire de admisión / sobrealimentación	- 40.....170
Aire ambiente	- 40.....60
Habitáculo	- 20.....80
Ventilación / calefacción	- 20.....60
Evaporador (acondicionador de aire)	- 10.....50
Agua refrigerante	- 40.....130
Aceite motor	- 40.....170
Batería	- 40.....100
Combustible	- 40.....120
Aire de los neumáticos	- 40.....120
Gases de escape	100.....1000
Pinza de freno	- 40.....2000

Tabla 2. 2 Temperaturas en el automóvil

Los campos de medición en parte muy distintos exigen un gran número de conceptos y tecnologías de sensores, así como los requerimientos de precisión y de dinámica no mencionados aquí implican formas de sensores muy diversas. En muchos puntos se mide la temperatura como magnitud auxiliar, para excluir sus efectos negativos o compensar sus influencias no deseadas

Existen sensores de temperatura de distintas formas constructivas, según su campo de aplicación. Dentro de un cuerpo hay montada una resistencia termo sensible de medición, de material semiconductor. Normalmente tiene ella un coeficiente de temperatura negativo (NTC), raramente un coeficiente de temperatura positivo (PTC), es decir, que su resistencia disminuye o aumenta drásticamente al subir la temperatura. La resistencia de medición forma parte de un circuito divisor de tensión alimentado con 5 V. La tensión que se mide en la resistencia depende, por tanto, de la temperatura. Ésta se lee a través de un convertidor analógico-digital y es una medida de la temperatura del sensor. La unidad de control del motor tiene almacenada una curva característica que indica la temperatura correspondiente a cada valor de resistencia o tensión de salida.



Figura 2. 7



Figura 2.8(Tomada de <http://aparecidooliveira.blogspot.com/2010/10/sensor-de-temperatura-ntc.html>)

- Sensor de temperatura del motor: Este sensor está montado en el circuito del líquido refrigerante (Figura), con el fin de determinar la temperatura del motor a partir de la temperatura del refrigerante (campo de medición - 40...+130 °C).

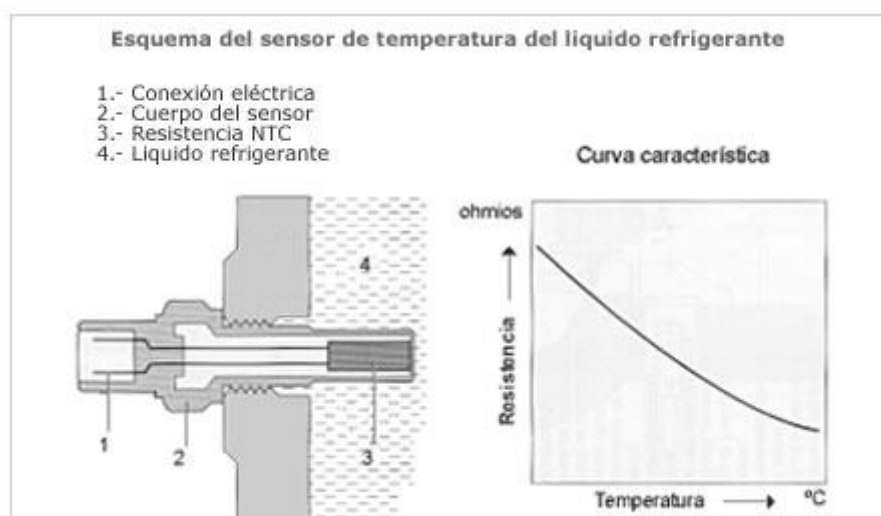


Figura 2. 9 (<http://www.aficionadosalamecanica.net/sensores7.htm>)

- Sensor de temperatura del aire: Este sensor montado en el tramo de admisión registra la temperatura del aire aspirado con la que es posible calcular, en combinación con un sensor de presión de sobrealimentación, la masa de aire aspirada. Además de ello se pueden adaptar valores teóricos para circuitos

reguladores (p.ej. realimentación de gases de escape, regulación de la presión de sobrealimentación) a la temperatura del aire (campo de medición - 40...+120°C).

- Sensor de temperatura del aceite de motor: La señal del sensor de temperatura del aceite de motor se emplea para calcular los intervalos de servicio (campo de medición - 40... +170 °C).
- Sensor de temperatura del combustible: Está montado en la zona de baja presión del combustible Diesel. Con la temperatura de éste se puede calcular con exactitud el caudal inyectado (campo de medición - 40... + 120 °C).
- Sensor de temperatura de los gases de escape: Este sensor se monta en puntos térmicamente críticos del sistema de escape. Se emplea también para regular sistemas de tratamiento ulterior de los gases de escape. La resistencia de medición es generalmente de platino (campo de medición -40...+1000°C).

CAPITULO

3

DISEÑO Y ADAPTACIÓN DE SENSORES

En éste capítulo se harán las pruebas físicas, simulando las condiciones reales a las que trabajaran los sensores, con la finalidad de construir las curvas de trabajo de los mismos, en función de las señales de voltaje, es decir que al sensar un parámetro como por ejemplo la temperatura, se envíen señales de voltaje, mismas que con la ayuda de una tarjeta de adquisición de datos serán ingresados a un software que los utilizará para efectuar los diferentes cálculos del balance energético. Se realizarán varios ajustes a las curvas de trabajo con el fin de obtener el modelo matemático que más se aproxime a las condiciones reales de trabajo en cada uno de los casos.

Finalmente se dejarán planteadas todas las ecuaciones de las variables que intervienen en los cálculos del balance energético, para en el capítulo 4, con la ayuda del software, visualizar valores ya calculados de las pérdidas de energía generadas en el motor.

3.1 Generalidades

Una vez analizados los distintos parámetros físicos que intervienen en el balance energético del motor Diesel se puede iniciar la adaptación de los sensores, con la finalidad de medir las variaciones de cada uno de los parámetros anteriormente indicados.

Cabe recalcar que los sensores serán seleccionados de acuerdo a las necesidades y disponibilidad del mercado para obtener de una manera más aproximada los valores de las variables necesarias para el análisis energético.

La aplicación de los sensores para cada una de los parámetros físicos del balance energético del motor Diesel, se hará considerando dos criterios fundamentales en el diseño ingenieril.

- a) Un diseño que posea un grado de eficiencia aceptable.
- b) Bajo costo de adaptación sin reducción de confiabilidad.

3.2 Cálculo de las variaciones de temperatura

Para el cálculo de las pérdidas de energía de tanto en los gases de escape, como en el sistema de refrigeración, que son la base del presente estudio, es necesario determinar las variaciones de temperatura en éstos sistemas.

3.2.1 Elementos para calcular variaciones de temperatura.

Para obtener las mediciones de las variaciones producidas cuando se generen incrementos y descensos de temperatura presentes se emplearan diferentes elementos como termistores NTC, multímetros que servirán para medir la variación de voltajes con lo que se determinarán los valores correspondientes en unidades de temperatura y un circuito partidor de tensión con la alimentación de voltaje para el sensor.

El funcionamiento de cada uno de estos elementos se detalla a continuación:

3.2.1.1 Termistores NTC

Las variaciones de temperatura se transformaran en una magnitud de resistencia eléctrica a través del termistor NTC (figura 3.1), lo que causará variaciones de señales de voltaje, por su acople a una fuente de energía eléctrica mediante un partidor de tensión, cuyo objetivo es aumentar el rango de sensibilidad del termistor NTC y la linealidad de la señal.

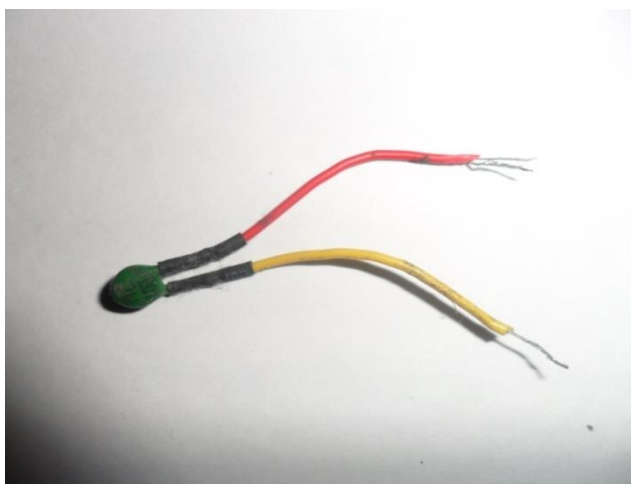


Figura 3. 1 SENSOR DE TEMPERATURA (NTC)

La NTC usada es de 10 k Ω , con la particularidad de que su curva característica es lineal y no logarítmica como en la mayoría de casos de las NTC, el termistor será montado en un circuito con diferentes partidores de tensión para determinar el rango ideal de funcionamiento, según la aplicación, ya sea midiendo la temperatura del agua del motor o los gases de escape provenientes del múltiple.

3.2.1.2 Multímetros

Para medir con exactitud las variaciones en las señales del sistema, primero se construye una curva que represente la variación de voltaje en el partidor, en función del incremento de temperatura en grados centígrados ($^{\circ}\text{C}$), esto se realiza de forma experimental tomando valores de voltaje a distintas temperaturas en un ambiente determinado para el funcionamiento de la NTC, para lo cual se usarán dos multímetros,

el primero (figura 3.2) permitirá la medición del voltaje proveniente del partidor de tensión entre la NTC y la resistencia fija.



Figura 3. 2 (Multímetro)

El segundo (figura 3.3) se usará es para medir la temperatura a la cual se encuentra la zona de contacto de la NTC con el agua, cumpliendo la función de un sensor de temperatura que será la referencia para la construcción de la curva característica de la NTC.



Figura 3. 3 (Multímetro con termómetro)

3.2.1.3 Partidor de tensión y circuito de alimentación

La NTC deberá ser alimentada con un adaptador de 5V, 2A de corriente continua DC, debido a la compatibilidad con distintos dispositivos electrónicos para la digitalización de las señales, este adaptador es la fuente de un HUB USB el cual debe controlar el voltaje de alimentación para no dañar los circuitos.

Para el montaje de los componentes tanto del circuito generador como de medición se utilizara una baceta, logrando un contacto solido entre los elementos, luego se procederá a tabularlos resultados por experimentación y a la obtención de la ecuación de los sensores que se montarán en los sistemas del motor.

Para analizar el funcionamiento del partidor de tensión se experimentará con dos resistencias, una de $5k\Omega$ y se procederá a la tabulación de los resultados.

Para energizar el circuito se conecta el adaptador a la red eléctrica, luego se conecta en la baceta la alimentación proveniente de la fuente, el termistor NTC y la resistencia en configuración de partidor de tensión; se coloca al multímetro en medición de voltaje a la escala de 5V, para una mejor apreciación en las mediciones que se realizarán (figura 3.4).

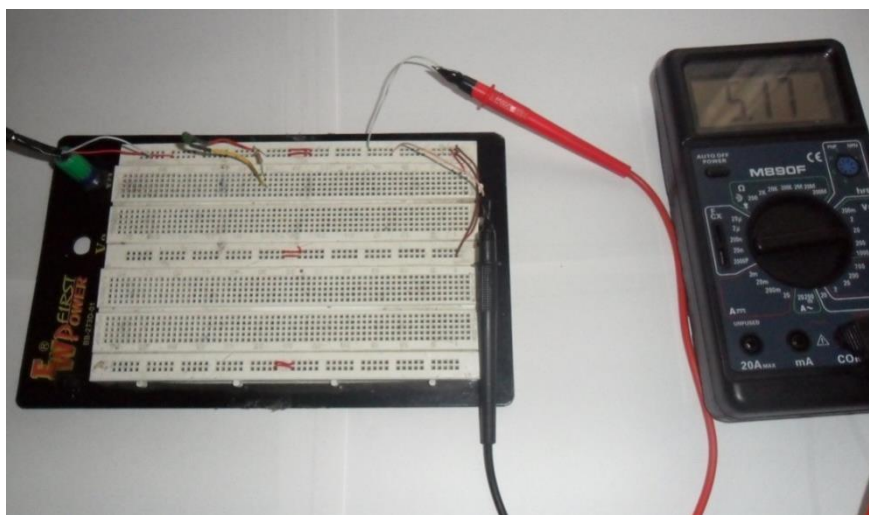


Figura 3. 4 (Circuito de alimentación NTC)

Verificado el valor del voltaje de alimentación el cual es 5.17V siendo un valor que está dentro de la escala de medición, se conecta el multímetro al partidor de tensión, con lo

que se puede conocer los valores de voltaje que se producirán por las variaciones de temperatura del NTC.

Se une a la NTC la sonda que registrará las variaciones de temperatura del segundo multímetro, para obtener las magnitudes de medida con respecto a la fuente de calor y el sensor.

3.2.2 Sensor de temperatura del agua de refrigeración.

Para el caso del agua, procedemos a instalar la NTC a un medio similar al de las condiciones reales de trabajo, para este análisis se sumerge al termistor con la sonda en el agua, progresivamente se aumentará la temperatura tabulando los valores medidos.

Para realizar el proceso indicado se coloca al termistor con la sonda en un recipiente con agua.

Se energiza los componentes para tabular el voltaje de salida del partidor de tensión, conectando los puntales del primer multímetro con los terminales del voltaje de la baceta de prueba y la sonda de temperatura del segundo multímetro se coloca dentro del agua en donde se encuentra la NTC como se indica en la figura



Figura 3. 5 (Medición NTC de agua de refrigeración)

Para la medida inicial, se accionan los dos multímetros y se toma como referencia la temperatura ambiente del agua, para esto se debe esperar hasta que se alcance el

equilibrio en las dos pantallas, con lo cual se procederá a tabular los valores del incremento de voltaje y temperatura.

Se coloca una fuente de calor al recipiente que contiene el agua para que vaya experimentando un aumento progresivo en su temperatura conviene que este cambio de temperatura se realice en forma lenta para obtener la mayor cantidad de valores, por lo cual se regula a la fuente de calor en lo más bajo posible.

El valor máximo de temperatura que da el agua cuando hierve es de 94°C (Figura 3.6), este valor no se supera debido al cambio de estado de la misma, en el circuito de refrigeración del automóvil este valor puede llegar a ser superado, cuando se genera un sobrecalentamiento del motor.



Figura 3. 6 (NTC a temperaturas elevadas)

3.2.2.1 Tabulación de resultados

Luego se tabulan los resultados en función del incremento de temperatura y aumento de voltaje, al final se encontrará una relación matemática entre las variables medidas para obtener la ecuación de funcionamiento del sensor.

Los resultados de la NTC con la resistencia de $5k\Omega$ se indican en la tabla 3.1, al analizar los resultados se puede observar que en $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ el valor de voltaje se acerca al límite máximo del rango permitido, por lo que la resistencia de $5k\Omega$ no será útil.

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Voltaje (V)
20	1,14
21	1,22
22	1,27
24	1,32
26	1,41
27	1,47
28	1,54
55	3,06
57	3,08
80	3,95

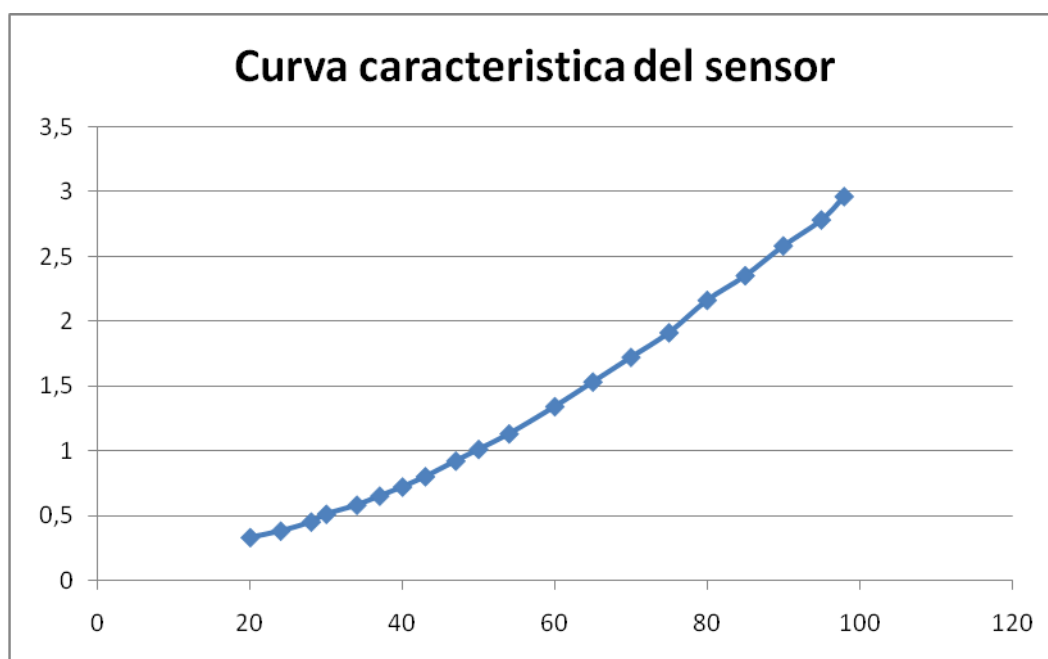
Tabla 3. 1 Medida 1 con $5K\Omega$

Para evitar este inconveniente, se utiliza una resistencia de $1\text{ k}\Omega$ que permitirá aumentar el rango de medición, procediendo a realizar nuevamente las mediciones. Los resultados del termistor NTC en conjunto con la resistencia de $1k\Omega$ se representan en la tabla 3.2

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Voltaje (V)
20	0,33
24	0,38
28	0,45
30	0,51
34	0,58
37	0,65
40	0,72
43	0,8
47	0,92
50	1,01
54	1,13
60	1,34
65	1,53
70	1,72
75	1,91
80	2,16
85	2,35
90	2,58
95	2,78
98	2,96

Tabla 3. 2 Medida 2 con 1KΩ**3.2.2.2 Construcción de la curva de trabajo de la NTC**

Los valores tabulados en la tabla 3.2 se representan la figura 3.8, que determina la curva característica del sensor usado, para lo cual se tomará al eje Y como la variable de voltaje cuya unidad de medida está en voltios, y en el eje X la variable temperatura la cual se mide en grados Celsius.

**Figura 3. 7 (Curva característica de la PTC)**

Con los valores obtenidos se puede construir una ecuación matemática que demuestre la variación del voltaje en función de la temperatura, esta ecuación será considerada en la zona lineal que se observa en el diagrama anterior, la cual se encuentra comprendida en el rango de trabajo del agua que refrigera al motor, para esto se aplicara el método de interpolación polinómica que ayudará a encontrar la ecuación que pase por cinco puntos de la zona lineal.

La ecuación que representa dicha curva tiene la siguiente forma:

$$y = ax^4 + bx^3 + cx^2 + dx + e$$

Ecuación 3.1

Los puntos que se utilizaran para realizar el sistema de cinco ecuaciones con igual número de incógnitas serán los siguientes valores de temperatura: 20, 40, 60, 80 y 94 grados Celsius con sus correspondientes valores de voltaje, procediendo entonces a la sustitución de los 5 puntos se obtiene el siguiente sistema:

$$0.01185920999a + 0.035937b + 0.1089c + 0.33d + e = 20$$

$$0.26873856a + 0.373248b + 0.5184c + 0.72d + e = 40$$

$$3.224179360a + 2.406104b + 1.7956c + 1.34d + e = 60$$

$$21.76782335a + 10.077696b + 4.6656c + 2.16d + e = 80$$

$$76.76563455a + 25.934336b + 8.7616c + 2.96d + e = 98$$

Resolviendo el sistema se encuentran los valores de las variables que se muestran a continuación:

$$a = -2.048954640$$

$$b = 16.62977428$$

$$c = -50.24666800$$

$$d = 91.00753561$$

$$e = -5.133949822$$

Sustituyendo dichos valores en la Ecuación 3.1 se obtiene:

$$y = -2.048954640x^4 + 16.62977428x^3 - 50.24666800x^2 + 91.00753561x - 5.133949822$$

Ecuación

3.2

Tomando al eje Y como la temperatura y al eje X como el voltaje dado por el sensor, la gráfica que representa esta ecuación es la siguiente:

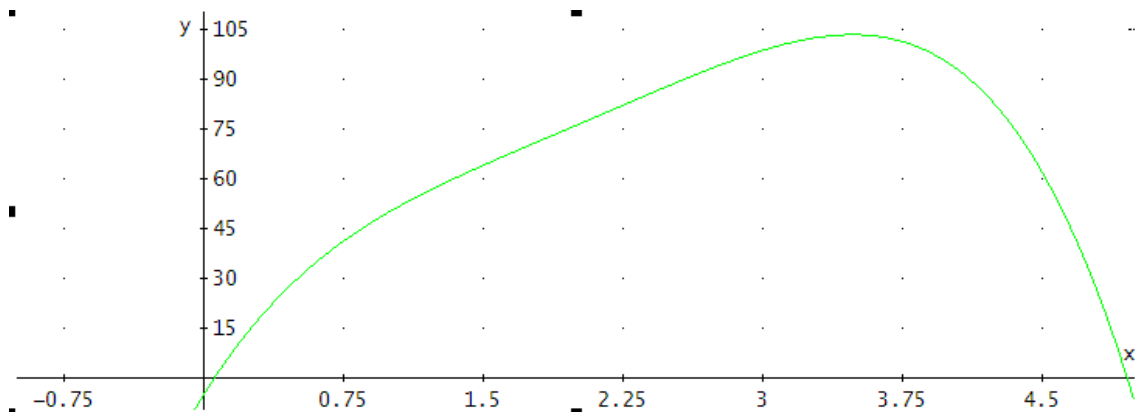


Figura 3. 8 (Curva temperatura vs voltaje PTC)

Se puede observar que la gráfica cumple la linealidad requerida, además servirá para conocer el valor de temperatura en función del valor del voltaje dado por el sensor que ingresará en el programa.

Con los valores de voltaje obtenidos se puede observar que la variación efectuada por el termistor NTC tiene una gran zona lineal, la cual puede ser aprovechada ocupando el partidor de tensión construido en conjunto con la resistencia para tener una variación de voltaje por incremento o descenso de temperatura.

3.2.3 Sensor de temperatura de gases de escape

Para el caso de los gases de escape se procede a exponer al termistor a un medio similar al de las condiciones reales de trabajo, colocándolo con la sonda de medición en una corriente de aire que progresivamente aumentará la temperatura.

Para realizar el proceso anterior, primero se coloca al termistor NTC con la sonda en la salida de una pistola de calor (Figura 3.9), la cual puede otorgar variaciones de temperatura entre 90 y 350 grados Celsius.



Figura 3. 9 (Pistola de calor)

Se energizan los componentes para proceder a la medición del voltaje de salida del partidor de tensión, conectando los multímetros de medición a la baceta de prueba. Se iniciará accionando los multímetros y se tomará la medida de referencia a temperatura ambiente, para esto se debe esperar que la medida se estabilice.

A continuación se conecta la pistola para aplicar calor al termistor (Figura 3.10) y a la sonda para que vaya experimentando cambios progresivos de temperatura, se debe realizar esta variación de forma lenta para obtener la mayor cantidad de datos posibles, por lo cual se regula la salida del aire caliente de forma gradual.



Figura 3. 10 (Medición NTC de gases de escape)

Se tabulan los resultados en función del incremento de temperatura y aumento de voltaje, al final se realizara una relación matemática entre las variables anteriores para determinar la ecuación del funcionamiento del sensor

El valor más alto de temperatura con el que se experimenta es de 300°C.

3.2.3.1 Tabulación de resultados

Los resultados del termistor NTC con la resistencia de 220Ω se representan en la siguiente tabla 3.2.

Temperatura (°C)	Voltaje (V)
103	0,93
110	1,03
124	1,37
140	1,78
160	2,31
183	3,18
200	3,34
223	3,98
240	4,26
257	4,34
280	4,4
300	4,62

Tabla 3. 3Medida 3 con 220 Ω

3.2.3.2 Construcción de la curva de trabajo de la NTC

Los valores tabulados pueden ser representados la siguiente gráfica (figura 3.11) que determinaran la curva característica del elemento en uso. Se tomara al eje Y como la variable de voltaje y el eje X como variable de temperatura.

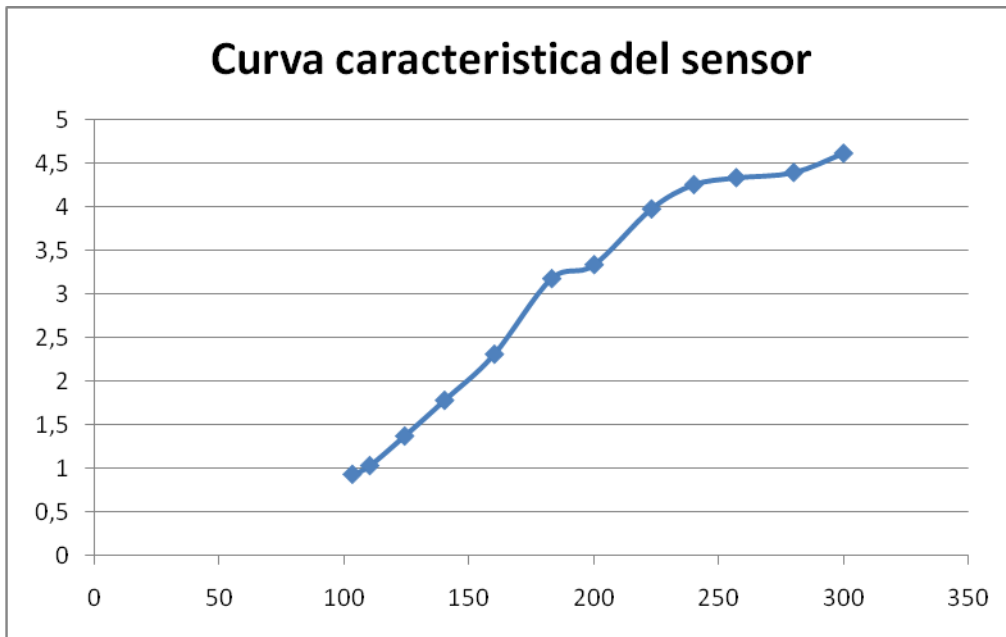


Figura 3. 11 (Curva PTC gases de escape)

De los valores obtenidos se puede construir una ecuación matemática que demuestre la variación de voltaje en función de la variación de temperatura, esta ecuación será construida solamente en la zona lineal que se aprecia en la FIGURA 3.11 comprendida entre los valores de trabajo a los que se encontraran los gases de escape a la salida del motor, para esto se aplicara métodos numéricos realizando una ecuación que pase por seis puntos de la zona lineal, la curva para representar dicha expresión tiene la siguiente forma: $y = ax^5 + bx^4 + cx^3 + dx^2 + ex + f$

Ecuación 3.3

Y los puntos que se utilizaran para realizar el sistema de cinco ecuaciones con 5 incógnitas serán los valores correspondientes a 103, 140, 183, 223, 257 y 300 grados Celsius con sus respectivos valores de voltaje, procediendo entonces a la sustitución de los 6 puntos obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned}
 0.6956883692a + 0.7480520099b + 0.804357c + 0.8649d + 0.93e + f &= 103 \\
 17.86899023a + 10.03875855b + 5.639752c + 3.1684d + 1.78e + f &= 140 \\
 325.1888153a + 102.2606337b + 32.157432c + 10.1124d + 3.18e + f &= 183 \\
 998.6547231a + 250.9182721b + 63.044792c + 15.8404d + 3.98e + f &= 223 \\
 1539.744450a + 354.7798273b + 81.746504c + 18.8356d + 4.34e + f &= 257 \\
 2104.795360a + 455.5834113b + 98.611128c + 21.3444d + 4.62e + f &= 300
 \end{aligned}$$

Resolviendo el sistema se obtienen los valores de las variables a, b, c, d, e, f que se muestran a continuación:

$$\begin{aligned}
 a &= 1.941278240 \\
 b &= -25.59125964 \\
 c &= 133.6649857 \\
 d &= -340.0349464 \\
 e &= 445.1414372 \\
 f &= -106.6066098
 \end{aligned}$$

Sustituyendo dichos valores en la ecuación 3.3 obtenemos:

$$\begin{aligned}
 y = 1.941278240 x^5 - 25.59125964 x^4 + 133.6649857 x^3 - 340.0349464 x^2 \\
 + 445.1414372 x - 106.6066098
 \end{aligned}
 \tag{Ecuación 3.4}$$

Tomando al eje Y como la temperatura y al eje X como el voltaje suministrado por el sensor la grafica de esta ecuación es la siguiente figura 3.12:

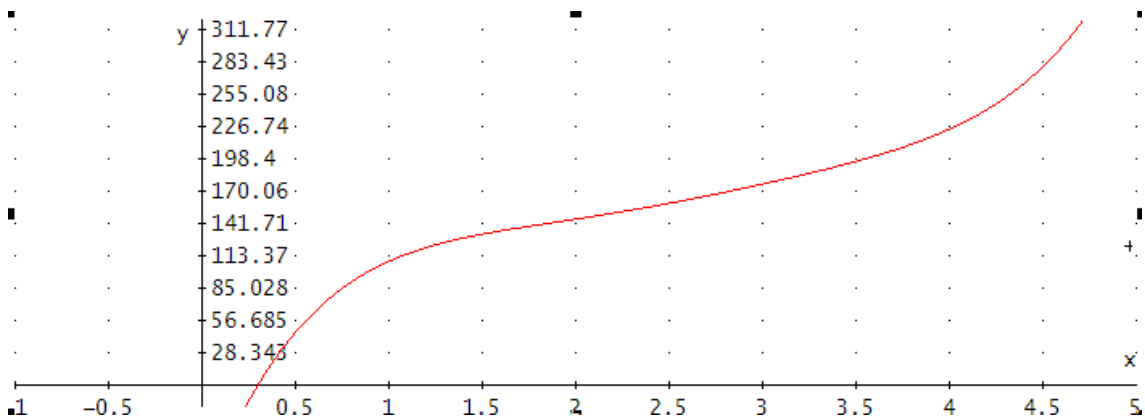


Figura 3. 12 (Curva Temperatura vs Voltaje PTC gases de escape)

Se puede observar claramente que la grafica cumple la linealidad requerida entre el rango de temperaturas en grados, además servirá para conocer el valor de temperatura en función de cualquier valor de voltaje ingresado.

3.3 Digitalización de las señales obtenidas de los sensores

El conjunto de comandos generados para alimentar al bloque de control, conocido como señales de ingreso, deberá ser introducido al sistema desde los sensores, los resultados obtenidos mediante los procesos ejecutados por el bloque de control serán representados mediante una interfaz grafica para su manejo, visualización e interpretación.

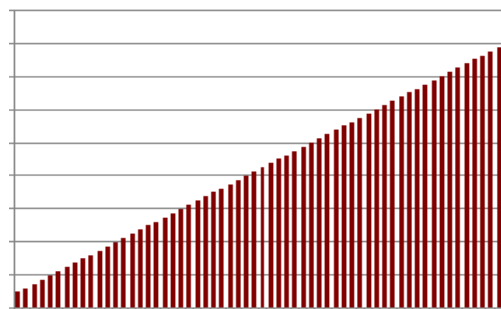
Mediante los sensores utilizados, las magnitudes de temperatura, caudal de aire, revoluciones, etc. se transformarán en señales eléctricas, que ingresarán al bloque de control como variaciones de voltaje, el cual las interpretará y procesara para visualizar y calcular el balance energético del motor.

3.3.1 Resolución de ingreso de las señales¹

Una señal analógica para ser interpretada por el sistema de control puede ser dividida en niveles que lleguen a aproximarse a la señal real y representarla con un rango de error generado por los valores que no alcancen los niveles. Mientras más sean los niveles en los que se divida a la señal mejor será la aproximación que se realice en la representación de la misma, al atributo para lograr una mejor representación de una señal mediante el aumento de niveles de medición se conoce como resolución, mientras mayor sea la resolución mejor será la representación de un señal (figura 3.13)

Gráfica Original

Grafica a 6 bits de resolución



¹ RODRÍGUEZ, Norma, Tesis Elaboración de los procedimientos para la realización de prácticas del Laboratorio de Termodinámica del Departamento de Conversión y Usos de la Energía con base a la norma ISO/IEC 17025:2002, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador, Septiembre 2004.

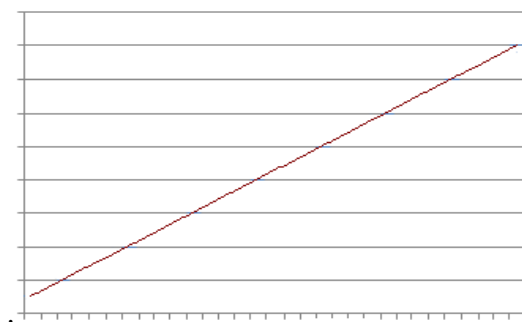


Figura 3. 13 (Resolución en bits)

La cantidad de niveles de división se miden en bits, y este aumentará cuando mayores niveles tenga, el número de divisiones que tiene un bit se determina por:

$$N = 2^n$$

Donde :

N = Número de divisiones

n = número de bits (entero)

Para el muestreo de las señales analógicas en el análisis energético del motor Toyota B2 se tomará una resolución de 8 bits, eso significa que si se tiene una señal de entrada que varía de 0 a 5 voltios para calcular la resolución a la cual podrá ser muestreada la curva se calcula a que valor de voltaje corresponde cada una de las divisiones, reemplazando en la fórmula se tiene:

$$N = 2^8 = 256$$

Como el cero está incluido en las divisiones realizadas, a este se puede asignar un valor, por lo tanto las divisiones llegaran hasta 255, para conocer la resolución del muestreo (R) se divide el rango de voltaje (V) que se utilizará para el número de divisiones calculado (N) y reemplazando se tiene:

$$R = \frac{V}{N} = \frac{5V}{256} = 0.01953125V/\text{división}$$

Esto significa que los niveles de adquisición de la señal para su representación variarán en una escala de milivoltios, tabulando dichas variaciones con la ecuación matemática

que representa el funcionamiento del sensor construido por el conjunto NTC y la resistencia fija.

3.3.2 Digitalización de las curvas características de los sensores NTC

Las curvas características digitalizadas a 8 bits, de los sensores de temperatura de agua y gases de escape pueden ser obtenidas a partir de las ecuaciones 3.2 y 3.4 representadas en las siguientes gráficas

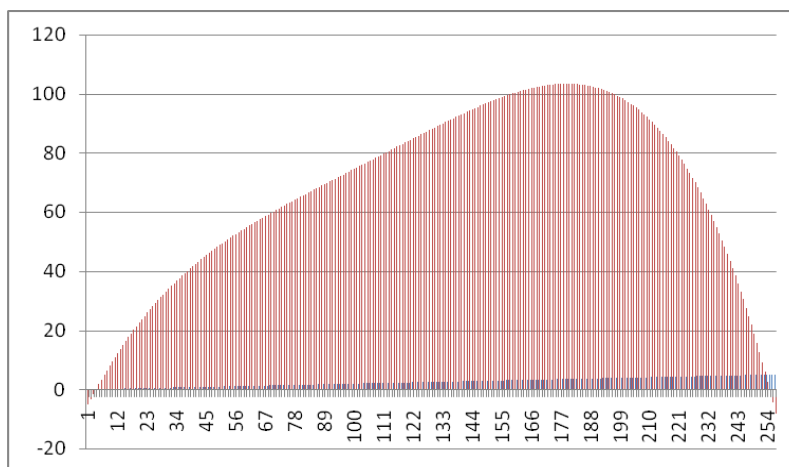


Figura 3. 14 (Temperatura vs voltaje a 8 bits PTC agua)

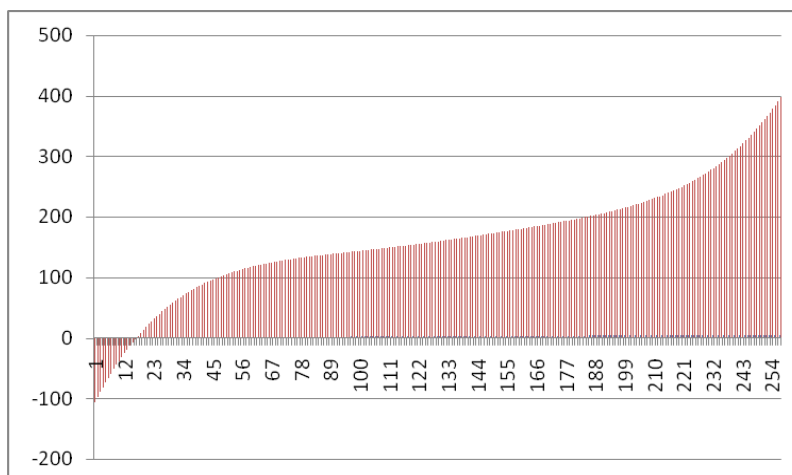


Figura 3. 15 (Temperatura vs voltaje a 8 bits PTC gases)

El muestreo a 8 bits de la variación de voltaje permite conocer la resolución a la cual será medida la temperatura con mayor precisión para cada uno de los casos. Al interpretar los valores tabulados (tablas 3.2 y 3.3), se aprecia que la resolución en los niveles iniciales del sensor, están dentro de un rango adecuado.

Las señales entregadas por el sensor de revoluciones se procesarán de la misma forma que la señales entregadas por las NTC.

3.4 Cálculo del caudal de ingreso de aire al motor

La determinación del caudal de ingreso de aire a los cilindros, en función de las distintas rpm a las que se encuentre el motor, permite el balance de la ecuación que representa la combustión generada en el interior del motor; para obtener el valor de dicho caudal, será necesario recurrir a fórmulas físicas y la utilización de diferentes equipos.

3.4.1 Elementos para calcular el caudal de ingreso de aire al motor

Para determinar este caudal se requiere de la utilización de dos equipos de medición, un anenómetro y un sensor que permita medir las rpm a las que se encuentre el motor, las características de estos elementos serán descritas a continuación

3.4.1.1 Anenómetro

Es un dispositivo de medición que permite evaluar la velocidad de una corriente de aire en desplazamiento, para este caso se utiliza el anenómetro de la figura 3.16.



Figura 3. 16 Anenómetro

Las características de este equipo² se representan en la tabla 3.4:

Marca	LA CROSSE
Modelo	EA-3010
Velocidad máxima de medida	67 mph
Velocidad mínima de medida	0.44 mph
Resolución de medida	0.1 mph
Rango de temperatura de funcionamiento	-21.8°C a 59°C
Fuente de energía	1 Batería CR2032

Tabla 3. 4 Características anenómetro utilizado)

El anemómetro es colocado en el ingreso del múltiple de admisión, por delante de la mariposa de aceleración, con el objetivo de poder captar la velocidad de ingreso del aire.

3.4.1.2 Medidor de Revoluciones

El medidor de revoluciones permite captar el régimen de giro del motor, el utilizado es un tacómetro manual de contacto que se muestra en la figura 3.17

² Características del anenómetro obtenidas del **Manual del Fabricante**.

**Figura 3. 17**

Las características de este elemento³ se presentan en la tabla 3.5:

Marca	ITECO 9004.001
Modelo	4 DIGIT CONTACT
Velocidad máxima de medida	1 rpm
Velocidad mínima de medida	9999 rpm
Resolución de medida	1 rpm
Rango de temperatura de funcionamiento	0°C a 45°C
Fuente de energía	4 Batería UM3 1.5V

Tabla 3. 5 características del sensor de revoluciones

El medidor de RPM es colocado en contacto con el centro del volante motor; para facilitar la medida exacta fue necesario colocar un elemento cilíndrico como tapón que permitiese el giro del medidor de forma solidaria con el volante, dicho tapón fue recubierto con caucho para mejorar la adherencia entre los elementos (figura 3.18).

³ Características del sensor de revoluciones obtenidas del **Manual del Fabricante**



Figura 3. 18 (volante motor)

Con el valor obtenido por el medidor de las revoluciones se determinará la expresión matemática que asocia a las variables de velocidad de aire ingresado vs rpm, siendo el caudal la variable dependiente de la ecuación y las revoluciones la variable independiente de la misma.

3.4.2 Ensayos y mediciones.

El objetivo es determinar la magnitud de la velocidad del aire que ingresa hacia el motor, al obtener este dato y considerando el área de la sección del múltiple se puede calcular el caudal de ingreso de aire a diferentes regímenes de trabajo del motor para lo que utilizaremos el sensor de rpm.

El anemómetro se debe colocar en contacto con la periferia del múltiple de admisión para generar una medida real, se realizará la primera prueba con el motor en ralentí y considerando los valores tanto del anemómetro como el tacómetro al mismo tiempo.

Los valores medidos posteriormente se representan en una gráfica, siendo el eje de coordenadas x el valor de revoluciones del motor y el eje y el valor de la velocidad de ingreso del aire hacia el múltiple de admisión

Debido a la modificación del área en la toma de aire del anenómetro, se presentan variaciones en la velocidad de ingreso del aire lo que generará problemas de medición principalmente por tres factores: la resistencia presentada al ingreso del aire se modifica, el área de ingreso cambia en la toma del múltiple de admisión del motor y la variación constante en la posición del anenómetro no permiten una medición adecuada. Para evitar éstos factores a y obtener una medición progresiva de la velocidad del aire, se plantea el acople del anenómetro al múltiple mediante un elemento en forma de campana, con el que se aumenta el área de toma del aire de admisión, y la velocidad de circulación disminuirá, por lo que sus cambios serán progresivos a medida que se acelera, cabe recalcar que el acople permite una mejor disposición del anemómetro dentro de este, por lo que el área de ingreso al múltiple y la resistencia al paso del aire no será modificada.

El elemento utilizado para la toma de aire tiene una forma de embudo, la sujeción del anemómetro en este se realizó mediante correas de amarre para dar un acople rígido, y para evitar la fuga de aire en la unión con el múltiple se utilizó silicón y cinta de tuberías.

El montaje del elemento de acople y el anenómetro se observan en la figura 3.19.



Figura 3. 19 (Montaje del anenómetro para las pruebas)

En la figura se observa la medición de las rpm la cual fue tomada en el volante motor.



Figura 3. 20 (Medición de rpm en el motor)

3.4.3 Tabulación de resultados

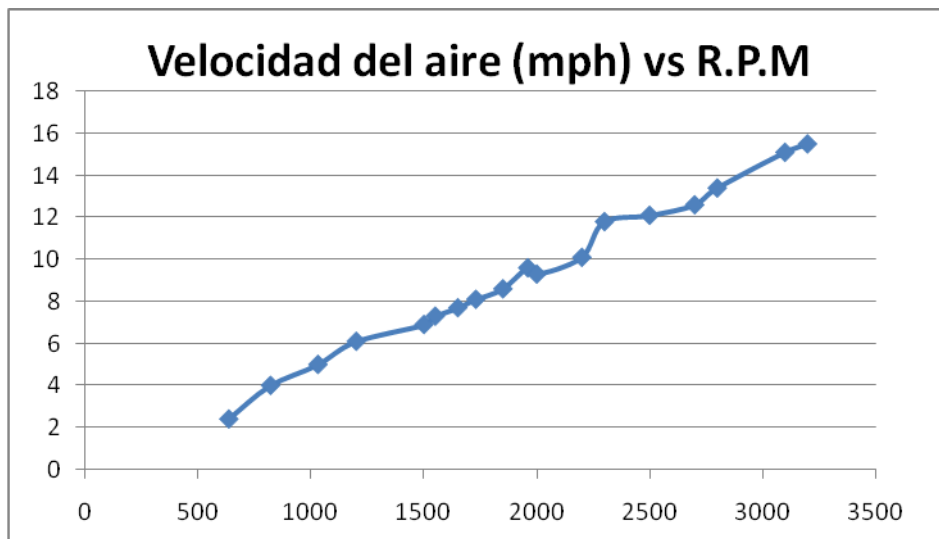
El proceso de obtención de datos se genera variando los valores de RPM y la velocidad del aire de ingreso, para lo cual se acelera el motor mediante la mariposa del múltiple de admisión, los resultados obtenidos se presentan en la tabla 3.6:

rpm	velocidad (mph)
635	2,4
820	4
1030	5
1200	6,1
1500	6,9
1550	7,3
1650	7,7
1730	8,1
1850	8,6
1960	9,6
2000	9,3
2200	10,1
2300	11,8
2500	12,1
2700	12,6
2800	13,4
3100	15,1

3200	15,5
------	------

Tabla 3. 6(velocidad del aire mph vs Revoluciones)

Los valores tabulados son representados en un diagrama (figura 3.20) que representa la curva característica de la velocidad del aire de ingreso y las revoluciones.

**Figura 3.20 (Grafica velocidad de ingreso de aire al motor vs rpm)**

En la grafica (figura 3.20) se observa que los datos poseen una linealidad, además mediante la representación de los datos se puede evidenciar una estabilidad cercana al comportamiento real, ya que al ser la velocidad progresiva, pudo obtenerse una mejor resolución en el muestreo trabajando con mayor cantidad de datos.

Para el análisis de una función matemática que pase por los valores representados en la gráfica, se procede a la interpolación entre puntos para conseguir una expresión que se aproxime a dichos valores (Figura 3.21).

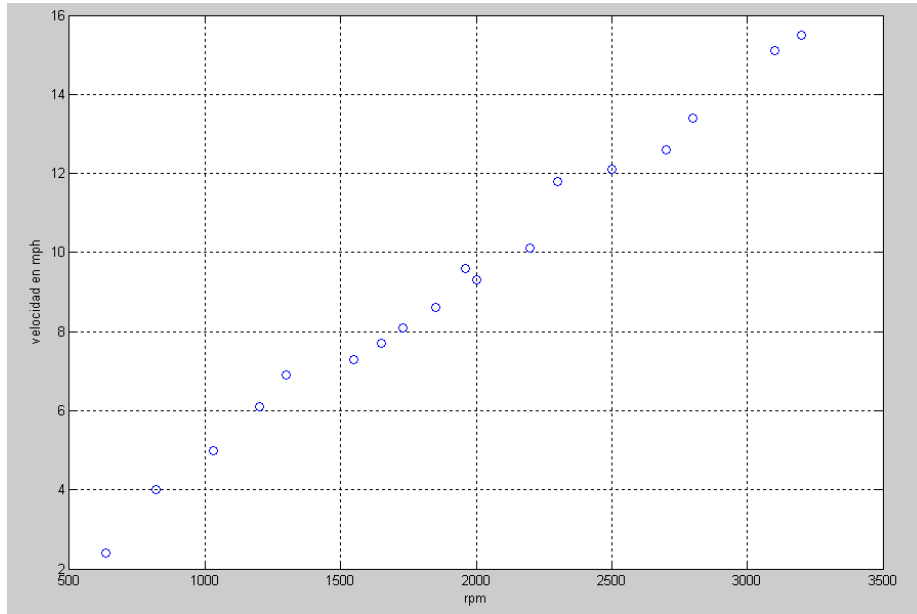


Figura 3. 21 (interpolación de puntos)

Siendo los puntos graficados los objetivos a alcanzar mediante la interpolación se procede a obtener expresiones que se aproximen con el mínimo de error a dichos puntos.

3.4.4 Ajuste de la curva de velocidad de ingreso de aire vs. Rpm

El ajuste de curvas se puede realizar mediante expresiones polinómicas que se acoplen a los valores tabulados y que se pueden incrementar en un grado hasta llegar a los valores aproximados.

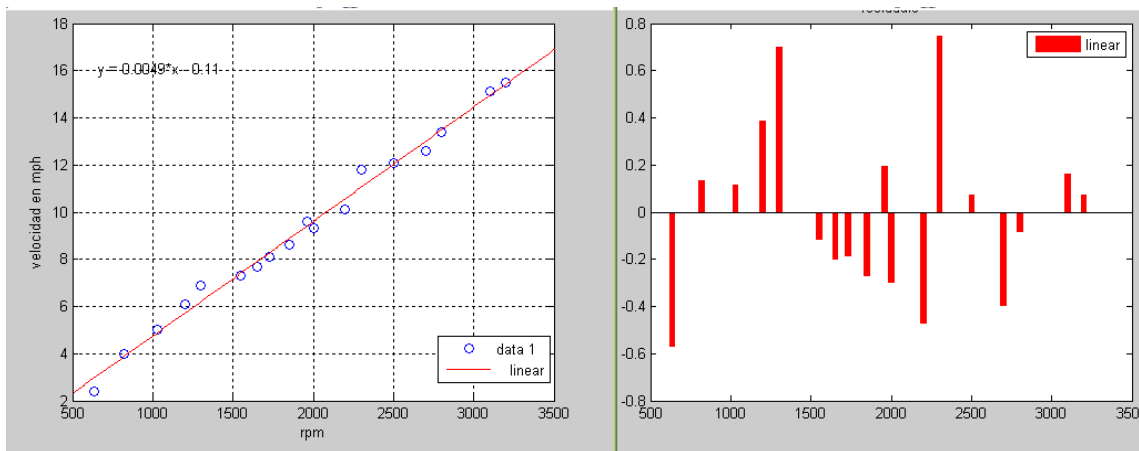


Figura 3. 22 (Ajuste lineal: expresión matemática – error de ajuste)

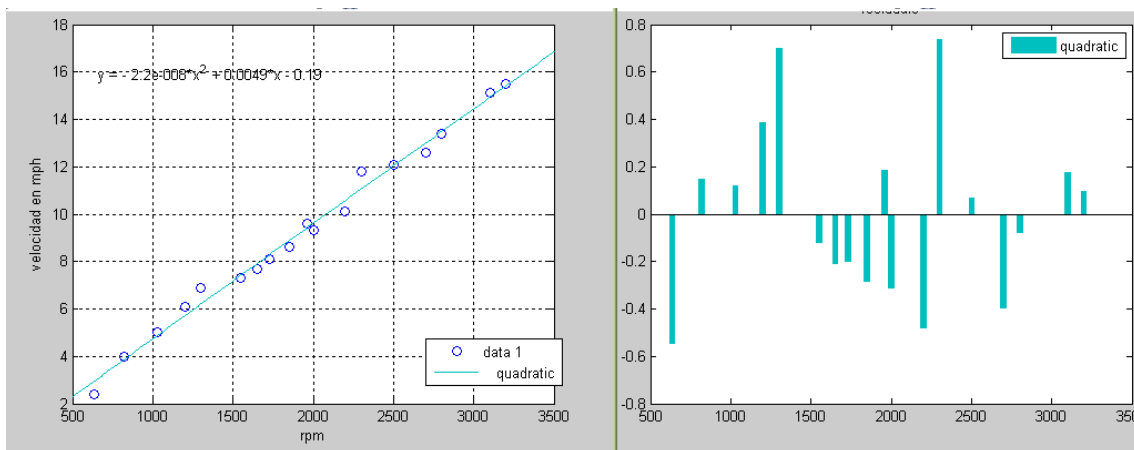


Figura 3. 23 (Ajuste cuadrático: expresión matemática –error de ajuste)

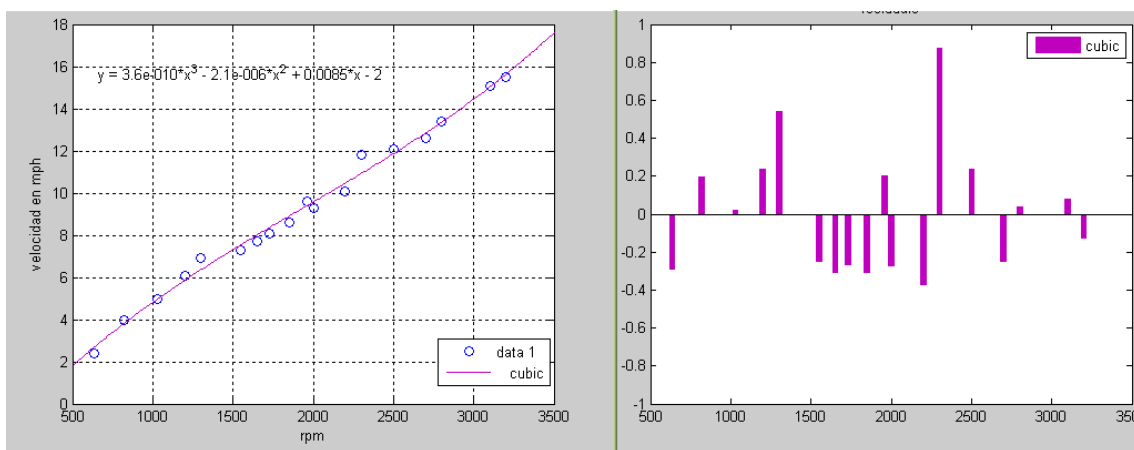


Figura 3. 24 (Ajuste cubico: expresión matemática –error de ajuste)

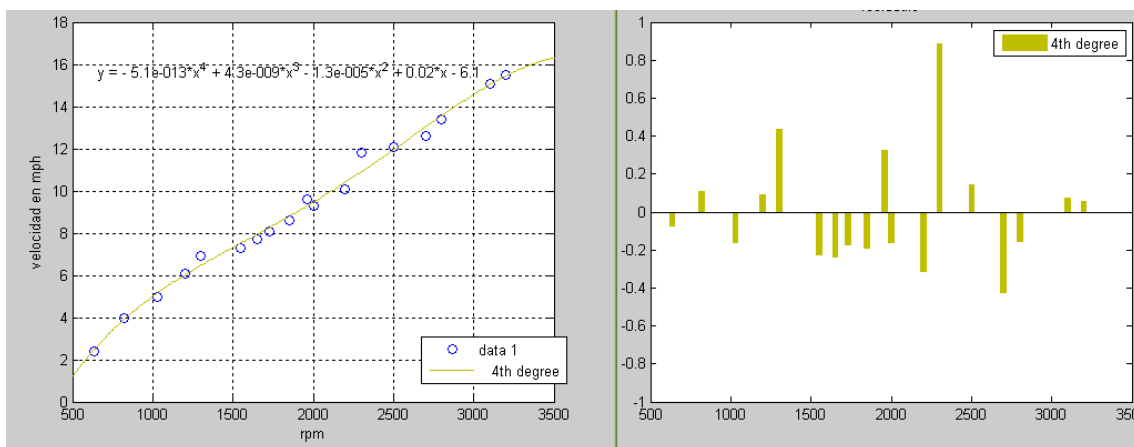


Figura 3. 25 (Ajuste 4to grado: expresión matemática –error de ajuste)

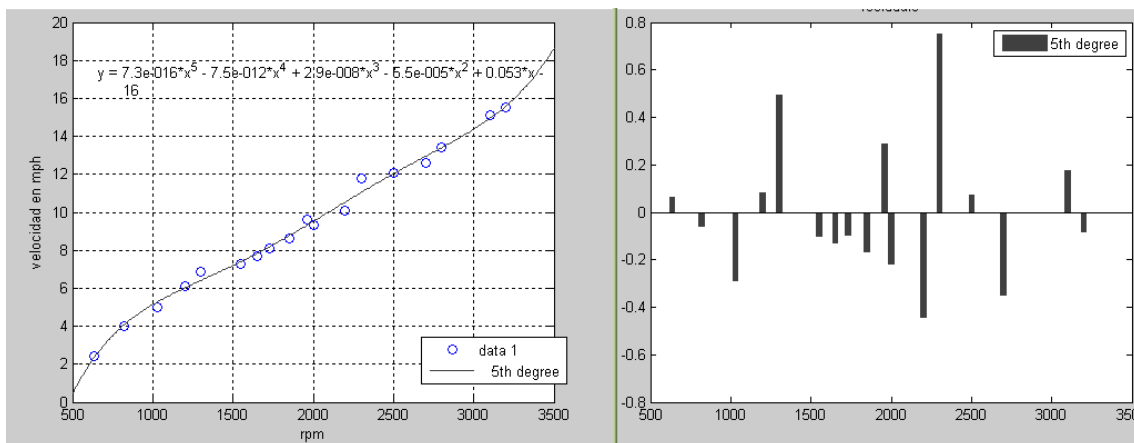


Figura 3. 26 (Ajuste 5to grado: expresión matemática –error de ajuste)

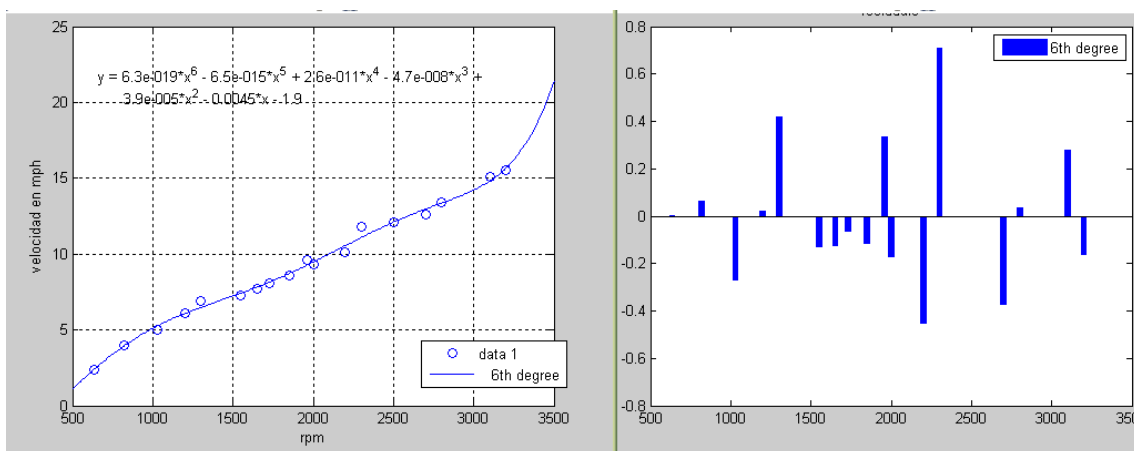


Figura 3. 27 (Ajuste 6to grado: expresión matemática –error de ajuste)

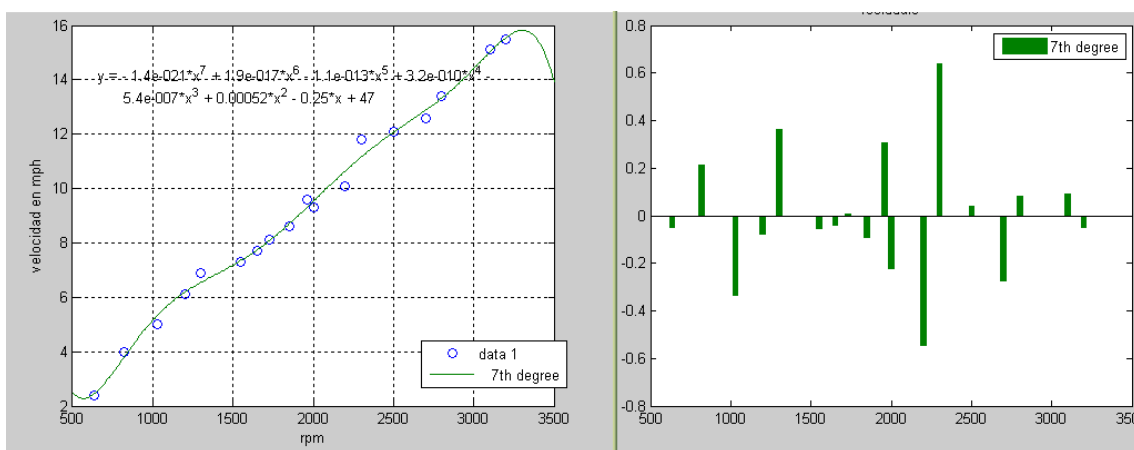


Figura 3. 28 (Ajuste 7tmo grado: expresión matemática –error de ajuste)

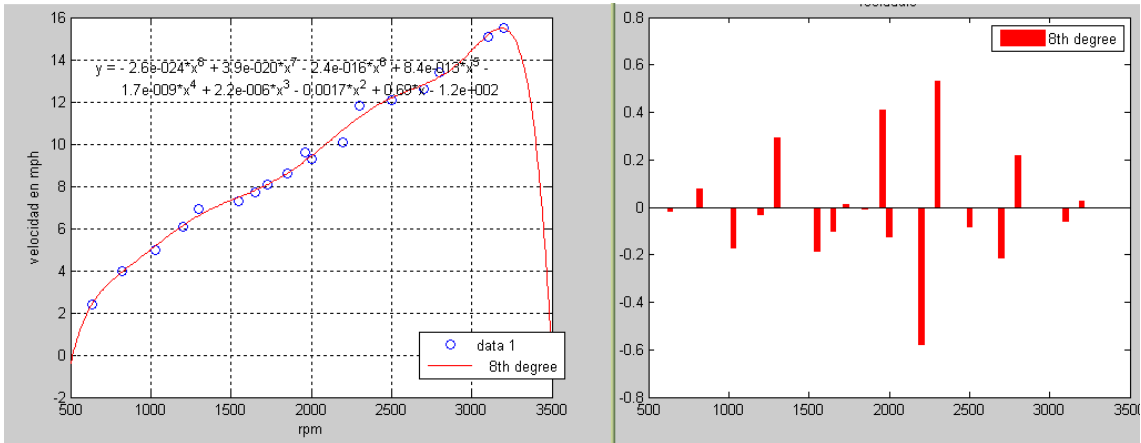


Figura 3. 29 (Ajuste 8avo grado: expresión matemática –error de ajuste)

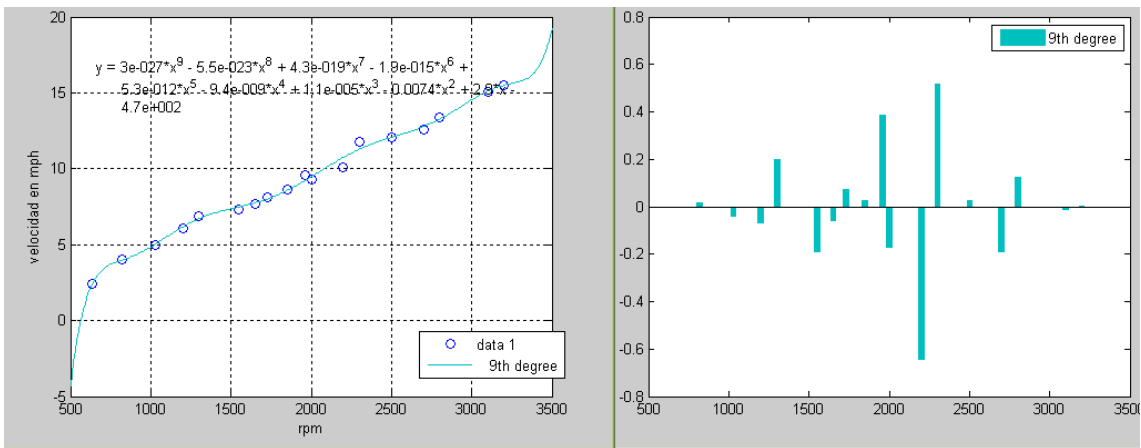


Figura 3. 30 (Ajuste 9no grado: expresión matemática –error de ajuste)

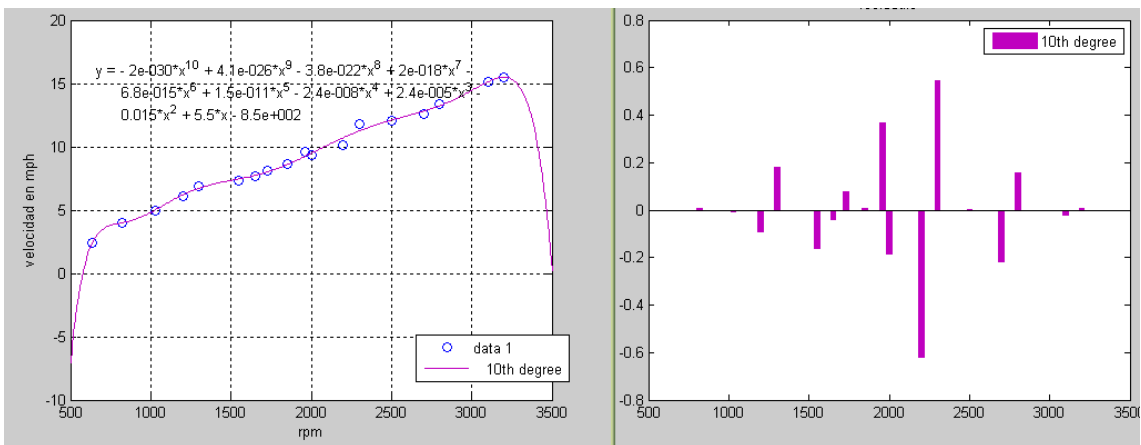


Figura 3. 31 (Ajuste 10mo grado: expresión matemática –error de ajuste)

Debido a la linealidad de los datos obtenidos, puede observarse que existe un mejor acople entre los datos del polinomio conforme se incrementa el grado de éste, a su vez

el error disminuye, por lo tanto se puede seleccionar un polinomio que describa el ingreso de caudal de aire hacia el interior del motor.

Como se puede observar en el polinomio de sexto grado, la tendencia de éste sigue la linealidad mientras que en el de séptimo se vuelve cóncava hacia abajo siendo este último un comportamiento alejado al de la realidad. Por esta razón se selecciona el polinomio de sexto grado para la descripción de la velocidad de ingreso del aire en función de las RPM, para obtener su expresión matemática se resolverá analíticamente seleccionando siete datos obtenidos.

3.4.5 Determinación analítica de la expresión de la velocidad de ingreso.

De los valores obtenidos se puede construir una ecuación matemática que demuestre la variación de velocidad en función de las revoluciones del motor, esta ecuación se obtendrá en la zona lineal que se observa en la figura 3.7, para esto se aplicara métodos numéricos utilizando una ecuación que pase por siete puntos de la zona lineal.

Mediante el método de interpolación polinómica se encuentra una ecuación que pase por los puntos indicados, la expresión que representa dicha curva tiene la siguiente forma:

$$y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + g \quad \text{Ecuación 3.5}$$

Los puntos que se utilizaran para resolver el sistema de 7 ecuaciones con 7 incógnitas serán los valores de 635, 1030, 1550, 1850, 2200, 2700 y 3200 rpm y sus correspondientes valores de velocidad de ingreso, dando los siguientes resultados:

Rpm	velocidad (mph)
635	2,4
1030	5
1550	7,3
1850	8,6
2200	10,1
2700	12,6
3200	15,5

Tabla 3. 7 (velocidad de ingreso de aire vs rpm)

Resolviendo el sistema se obtienen los valores de las variables a, b, c, d, e, f, g que se muestran a continuación:

$$a = 4.77913173 \cdot 10^{-19}$$

$$b = 5.547343698 \cdot 10^{-15}$$

$$c = -2.5954645 \cdot 10^{-11}$$

$$d = 6.292715386 \cdot 10^{-8}$$

$$e = -8.370225489 \cdot 10^{-5}$$

$$f = 0.06246180826$$

$$g = -15.94619715$$

Sustituyendo dichos valores en la ecuación 3.5 se tiene:

$$y = 4.7791 \cdot 10^{-19} x^6 + 5.547343 \cdot 10^{-15} x^5 - 2.5954 \cdot 10^{-11} x^4 + 6.292715 \cdot 10^{-8} x^3 - 8.370225 \cdot 10^{-5} x^2 + 0.06246180 x - 15.94619 \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Tomando al eje Y como la velocidad en MPH y al eje X como las rpm, la gráfica que representa esta ecuación es la siguiente (Figura 3.32):

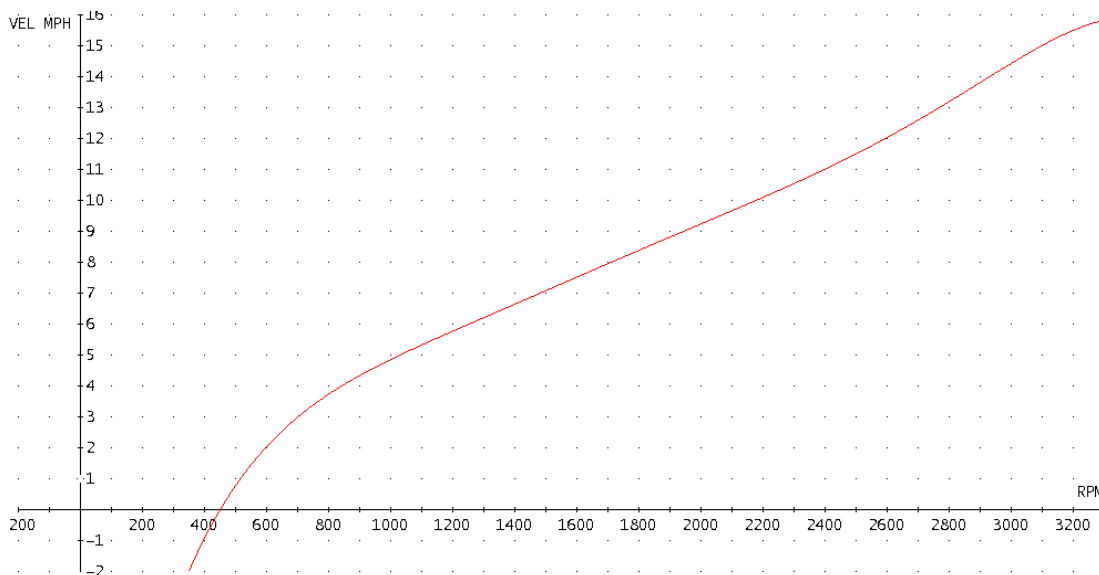


Figura 3. 32 (velocidad de ingreso de aire mph vs rpm)

Se puede observar claramente que la grafica cumple la linealidad requerida entre el rango de velocidad, además servirá para conocer el valor de velocidad de ingreso en función de cualquier valor de RPM.

3.5 Determinación del número de moles de ingreso de aire

Una vez determinados los valores de velocidad de ingreso de aire al motor mediante la construcción de sensores, se procederá a hacer el cálculo de los moles de aire que ingresan al motor y del diesel a diferentes revoluciones.

3.5.1 Cálculo del caudal de aire que ingresa al motor

Al colocar el anemómetro a la entrada de la campana, se ha determinado la velocidad de ingreso del aire en dicho punto. Se puede calcular el caudal de ingreso por la siguiente relación:

$$Q = V * A$$

Donde :

$$Q = \text{Caudal} \left(\frac{m^3}{s} \right) \quad \text{Ecuación 3.7}$$

$$V = \text{Velocidad de ingreso de aire} \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$A = \text{Area efectiva por donde ingresa el aire} \left(m^2 \right)$$

El área efectiva se obtiene restando el área de la sección transversal del embudo y el área de del anemómetro, para lo que se utilizan las siguientes medidas:

$$\phi_{anemometro} = 25.86mm$$

$$L_{anemometro} = 97.25mm$$

$$A_{anemometro} = 38.75mm$$

$$\phi_{embudo} = 16.5cm$$

Utilizando éstos valores se determina el área efectiva:

$$A = A_{seccion} - A_{anemometro}$$

$$A = \pi \times \left(\frac{16.5}{2 * 100} m \right)^2 + \pi \times \left(\frac{25.86}{2 * 1000} m \right)^2 - \left(\frac{97.25}{1000} m \right) \times \left(\frac{38.75}{1000} m \right)$$

$$A = 0.01713742564m^2$$

Como se indicó anteriormente, en la ecuación 3.7 la velocidad (y) está expresada en mph, por lo que se debe transformar a m/s de la siguiente manera:

Se obtiene entonces:

$$y = (4.77913173 \cdot 10^{-19} x^6 + 5.547343698 \cdot 10^{-15} x^5 - 2.5954645 \cdot 10^{-11} x^4 + 6.292715386 \cdot 10^{-8} x^3 - 8.370225489 \cdot 10^{-5} x^2 + 0.06246180826x - 15.94619715) \times \left(0.4444444444 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right)$$

Al estar la velocidad en metros por segundo y el área en metros cuadrados, se puede calcular el volumen de ingreso por unidad de tiempo (caudal), reemplazando los valores en la ecuación 3.7 obtenemos:

$$Q = \left(\begin{array}{l} (4.77913173 \cdot 10^{-19} x^6 + 5.547343698 \cdot 10^{-15} x^5 - 2.5954645 \cdot 10^{-11} x^4 \\ + 6.292715386 \cdot 10^{-8} x^3 - 8.370225489 \cdot 10^{-5} x^2 + 0.06246180826x - \\ 15.94619715) \times \left(0.4444444444 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right) \end{array} \right) \times (0.01713742564 \text{m}^2)$$

Ecuación 3.8

La ecuación resultante determina el caudal de ingreso en metros cúbicos por segundo y graficándola se obtiene:

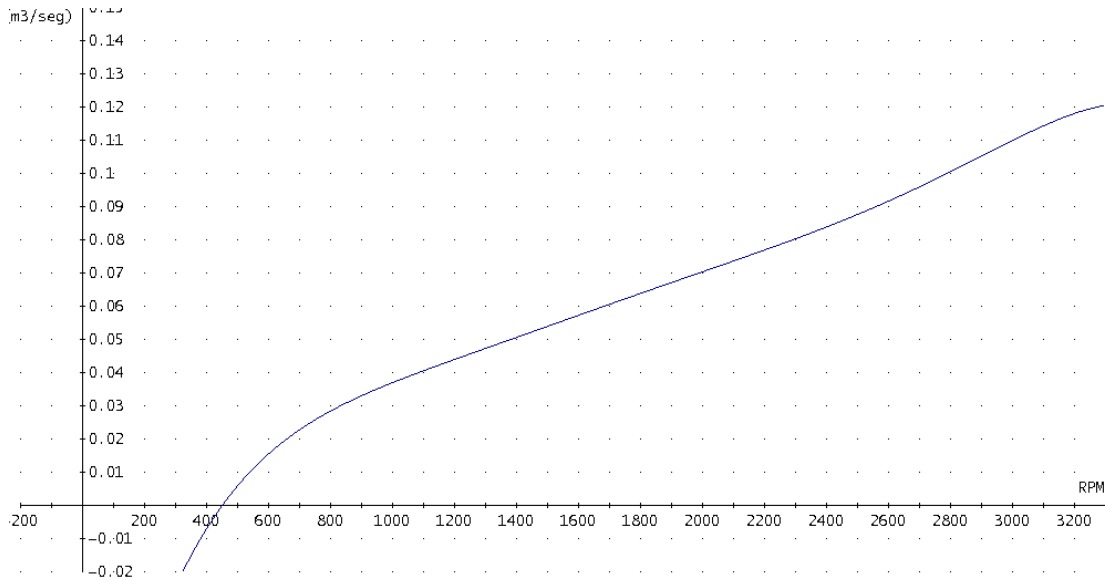


Figura 3.33 (Gráfica del caudal de ingreso de aire vs rpm)

3.5.2 Cálculo del flujo másico del aire

Conocido el dato del caudal del aire de ingreso (Ecuación 3.8) se puede determinar el flujo másico del aire que está ingresando al motor en función del número de rpm a las que se encuentre el motor mediante la siguiente fórmula 3.9:

$$\dot{m} = Q \times D$$

Donde $Q = \text{Caudal}$

$D = \text{Densidad}$

Ecuación 3.9

Para calcular la densidad del aire se lo considera como un gas ideal para aplicar la siguiente fórmula:

$$D = \frac{P}{R \times T}$$

Donde:

$$D = \text{Densidad} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Ecuación 3.10

$$R = \text{Constante Gas Ideal} \left(\frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{°K}} \right) = 287305 \text{ J / kg} \cdot \text{°K}$$

$P = \text{Presión (Pa)}$

$T = \text{Temperatura (°K)}$

Para determinar la densidad del aire, se necesita conocer valores de presión y temperatura promedio de la ciudad de Cuenca, los mismos que se dan en la tabla 3.8:

Presión	897.8 hPa
Temperatura	15°C

Tabla 3. 8 (propiedades atmosféricas de la ciudad de Cuenca tomadas de www.kipedia.com)

Al reemplazar los datos atmosféricos de Cuenca en la Ecuación 3.10 se tiene:

$$D = \frac{897800Pa}{287.05 \left(\frac{J}{kg \times ^\circ K} \right) \times (14 + 273.15)(^\circ K)} = 10.8543 \left(\frac{kg}{m^3} \right)$$

Una vez calculada la densidad reemplazamos este valor en la ecuación 3.9:

$$\bullet m_{aire} = \left(\left(\begin{aligned} &(4.77913173 \cdot 10^{-19} x^6 + 5.547343698 \cdot 10^{-15} x^5 - 2.5954645 \cdot 10^{-11} x^4 \\ &+ 6.292715386 \cdot 10^{-8} x^3 - 8.370225489 \cdot 10^{-5} x^2 + 0.06246180826x - \\ &15.94619715) \times \left(0.44444444 \frac{m}{s} \right) \\ &\times (0.01713742564 m^2) \\ &\times 10.8543 \left(\frac{kg}{seg} \right) \end{aligned} \right) \right)$$

Ecuación 3.11

3.5.3 Cálculo del número de moles

Conocido el flujo másico de aire se puede determinar el número de moles de aire N_{aire} que reaccionan con el diesel, para lo cual se debe calcular la cantidad de moles de aire

que ingresan a los cilindros del motor, con la masa molar del aire $M_{aire} = 28.97 \text{ kg/kmol}$

se puede calcular dicha cantidad.

$$N_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}}{M_{aire}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$N_{aire} = \frac{\left(\left(4.77913173 \cdot 10^{-19} x^6 + 5.547343698 \cdot 10^{-15} x^5 - 2.5954645 \cdot 10^{-11} x^4 + 6.292715386 \cdot 10^{-8} x^3 - 8.370225489 \cdot 10^{-5} x^2 + 0.06246180826 x - 15.94619715 \right) \times \left(0.44444444 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \times (0.01713742564 \text{m}^2) \right)}{28.97 \text{ kg/kmol}} \times 10.8543 \left(\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right)$$

Ecuación 3.12

Esta ecuación representa la cantidad de moles que ingresan al cilindro por segundo, en función de las revoluciones a las que se encuentra el motor. La gráfica de ésta ecuación se observa en la figura 3.34.

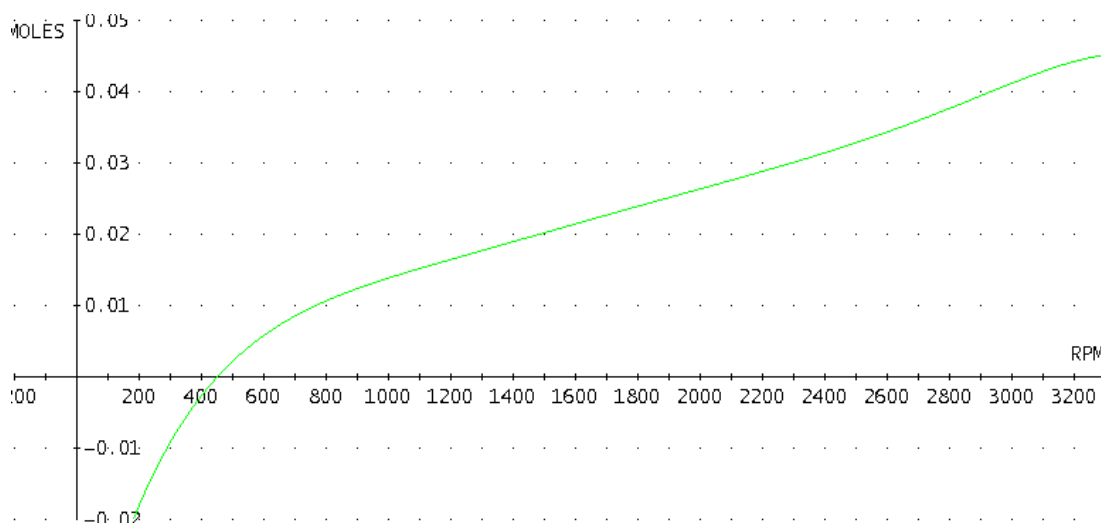


Figura 3.34 (Número de moles de ingreso de aire al motor vs rpm)

3.6 Cálculo del número de moles de ingreso de combustible (diesel).

Para determinar la cantidad de moles de diesel que ingresan hacia el motor, en primer lugar debemos referirnos a la tabla de calibración de nuestra bomba de inyección, para lo cual se utilizan los siguientes datos:

Código bomba	190000-119# (ND-PES4A70C320RND119)
Número	190000-1194
Gobernor	090700-009#

Tabla 3. 9 (Calibración y ajuste de bomba de inyección)

Considerando éstos datos, se puede tomar de las tablas de calibración del fabricante de la bomba, los valores que se ven en la figura 3.35:

Rack Travel (mm)	Number of Strokes	Delivery Quantity (cc/cyl.)
16.0	200	14.0 – 16.0
11.9	200	11.0 – 11.6
8.0	200	4.3 – 5.1
6.5	500	2.5 – 4.5

Figura 3. 35 (Calibración y ajuste de bomba de inyección)

En la figura 3.35 se observa el rango de combustible entregado correspondiente al recorrido del mecanismo de aceleración, llamado cremallera, también se tiene el número de inyecciones por prueba.

A continuación en la tabla 3.11 se ha calculado la entrega promedio de combustible por cada prueba y dividiendo éste valor entre el número de inyecciones, se ha calculado el volumen promedio de combustible por cada prueba

Recorrido cremallera (mm)	Mínima entrega (cc)	Máxima entrega (cc)	Entrega promedio (cc)	Número inyecciones	Volumen de combustible por inyección promedio (cc)
16	14	16	15	200	0,075
11,9	11	11,6	11,3	200	0,0565
8	4,3	5,1	4,7	200	0,0235
6,5	2,5	4,5	3,5	500	0,007

Tabla 3. 10 (Datos de calibración de la bomba de diesel)

3.6.1 Construcción de la curva del caudal aportado en función del recorrido de la cremallera

Con los valores expuestos en las tablas se puede graficar el funcionamiento de la bomba, que resulta muy importante para modelar una expresión matemática que permita describir el caudal de combustible ingresado. Siendo la más importante la comparación entre el caudal promedio por inyección aportado en función del recorrido de la cremallera.

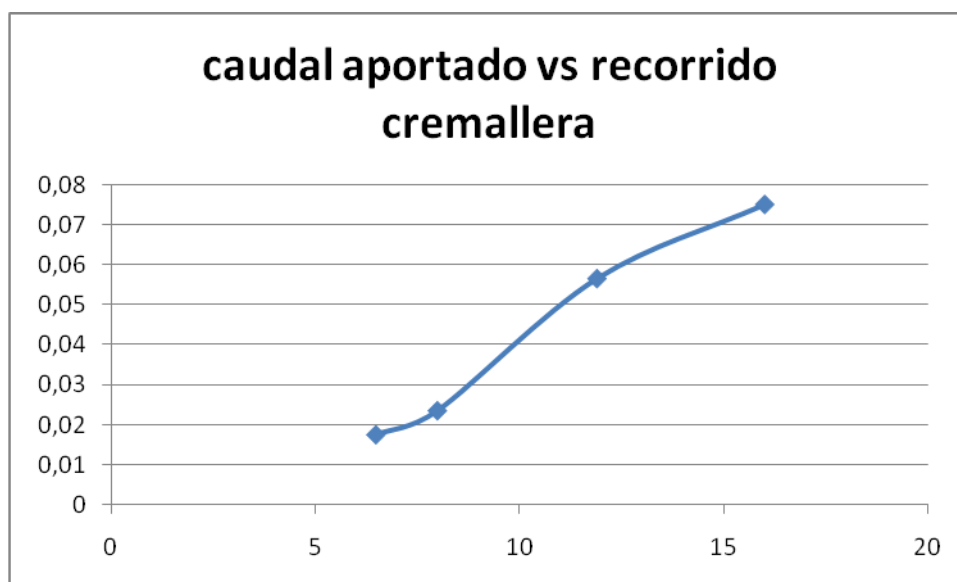


Figura 3. 36 (Gráfica de caudal vs cremallera)

3.6.2 Construcción de la curva del recorrido de la cremallera en función de las rpm

La expresión que se determinará debe describir dicho comportamiento de forma matemática, como se conoce cuando la cremallera tiene cero milímetros (0mm) de recorrido el motor se encuentra en ralentí (635 rpm), y en su recorrido total de dieciséis milímetros (16mm) el motor se encuentra a la máxima revolución (3200 rpm), con lo cual se encuentra una ecuación lineal:

$$y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1)$$

$$y = \frac{16}{2565} (x - 635)$$

Ecuación 3.13

Donde y es correspondiente a los milímetros de recorrido de la cremallera y x las revoluciones del motor que se representa en la figura 3.37:

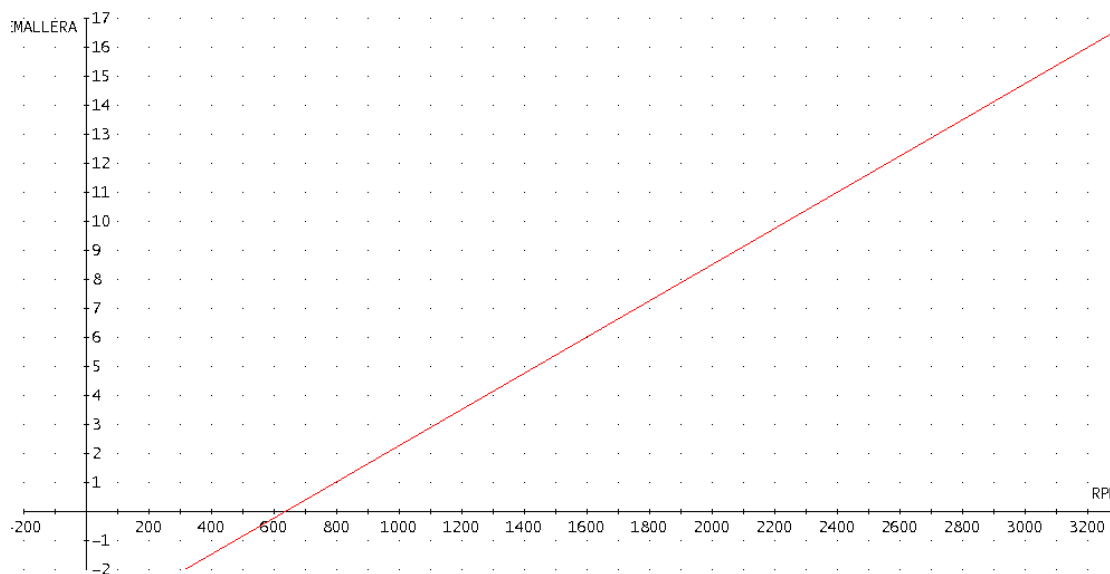


Figura 3. 37 (Grafica de recorrido de cremallera vs rpm)

Con la relación calculada se pueden conocer valores de revoluciones correspondientes a recorridos de la cremallera. Se calculan los valores correspondientes a los recorridos determinados en la tabla de calibración de la bomba.

Recorrido cremallera	RPM del motor
16	3200
11,9	2542,71875
8	1917,5
6,5	1677,03125
0	635

Tabla 3. 11(recorrido de la cremallera vs rpm del motor)

3.6.3 Construcción de la curva del caudal de la cremallera en función de las rpm

Con los datos obtenidos en la tabla 3.11 se puede establecer valores de entrega de combustible relacionadas ahora con el régimen de giro del motor, la nueva tabla comparativa muestra dicha relación.

RPM del motor	Caudal por inyección promedio (cc)
3200	0,075
2542,71875	0,0565
1917,5	0,0235
1677,03125	0,0075

Tabla 3. 12(rpm del motor vs caudal inyectado)

Estos valores se representan gráficamente mediante el software MATLAB en la figura 3.38

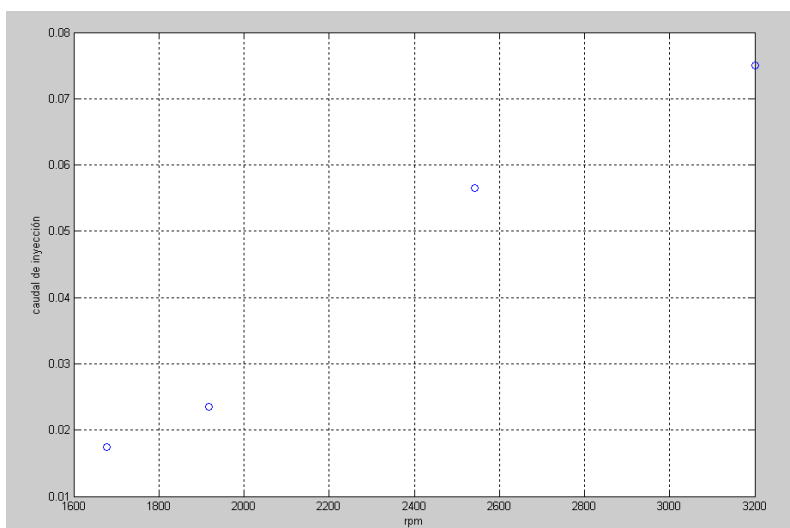


Figura 3. 38 (ingreso de puntos caudal vs caudal MATLAB)

Siendo los puntos graficados los objetivos a alcanzar mediante la interpolación, se procede a construir expresiones que se aproximen con el mínimo de error a dichos puntos, la magnitud de dicho error se determina como residuo.

3.6.3.1 Ajuste de la curva

El ajuste de curvas se puede realizar mediante expresiones polinómicas que se acoplen a los valores tabulados y que se pueden incrementar en grado hasta llegar a la más cercana posible a los valores antes mencionados.

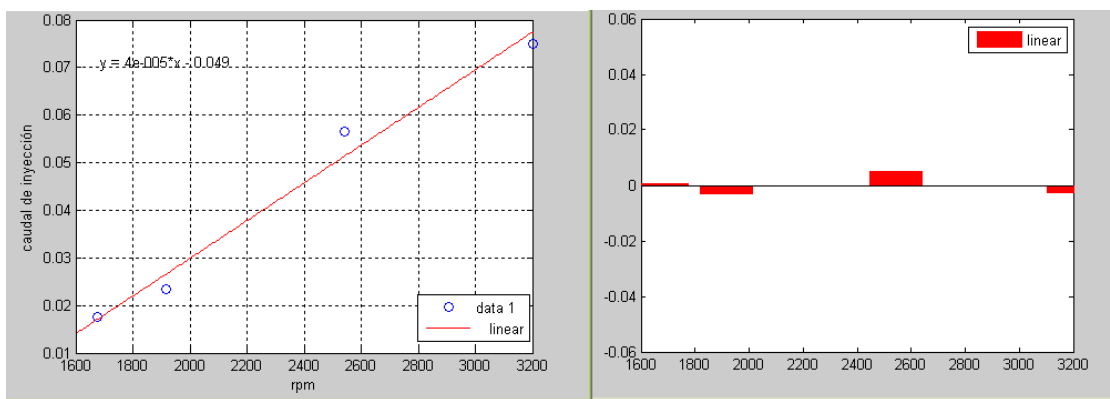


Figura 3. 39 (Ajuste lineal: expresión matemática – error de ajuste)

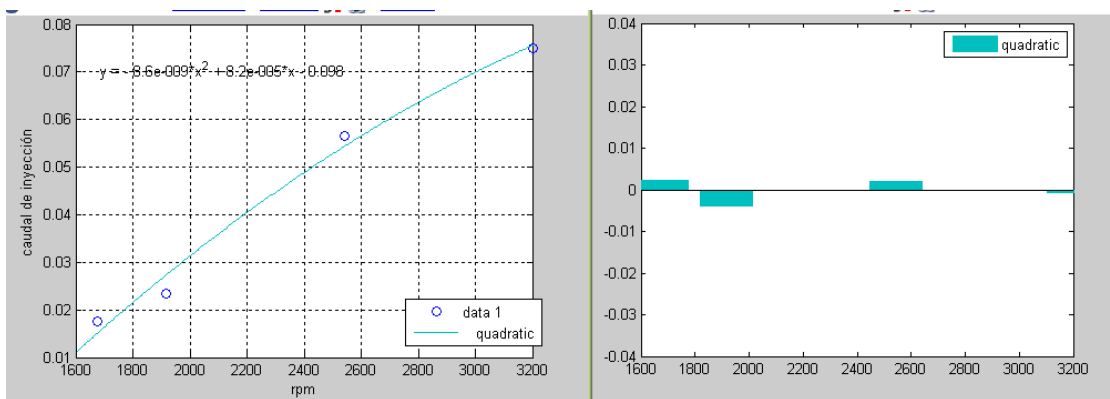


Figura 3. 40 (Ajuste cuadrático: expresión matemática – error de ajuste)

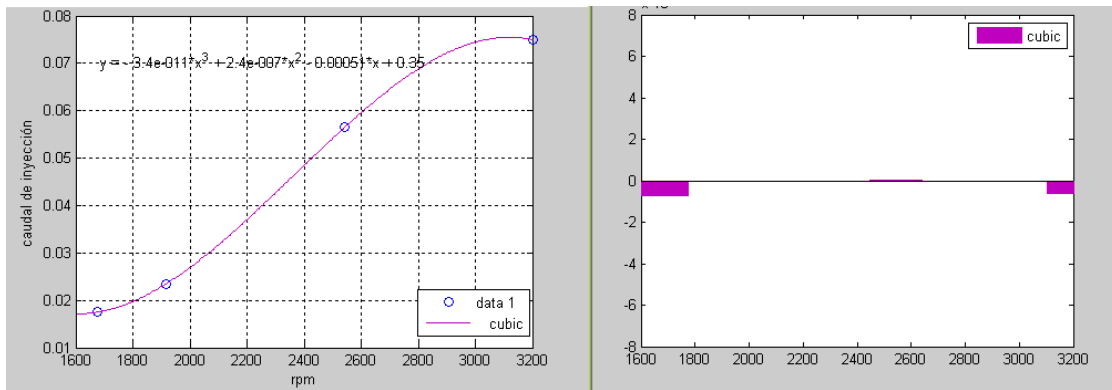


Figura 3. 41 (Ajuste cubico: expresión matemática –error de ajuste)

Como se puede observar para una referencia en el polinomio de acople cubico al usar todos los puntos el acople es muy cercano con error mínimo, siendo el que aparentemente mejor describe el comportamiento del ingreso de combustible, pero puede presentarse una concavidad hacia arriba en los valores inferiores por lo que debe analizarse también el ajuste cuadrático y el lineal para seleccionar el más adecuado.

Es por esta razón que para seleccionar como adecuado para la descripción del caudal de ingreso del combustible en función de las RPM al polinomio de tercer grado, se debe probar a su vez el cuadrático y el lineal debido a la carencia en la tabulación de un dato que describa los regímenes bajos del motor, para obtener su expresión matemática se resolverá un problema analítico seleccionando los cuatro valores espaciados de los datos tabulados.

3.6.3.2 Determinación analítica⁴ de la curva a utilizarse.

De los valores obtenidos se puede construir una ecuación matemática que demuestre la variación del caudal de combustible en función de la variación de revoluciones del motor (RPM), esta ecuación será construida solamente en la zona lineal que se aprecia en la figura comprendida entre el los valores de trabajo a los que se encontrara el caudal de ingreso con respecto a las RPM del motor, cuya magnitud esta en centímetros cúbicos (cc), para esto se aplicara métodos numéricos realizando una ecuación que pase por cuatro puntos de la zona lineal.

⁴ CHAMORRO, Karina, Creación de un software didáctico para bombeo electrosumergible en producción petrolera, Facultad de Ingeniería Mecánica Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador, Enero 2006.

Mediante el método de interpolación polinómica encontraremos una ecuación que pase por los puntos antes mencionados, la curva para representar dicha expresión tiene la siguiente forma:

$$y = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Sustituyendo los valores de caudal inyectado y RPM se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} 3.2768 \times 10^{10} a + 1.024 \times 10^7 b + 3200c + d &= 0.075 \\ 1.643974120 \times 10^{10} a + 6.465418641 \times 10^6 b + 2542.718750c + d &= 0.0565 \\ 7.050275984 \times 10^9 a + 3.67680625 \times 10^6 b + 1917.5c + d &= 0.0235 \\ 4.716539393 \times 10^9 a + 2.812433813 \times 10^6 b + 1677.03125c + d &= 0.0175 \end{aligned}$$

Resolviendo el sistema se obtienen los valores de las variables a, b, c, d, que se muestran a continuación:

$$\begin{aligned} a &= -3.372160761 \times 10^{-11} \\ b &= 2.391060957 \times 10^{-7} \\ c &= -0.0005072566354 \\ d &= 0.3547644516 \end{aligned}$$

Sustituyendo dichos valores en la ecuación original obtenemos:

$$y = -3.372160761 \times 10^{-11} x^3 + 2.391060957 \times 10^{-7} x^2 - 0.0005072566354x + 0.3547644516 \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Tomando al eje Y como el caudal de combustible inyectado y al eje X como las revoluciones de giro del motor rpm, la grafica de la ecuación 3.14 es la siguiente (figura) 3.42:

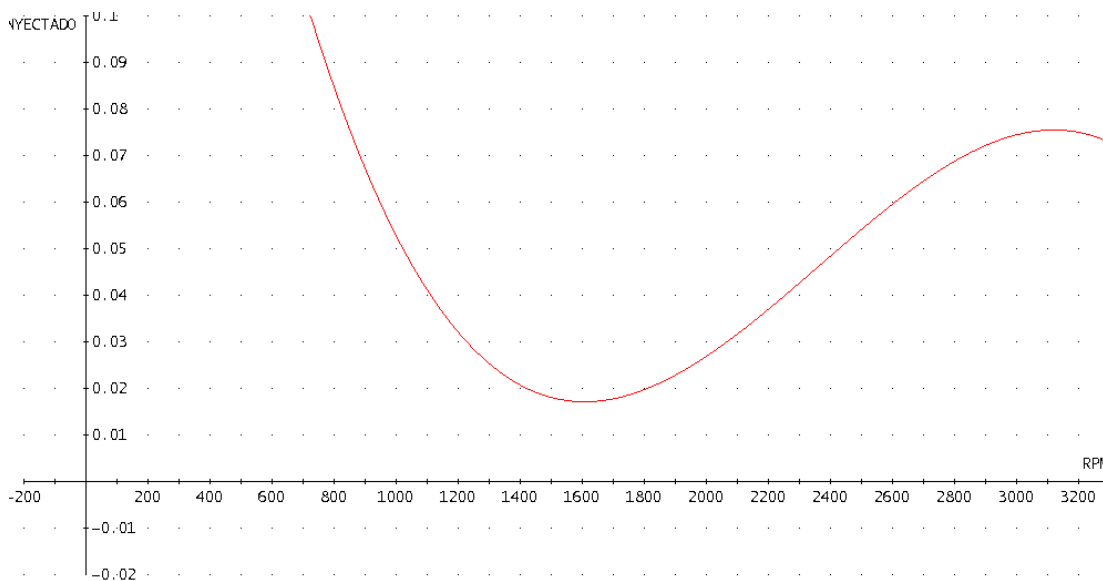


Figura 3. 42 (caudal inyectado vs rpm)

La interpolación realizada con el polinomio cubico acopla perfectamente a los valores tabulados, sin embargo se puede observar que distorsiona por completo en los valores correspondientes a regímenes de giro bajos como ralentí, por lo que es conveniente obviar esta modelación matemática y probar con el ajuste cuadrático de la curva.

Para el ajuste cuadrático partimos de la ecuación con la forma:

$$y = ax^2 + bx + c$$

Sustituyendo los valores extremos y un solo valor central de caudal inyectado y RPM se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} 1.024 \times 10^7 a + 3200b + c &= 0.075 \\ 6.465418641 \times 10^6 a + 2542.718750b + c &= 0.0565 \\ 2.812433813 \times 10^6 a + 1677.03125b + c &= 0.0175 \end{aligned}$$

Resolviendo el sistema se obtienen los valores de las variables a, b, c, d, que se muestran a continuación:

$$\begin{aligned} a &= -1.109980258 \times 10^{-8} \\ b &= 9.188929080 \times 10^{-5} \\ c &= -0.1053837521 \end{aligned}$$

Sustituyendo dichos valores en la ecuación original obtenemos:

$$y = -1.109980258 \times 10^{-8} x^2 + 9.188929080 \times 10^{-5} x - 0.1053837521$$

Tomando al eje Y como el caudal de combustible inyectado y al eje X como las revoluciones de giro del motor RPM, la grafica de esta ecuación es la siguiente (figura):

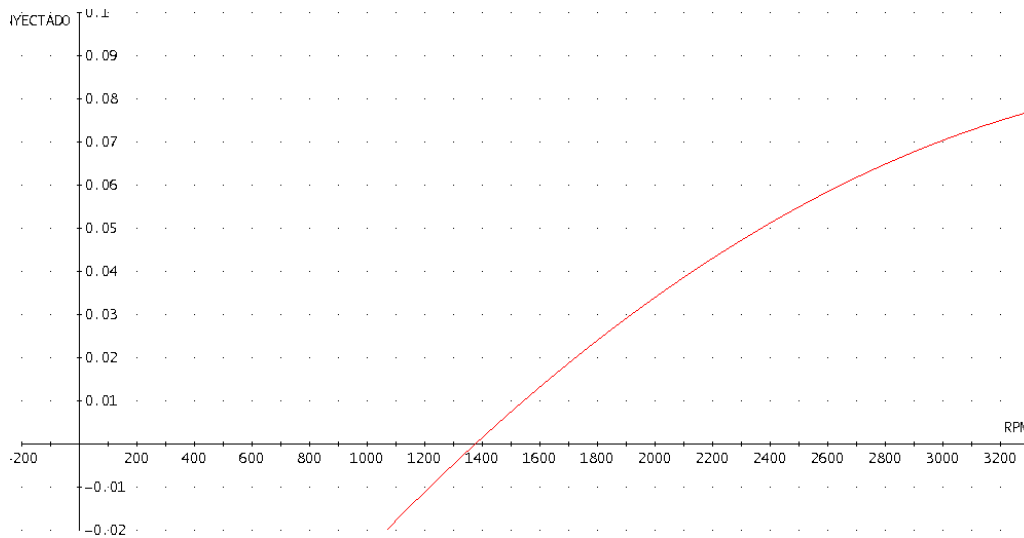


Figura 3. 43 (caudal diesel vs rpm)

La interpolación realizada con el polinomio cuadrático acopla a los valores tabulados, sin embargo se puede observar que distorsiona también en los valores correspondientes a regímenes de giro bajos como ralentí, por lo que es conveniente obviar esta modelación matemática también y probar con el ajuste lineal de la curva.

Para el ajuste lineal partimos de la ecuación con la forma:

$$y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1)$$

Sustituyendo todos los valores con el valor superior obtenemos rectas que modelan el comportamiento del caudal inyectado y RPM del motor, de las graficas de cada uno se escogerá la que de mejor manera pueda describir el ajuste de caudales, se obtienen entonces las siguientes ecuaciones:

$$y - 0.0175 = \frac{0.075 - 0.0175}{3200 - 1677.03125}(x - 1677.03125)$$

$$y - 0.0235 = \frac{0.075 - 0.0235}{3200 - 1917.5}(x - 1917.5)$$

$$y - 0.0565 = \frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875}(x - 2542.71875)$$

Tomando al eje Y como el caudal de combustible inyectado y al eje X como las revoluciones de giro del motor RPM, la grafica de las tres ecuaciones es la siguiente (figura):

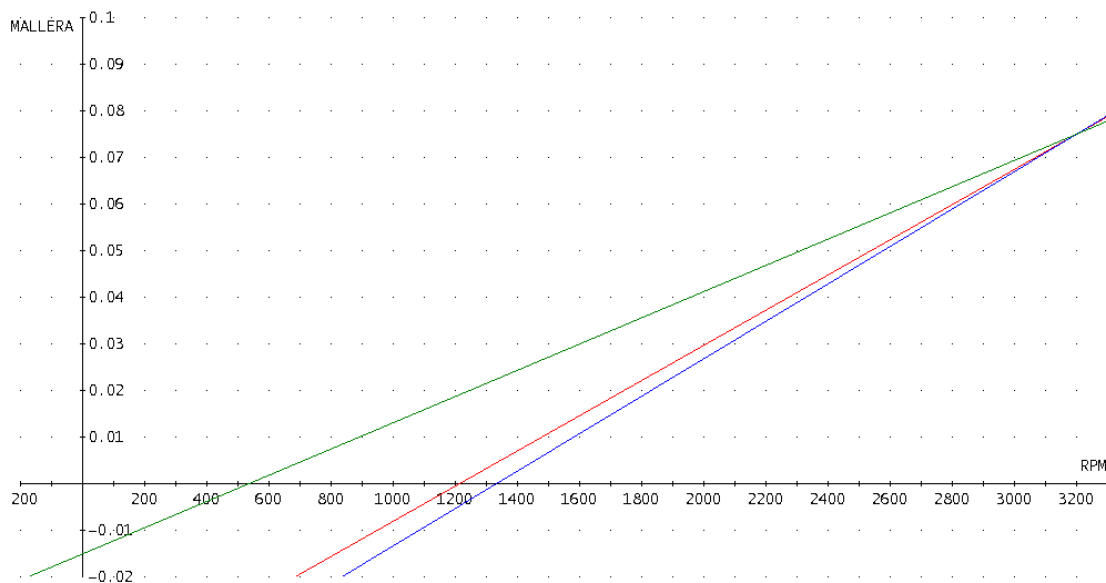


Figura 3. 44 (grafica final caudal inyectado de diesel vs rpm)

El comportamiento que mejor se acopla al funcionamiento del motor es la tercera ecuación lineal planteada, por lo que la ecuación que modela el caudal en centímetros cúbicos es:

$$Q_{diesel} - 0.0565 = \frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875} (x - 2542.71875) cm^3$$

$$Q_{diesel} = \text{Caudal Combustible } (cm^3 / s)$$

$$x = RPM$$

En cada revolución del motor se producen dos inyecciones por lo que se multiplica por 2 la ecuación y se convierten las unidades a metros cúbicos para realizar el cálculo:

$$Q_{diesel} = \left(\frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875} (x - 2542.71875) + 0.0565 \right) \times \frac{2}{100^3} m^3$$

Ecuación 3.15

Si multiplicamos este valor de caudal por la densidad del diesel, obtenemos la masa en kilogramos de combustible que ingresa al motor.

La densidad del Dodecano (diesel) es:

$$D = 0.75 \frac{gr}{cm^3} = 750 \frac{kg}{m^3}$$

3.6.4 Cálculo del Flujo másico⁵ de diesel que ingresa al motor

Por lo que el flujo másico de combustible que ingresa al motor en función del número de revoluciones está determinado por:

$$\dot{m}_{diesel} = Q * d \left(\frac{cm^3}{s} \right)$$

$$\dot{m}_{diesel} = \left(\frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875} (x - 2542.71875) + 0.0565 \right) \times \frac{2}{100^3} \times 750 kg$$

Ecuación 3.16

⁵ ÇENGEL, Yunus, BOLES, Michael, Termodinámica TOMO I, Editorial McGrawHill, Segunda Edición, México 2001.

3.6.5 Cálculo del Flujo másico de diesel que ingresa al motor

Para determinar el número de moles de combustible que ingresa hacia el motor se divide el valor determinado del flujo másico para la masa molar del Dodecano, dicho valor es:

$$M_{mol} = 170.34 \text{ kg/kmol}$$

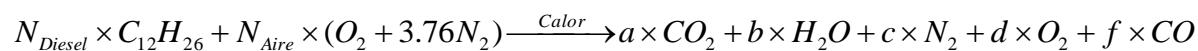
Dividiendo el flujo másico para la masa molar se obtiene la ecuación que determina el número de moles de combustible ingresado:

$$N_{diesel} = \frac{\left(\frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875} (x - 2542.71875) + 0.0565 \right) \times \frac{2}{100^3} \times 750}{170.34} \left(\frac{\text{kmol}}{\text{s}} \right)$$

Ecuación 3.17

3.7 Ecuación de combustión.

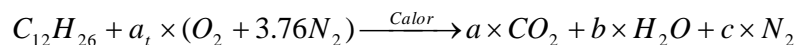
Con el número de moles determinado se retoma el cálculo de la ecuación de combustión, ya que los valores de los moles de aire de ingreso y de combustible han sido determinados para ser reemplazados en la reacción química de los componentes de la combustión.



Ecuación 3.18

Los reactantes dependen de si la combustión es incompleta, completa, o con exceso de aire, condición que puede determinarse al calcular el número de moles de aire ideal para realizar la combustión completa del dodecano.

Para el caso de la combustión completa de un mol de dodecano, la ecuación estequiométrica es:



Donde $a_t = \text{Aire teórico}$

Haciendo el balance de la ecuación se obtiene:

$$c = 69.56$$

$$a_t = 18.5$$

$$a = 12$$

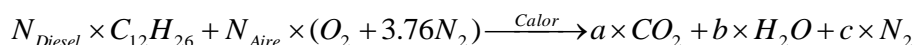
$$b = 13$$

Por lo que se determina que para quemar un mol de dodecano completamente se necesita 18.5 moles de aire, entonces:

Entonces la relación de dividir los moles de aire para los moles de combustible permitirá determinar diferentes casos posibles de combustión: completa, completa con exceso e incompleta.

1. Cálculo de moles de los productos en función de N_{Diesel} y N_{Aire} cuando se tiene combustión completa en el caso de:

$$\frac{N_{Aire}}{N_{Diesel}} = 18.5$$



Realizando el balance de la ecuación se tiene:

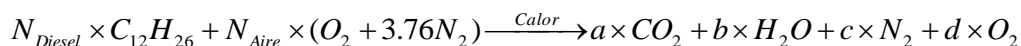
$$3.76N_{Aire} = c$$

$$12N_{Diesel} = a$$

$$13N_{Diesel} = b$$

2. Cálculo de moles de los productos en función de N_{Diesel} y N_{Aire} cuando se tiene combustión completa con exceso de aire en el caso de:

$$\frac{N_{Aire}}{N_{Diesel}} > 18.5$$



Realizando el balance de la ecuación se tiene:

$$3.76N_{Aire} = c$$

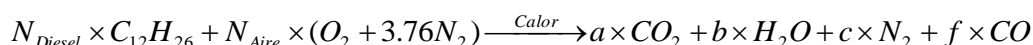
$$2N_{Aire} = 2a + b + 2d$$

$$12N_{Diesel} = a$$

$$13N_{Diesel} = b$$

3. Cálculo de moles de los productos en función de N_{Diesel} y N_{Aire} cuando se tiene combustión incompleta por defecto de aire en el caso de:

$$\frac{N_{Aire}}{N_{Diesel}} < 18.5$$



Realizando el balance de la ecuación se tiene:

$$3.76N_{Aire} = c$$

$$2N_{Aire} = 2a + b + f$$

$$12N_{Diesel} = a + f$$

$$13N_{Diesel} = b$$

3.8 Cálculo de pérdidas de Energía

3.8.1 Cálculo de la pérdida de energía de los gases de escape

Las variables a , b , c , d y f asignadas para definir el número de moles de cada uno de los compuestos presentes en los gases de escape han sido expresadas en función del número de moles de aire y diesel que ingresan al motor, valores que variaran en dependencia del número de revoluciones a las que se encuentre el motor.

Para determinar el valor de la energía que contienen los gases de escape, es necesario conocer la temperatura a la que los mismos salen a través del múltiple y referirse a las tablas A4 hasta A7 incluidas en los Anexos 4 a 7, para mediante interpolación

determinar el valor de la **entalpía (h)** de cada uno de los compuestos presentes. Se tiene que considerar también la entalpía de formación de cada compuesto, valor que se obtiene de la tabla A.9 del Anexo 9

Debido a que los componentes de los gases de escape contienen energía a temperatura ambiente, se debe restar la entalpía a esa temperatura. Ya que el motor funcionará en Cuenca, se tomará como referencia la temperatura promedio en la ciudad como temperatura ambiente que es igual a 14°C (obtenido de www.wikipedia.com), por lo tanto la fórmula será:

$$Q_{salida} = \sum N * (h_f + h_{Temp. de los gases de escape} - h_{a 287K})$$

Donde:

N = Número de moles del compuesto

h_f = Entalpía de formación

h = Entalpía

La suma del calor contenido en cada uno de los reactantes, dará como resultado el calor total perdido a través de los gases de escape, por lo tanto la fórmula para su cálculo quedará definida de la siguiente manera:

$$Q = N_{Co_2} * (h_{Co_2 \rightarrow temp. escape} - h_{Co_2 \rightarrow 287K}) + N_{H_2O} * (h_{H_2O \rightarrow temp. escape} - h_{H_2O \rightarrow 287K}) + N_{N_2} * (h_{N_2 \rightarrow temp. escape} - h_{N_2 \rightarrow 287K})$$

3.8.1.1 Calor perdido en los gases de escape. Combustión completa

Para el caso de combustión con exceso de aire, deberá sumarse el calor contenido en el O_2 , y para la combustión incompleta, el calor del CO.

Para calcular la energía perdida se debe aplicar la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{gases} \left(\frac{KJ}{s} \right) = Q_{salida} \times \dot{m}_{diesel}$$

$$\dot{Q}_{gases} = \sum N * (h_f + h_{Temp. de los gases de escape} - h_{a 287k}) \times \left(\frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875} (x - 2542.71875) + 0.0565 \right) \times \frac{2}{100^3} \times 750$$

Ecuación 3.19

Varios datos para el cálculo de la energía contenida en los gases de escape serán obtenidos a través de sensores, como la temperatura de los gases de escape, revoluciones del motor para determinar el número de moles del diesel y aire, tipo de combustión y flujo másico del diesel, etc., ello implica que para hacer el cálculo de dicha energía, es necesario el manejo de un software que permitirá realizar todas estas operaciones con el fin de obtener los valores deseados, mismos que podrán ser verificados en el segmento 4.3 “Guía práctica para determinar las pérdidas por gases de escape”.

3.8.2 Cálculo de la pérdida de energía por refrigeración

Para determinar las pérdidas de energía por refrigeración se debe conocer el flujo de masa de agua que circula por el sistema de refrigeración, para posteriormente aplicar la ecuación 3.19

$$Pérdidas = \dot{Q} = \dot{m}_f \times C_p \times \Delta T (KJ / seg)$$

Ecuación 3.20

Donde

\dot{m}_f = flujo de fluido de refrigeración (Kg/seg)

C_p = calor específico del fluido a temperatura media (KJ/Kg.K) = 4,18KJ / Kg.K

ΔT = es la diferencia de temperaturas de entrada y de salida (K)

Para obtener el valor del calor específico del agua tomamos como referencia una temperatura de 25°C

El cálculo del flujo másico se hace a continuación:

$$\dot{m} f = Q \times \rho$$

Donde:

$Q = \text{caudal}$

$\rho = \text{densidad}$

El cálculo del caudal del agua suministrado por la bomba se obtiene considerando los siguientes valores:

Rpm	Caudal m3/s
0	0
3200	0,002222

Los cuales fueron obtenidos del libro de DANTE GEACOSA, MOTORES DE COMBUSTION INTERNA, con esta información realizamos una ecuación lineal que nos permita obtener el valor de caudal a cualquier número de revoluciones:

.

$$y - y_1 = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} (x - x_1)$$

$$y - 0 = \frac{0,002222 - 0}{3200 - 0} (x - 0)$$

$$y = \frac{0,002222}{3200} (x)$$

Con esta consideración y con una $\rho = 997 \text{Kg}/\text{m}^3$ (densidad del agua) a 25°C $\rho = 997 \text{Kg}/\text{m}^3$ podemos obtener el flujo másico del agua de la ecuación 3.20

$$Q_{refrigeración} = \dot{m} f \times Cp \times \Delta T$$

$$Q_{refrigeración} = \frac{0,002222}{3200} (x) \times 997 \times (t_2 - t_1)$$

Al igual que para el cálculo de la energía contenida en los gases de escape, varios datos necesarios para el cálculo de las pérdidas de energía por refrigeración deben ser tomados a partir de sensores colocados en el motor, como sensores de temperatura, y sensor de revoluciones del motor, por lo que para obtener los valores deseados se tendrá que revisar la sección 4.4 “Guía práctica para determinar las pérdidas de energía por refrigeración” en la que se demostrará como el software puede hacerlo.

3.9 Cálculo de la energía que ingresa

Para realizar este cálculo, se debe considerar el valor de la entalpía de combustión del Dodecano que es igual al poder calorífico del mismo

$$Q_{entrada} = hc + \sum N(h_{temperatura\ promedio} - h_{a\ 298\ K})$$

Donde:

$hc = \text{poder calorífico del dodecano} = 42700 \text{ kJ / Kmol}$

$N = \text{Numero de moles}$

Efectuado el reemplazo en la ecuación estequiométrica :

$$N_{C_{12}H_{26}} \times C_{12}H_{26} + N_{Aire} \times (O_2 + 3.76N_2)$$

$$Q_{entrada} = 42700 + N_{C_{12}H_{26}} (h_{C_{12}H_{26}\ a\ 287\ K} - h_{C_{12}H_{26}\ a\ 298\ K}) + N_{aire} (h_{CO_2\ a\ 287\ K} - h_{CO_2\ a\ 298\ K}) + 3,76 \times N_{aire} (h_{CN_2\ a\ 287\ K} - h_{CN_2\ a\ 298\ K})$$

Para calcular la energía que ingresa al motor se utiliza la siguiente fórmula:

$$\dot{Q}_{entrada} \left(\frac{KJ}{s} \right) = Q_{entrada} \times \dot{m}_{diesel}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{entrada} &= (hc + \sum N(h_{temperatura\ promedio} - h_{a\ 298k})) \times \\ &\times \left(\frac{0.075 - 0.0565}{3200 - 2542.71875} (x - 2542.71875) + 0.0565 \right) \times \frac{2}{100^3} \times 750 \end{aligned}$$

De igual manera, dado que los valores de número de moles de ingreso de aire y diesel de ingreso al motor están en función del número de revoluciones el motor, podremos en el capítulo 4 con la ayuda del software determinar éstos valores.

3.10 Determinación de rendimiento del motor en el diagrama de Sankey

Una vez determinados los valores de pérdidas por refrigeración y de gases de escape se puede, en función de la energía que ingresa al motor, establecer los porcentajes de éstas pérdidas.

las pérdidas en función del $\dot{Q}_{entrada}$ de la siguiente manera:

$$\% \text{Pérdidas por refrigeración} = (\dot{Q}_{refrigeración} * 100) / \dot{Q}_{entrada}$$

$$\% \text{Pérdidas por gases de escape} = (\dot{Q}_{salida} * 100) / \dot{Q}_{entrada}$$

Estos valores pueden mostrarse en un pantalla en el diagrama de Sankey, misma que se presentará en el capítulo 4.

CAPITULO

4

GUÍAS DE PRÁCTICA PARA USO DEL BANCO MOTOR TOYOTA 2B.

En este capítulo, se darán a conocer las consideraciones para realizar las prácticas en el BANCO DEL MOTOR TOYOTA 2B DIESEL, con lo cual se podrá garantizar el correcto uso de éste, durante las mencionadas prácticas, en las que se podrán visualizar es tiempo real dependiendo de las condiciones de trabajo a las que se encuentre el motor, las pérdidas por refrigeración y gases de escape del motor, en un diagrama de Sankey.

En cada una de las guías de práctica se plantearán criterios de análisis que permitirán comprender de mejor manera el comportamiento del motor y las aplicaciones del Banco.

4.1 Guía De Inspección Previa A Puesta En Marcha Del Motor Toyota 2b

Previo a dar arranque al motor e iniciar una de las prácticas en el banco como: obtener valores de pérdidas de energía, análisis de diagrama de Sankey, y análisis de rendimiento de una máquina térmica, se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

4.1.1 Consideraciones previas al encendido del motor.

A continuación se detalla los puntos importantes a considerarse para la puesta en marcha del motor, los cuales nos ayudarán a garantizar el correcto arranque del mismo:

- Verificar el nivel de refrigerante en el radiador del motor constatando que este sea el adecuado.
- Colocar una batería de 12V en el compartimento del banco, conectar los bornes correctamente (borne negativo cable negro, borne positivo cable rojo)
- Una vez que se ha conectado la batería, se verifica la tensión nominal la cual debe ser 12 V, con un multímetro.
- Verificar que no se encuentren objetos sobre el motor, que puedan causar daños o mal funcionamiento.
- Verificar que el nivel de combustible sea el adecuado para la práctica, de acuerdo a la capacidad del tanque debemos constatar que no sea inferior al indicador de mínimo.
- En el tablero ubicado en la parte frontal del banco, se tiene un botón de precalentamiento de bujías de encendido y el switch de encendido del motor (Figura 4.1)



Figura 4. 1 Tablero de mando para encendido del motor

- Se abre el switch de encendido, con lo cual se prenderá un led indicador de paso de corriente, luego se pulsa el botón de precalentamiento por un lapso de 15 a 20 segundos, observando que el led de color verde se mantenga prendido, lo que indica que las bujías de precalentamiento están energizadas.
- Por último damos arranque al motor.

4.1.2 Consideraciones para la instalación del programa.

Para lograr la correcta instalación del programa, y poder visualizar los parámetros de análisis planteados, se debe tener en cuenta los siguientes puntos:

- El computador debe tener un sistema operativo mínimo Windows XP, ya que el programa es de fácil instalación y de procesar.
- Con los requisitos mínimos cumplidos, se procede con la instalación del programa, para lo cual se corre el instalador siguiendo los pasos detallados en las imágenes.
- Insertar disco y esperar lectura con respuesta de la figura 4.2, donde ejecutamos la opción Setup

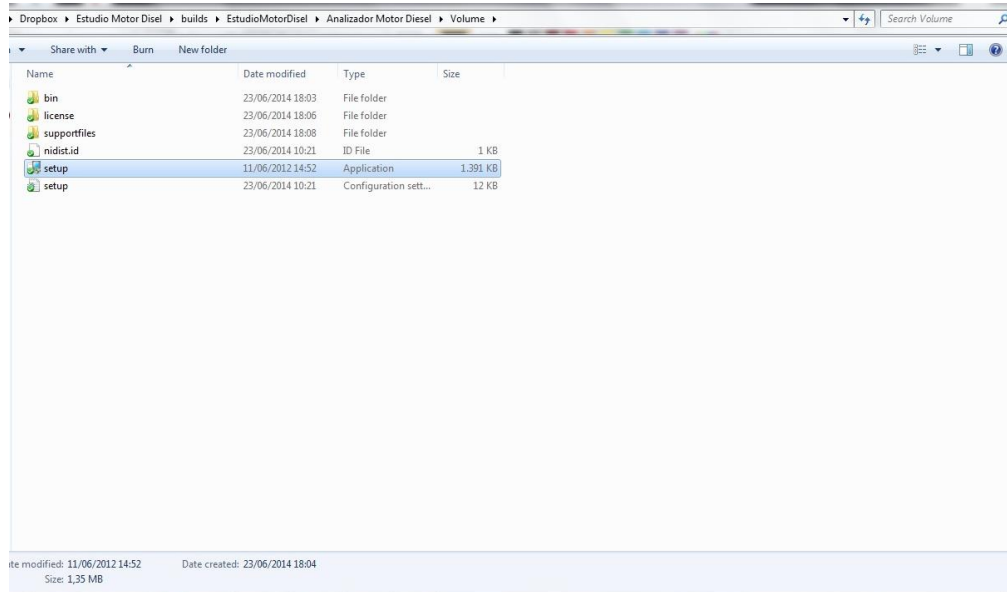


Figura 4. 2 Instalación de software

- En el momento en que ejecutamos Setup aparecerá la imagen de la figura 4.3, en la cual debemos aceptar pues la imagen hace referencia a la ubicación de instalación del programa.

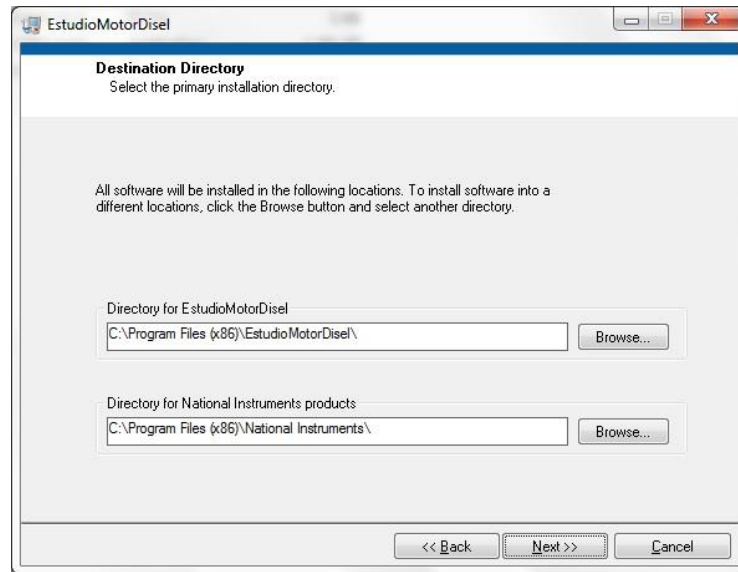


Figura 4. 3 Instalación de software

- El proceso de instalación continúa con la imagen de la figura 4.4, donde debemos seleccionar la opción Next, pues el texto del instalador hace referencia a los derechos del autor del programa.

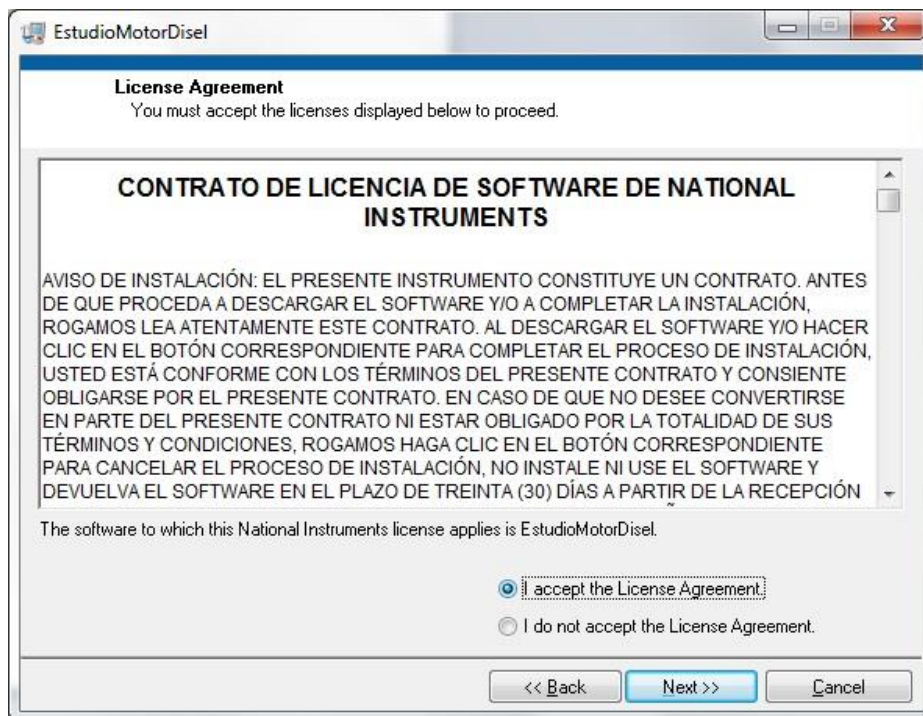


Figura 4. 4 Instalación de Software

- Al continuar con la instalación del programa aparece la imagen de la figura 4.5, donde seleccionaremos la opción Next, con lo que logramos el inicio del proceso de instalación

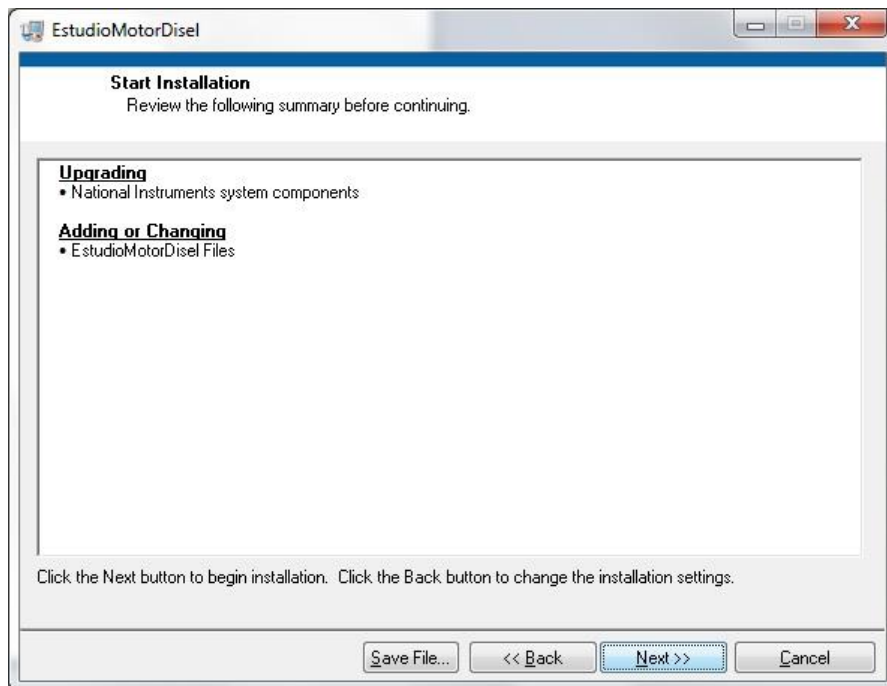


Figura 4. 5 Instalación de software

- En la siguiente figura y continuando con el proceso de instalación observamos el estado de dicho proceso el cual podrá tomar varios minutos dependiendo del computador usado Figura 4.6

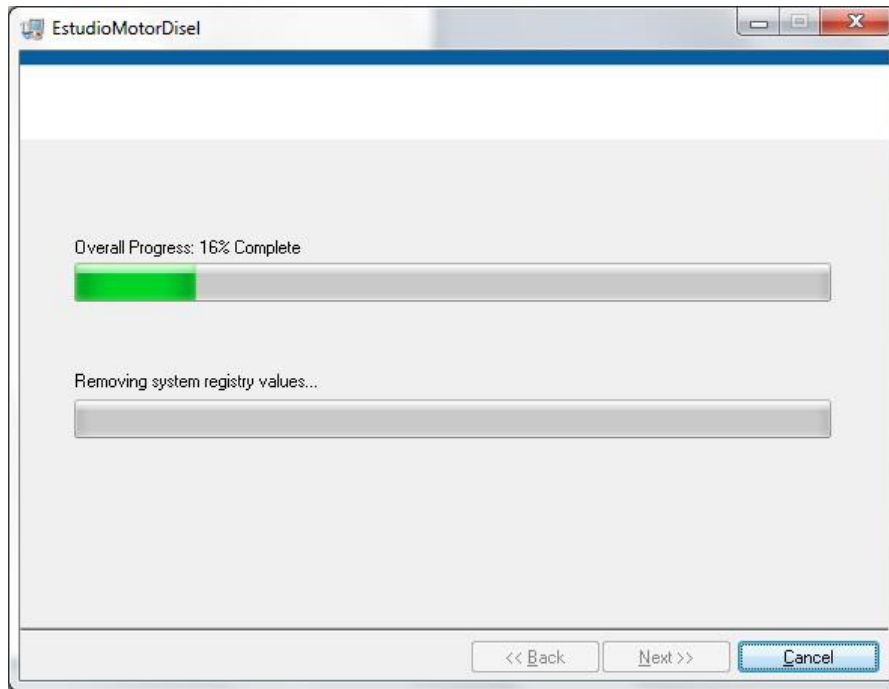


Figura 4. 6 Instalación de software

- En el momento que haya finalizado el último proceso aparecerá la pantalla de la figura 4.7, lo que indica que la instalación ha finalizado.

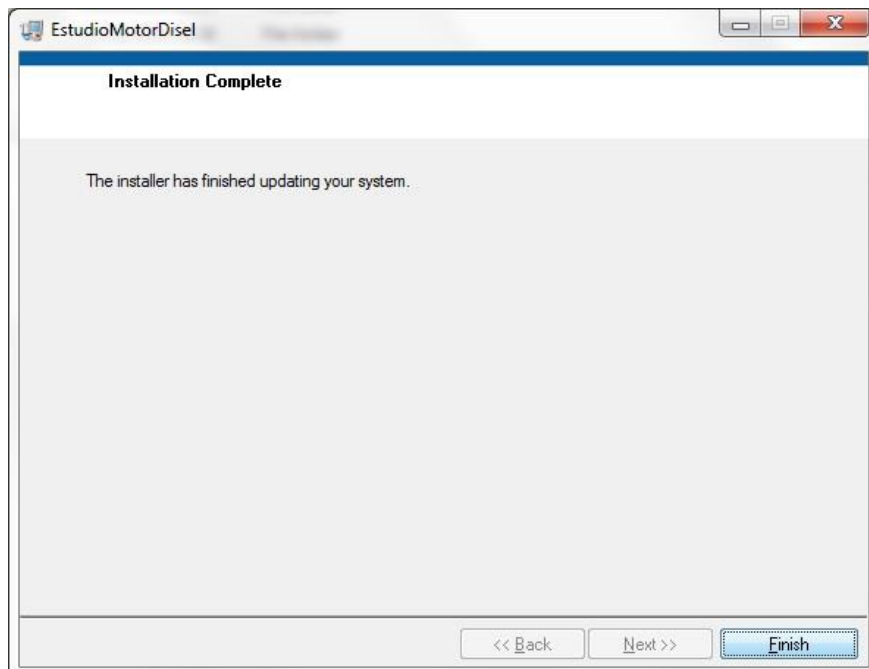


Figura 4. 7 Finalización de instalación de software

- Por último necesitamos reiniciar el dispositivo para completar la instalación requerida, esto se logra escogiendo la opción Restart reflejado en la figura 4.8



Figura 4. 8 Reiniciar Computadora

- Una vez que el proceso de instalación a concluido, conectamos la tarjeta de datos mediante el puerto USB al computador, alimentándola y verificando que los led indicadores se encuentren encendidos Figura 4.9



Figura 4. 9 Tarjeta PCB montada

- Una vez conectada la tarjeta al computador, podemos arrancar el programa, ya que los cables derivados de las NTC se encuentran soldadas permanentemente para disminuir errores por vibraciones.

4.2 Identificación de ventanas y datos a visualizar en el programa

En este punto se identifica de manera clara, lo que se visualiza en el programa y cómo se puede usar cada una de las ventanas, considerando de donde se obtienen los datos y como usarlos para determinar la eficiencia del funcionamiento del motor Diesel

4.2.1 Ventanas de Visualización

Se puede observar que en cada una de las ventanas se tienen los siguientes diagramas:

4.2.1.1 Ventana 1.- DIAGRAMA DE SANKEY

Este diagrama es el principal del programa, mismo que permite visualizar los resultados del análisis del motor, en el que se puede observar las pérdidas de energía por gases de escape, por refrigeración, y por fricción de elementos. En este se ha considerado un valor de 10% de pérdidas, valor dado por (verificar frente). En la figura 4.10, se puede observar el diagrama desarrollado en el programa, en el cual se debe hacer clic sobre una de las pérdidas para visualizar un resultado.

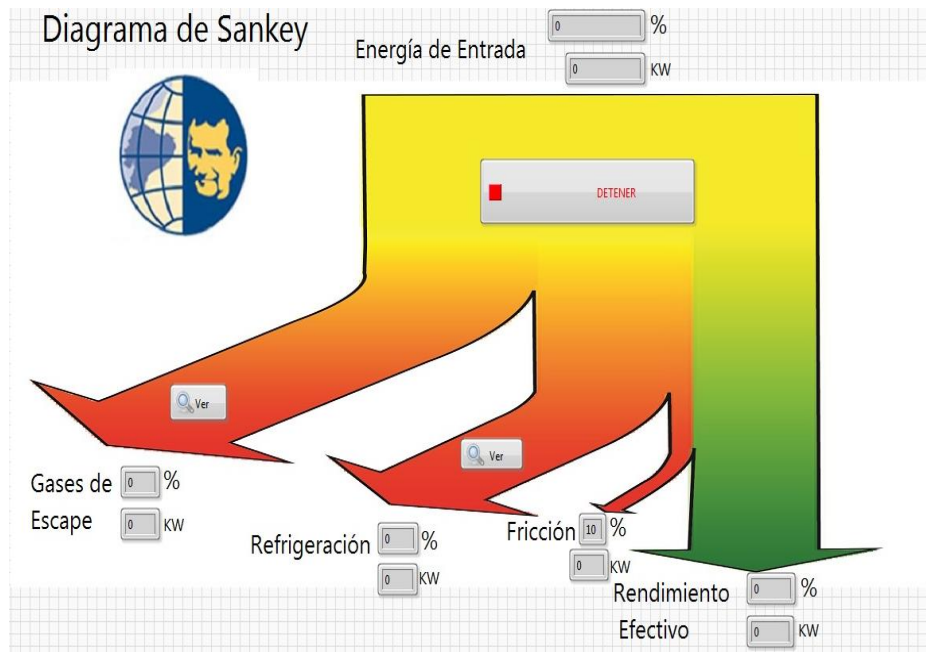


Figura 4. 10 Visualización de pérdida de energía en diagrama de Sankey

4.2.1.2 Ventana 2.- PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR GASES DE ESCAPE

Al ingresar a pérdidas por gases de escape, la siguiente ventana representa el valor porcentual de las pérdidas, además nos permite visualizar datos para poder calcular en

forma manual las pérdidas por gases de escape, cálculo que está indicado en el Capítulo 3, utilizando la ecuación estequiométrica de la combustión y considerando la temperatura a la que salen los gases de escape, el programa en función de dicha temperatura interpola los valores de la entalpía de las tablas de gases que fueron ingresadas en forma manual a este, lo que permite obtener el rendimiento indicado en la pantalla. Figura 4.11

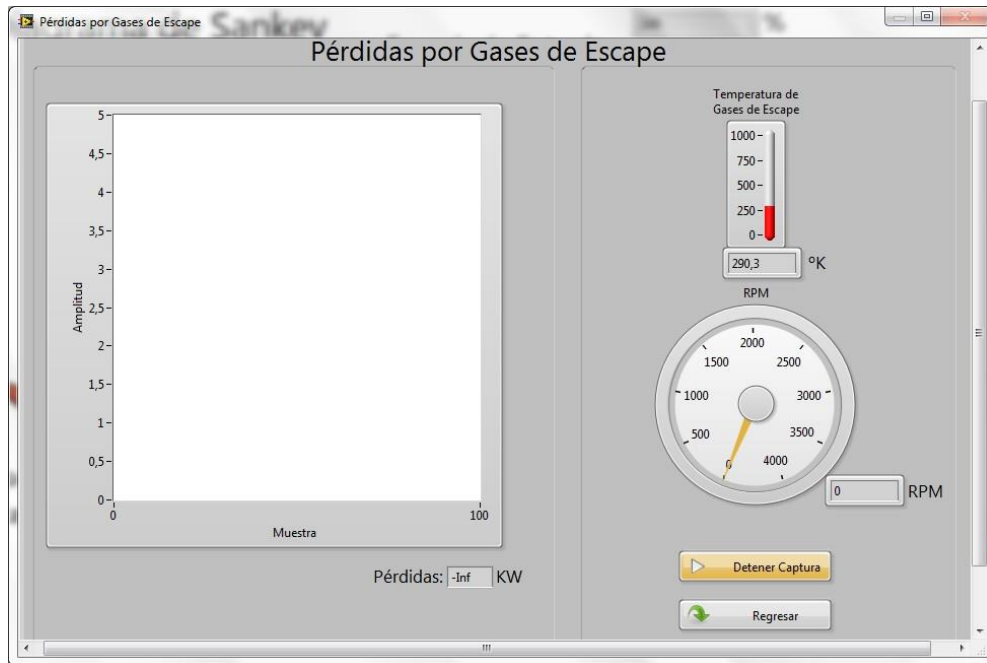


Figura 4. 11 Pérdidas de Energía en gases de escape

4.2.1.3 Ventana 3.- PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR REFRIGERACIÓN

Primeramente se debe regresar a la pantalla principal y elegir la opción de pérdidas de energía por refrigeración, al aparecer la ventana señalada el programa permite visualizar las pérdidas de energía, y los parámetros para calcular en forma manual dichas pérdidas para la práctica de los estudiantes, para lo cual el programa toma los valores de temperatura de las NTC1 y NTC2, con estas se aplica en la ecuación de pérdidas de energía por gases de escape, además se debe considerar el flujo másico y el calor específico a condiciones estándar (1 atm y 25°C), para indicar los resultados en el diagrama figura 4.12

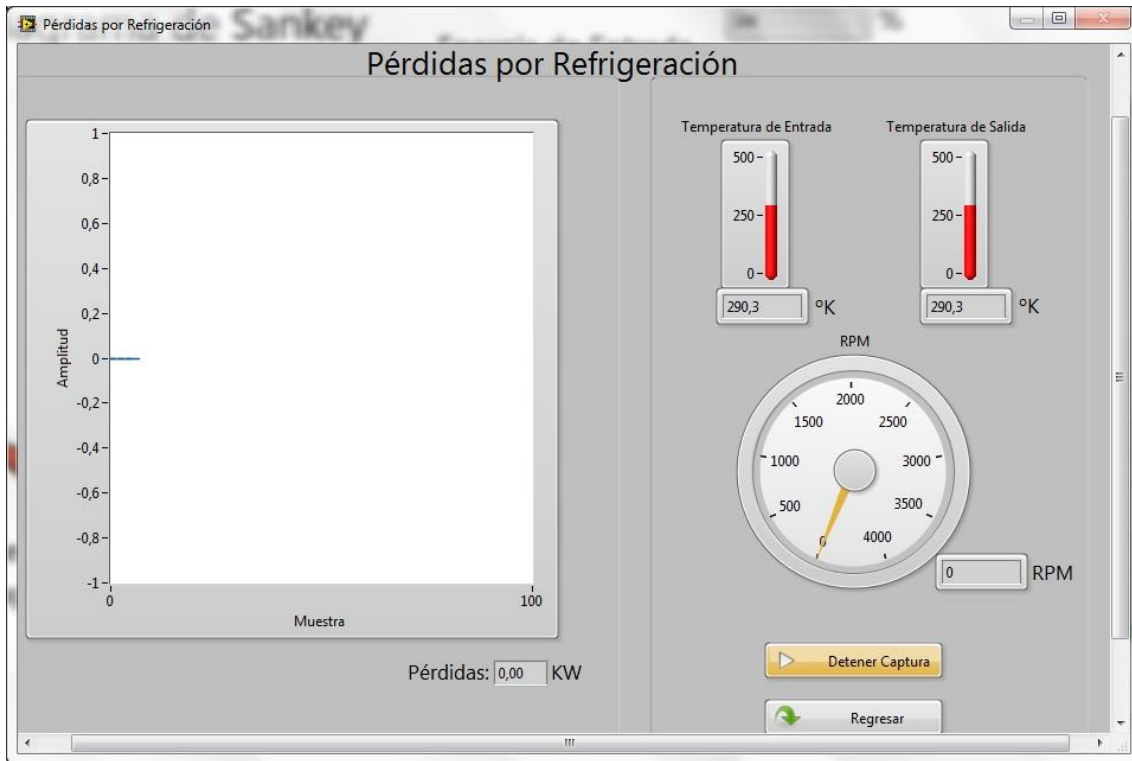


Figura 4. 12 Pérdidas de energía por refrigeración.

4.3 Guía de práctica¹ “DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR SISTEMA DE REFRIGERACIÓN”

4.3.1 Objetivos

- Conocer las pérdidas generadas por el sistema de refrigeración del motor Toyota 2B Diesel.
- Identificar los principales parámetros que afectan el análisis del sistema de refrigeración.
- Identificar el porcentaje de pérdidas de energía a determinadas temperaturas de entrada y salida del sistema de refrigeración del motor.
- Familiarizarse con el programa desarrollado.

¹ STUTTGART, Gerschler, Tecnología del automóvil TOMO 1, Editorial REVERTÉ, S.A, 20a Edición, República Federal de Alemania, 1980.

4.3.2 Método

- Esta práctica se desarrollará considerando los datos generados por las NTC instaladas tanto a la entrada y salida del agua del motor, estos datos son visualizados mediante la interfaz del programa desarrollado, el cual permite pausar la lectura de datos para realizar los cálculos de pérdidas de energía.

4.3.3 Equipos y materiales

- Software de control desarrollado.
- Motor Toyota 2B con sensores NTC y revoluciones.
- Batería de 12V.
- Computador portátil.

4.3.4 Marco Teórico

Las pérdidas de energía por refrigeración se calculan en función de parámetros como el flujo másico, calor específico y variación de temperatura, lo cual está determinado por la ecuación siguiente:

$$Pérdidas = \dot{Q} = \dot{m} f \times C_p \times \Delta T (KJ / seg)$$

Donde

$\dot{m} f$ = flujo de fluido de refrigeración (Kg/seg)

C_p = calor específico del fluido a temperatura media (KJ/Kg.K) = 4,18KJ / Kg.K

ΔT = diferencia de temperaturas de entrada y de salida (K)

El calor específico del agua se considera a condiciones estándar, es decir 25°C y 1 atm de presión, el calor específico del agua se encuentra tabulado, y se lo puede encontrar en el Anexo de tablas.

El flujo másico del agua se determina en función del caudal y la densidad según:

$$\dot{m} f = Q \cdot r$$

Donde:

$Q = \text{caudal}$

$r = \text{densidad}$

Los datos necesarios para el cálculo de las pérdidas de energía por refrigeración deben ser tomados de los sensores de temperatura, para lo cual se utiliza una NTC colocada a la entrada y salida del agua del motor, y el sensor inductivo acoplado al volante motor, el cual genera una señal en función del número de dientes que tiene, para visualizar estos valores se debe usar el programa previamente instalado en el computador portátil.

4.3.5 Desarrollo

- Para la obtención de las pérdidas por refrigeración debemos aplicar la ecuación 3.19:

$$\text{Pérdidas} = \dot{Q} = \dot{m} f \times C_p \times \Delta T (\text{KJ} / \text{seg})$$

- Para obtener los cálculos se toman los datos de las temperaturas indicados en la pantalla del programa Figura 4.13

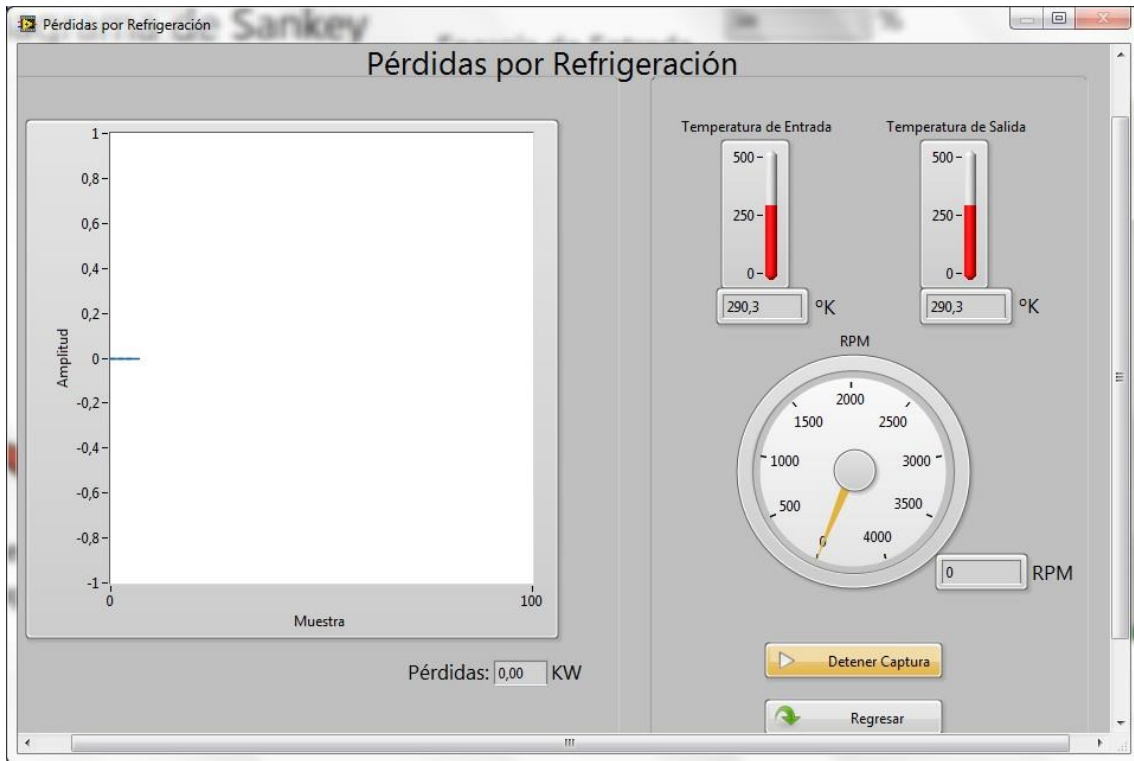


Figura 4. 13 Ventana de pérdidas por refrigeración. Guías para cálculo

- Ahora se procede a calcular el caudal de agua que circula a través de la bomba:

$$y = \frac{0,00000044}{3200}(x)$$

Siendo x es el número de revoluciones del motor, obtenido del programa figura 4.14:

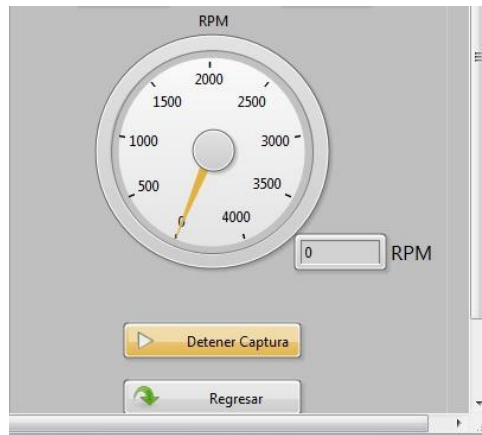


Figura 4. 14 Guía para detener pantalla

- Una vez determinadas las diferencias de temperatura y caudal de agua con ayuda del software, podemos referirnos a la sección 3.8.2 para aplicar las fórmulas y determinar las pérdidas por refrigeración.

4.3.5 Conclusiones

- _____

- _____

- _____

4.3.6 Cuestionario

- ¿Qué porcentaje de pérdidas de energía se considera en promedio por pérdidas de refrigeración en un motor de combustión interna?
- ¿De qué manera afecta la pérdida de energía por refrigeración en el rendimiento del motor?
- ¿Cuáles son los parámetros a considerarse en el cálculo de las pérdidas de energía por refrigeración?
- ¿Por qué se consideran condiciones idealizadas para obtener valores de calor específico y densidad del agua?
- ¿Cómo se podría disminuir las pérdidas de energía por refrigeración?

4.4 Guía de práctica “DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA POR GASES DE ESCAPE”

4.4.1 Objetivos

- Comprender cómo se obtienen las pérdidas de energía por gases de escape.
- Analizar el porcentaje de pérdidas de energía por gases de escape en función de su temperatura.
- Comprender y utilizar el programa desarrollado el cual indica los parámetros que se requieren para el cálculo de las pérdidas.

4.4.2 Método.

Esta práctica se desarrollará considerando los datos generados por la NTC instalada en el tubo de escape del motor, estos datos son visualizados mediante la interfaz del programa desarrollado, el cual nos permite dar pausa a la lectura de datos para identificar sus valores y realizar los cálculos de pérdidas por gases de escape, para lo cual es necesario conocer las entalpías de cada uno de los componentes en función de la temperatura.

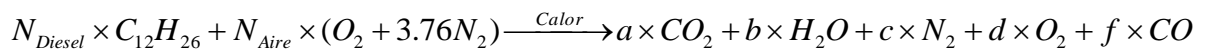
4.4.3 Equipo y materiales

- Software de control desarrollado.

- Motor Toyota 2B con sensor NTC.
- Batería de 12V.
- Computador portátil

4.4.4 Marco Teórico

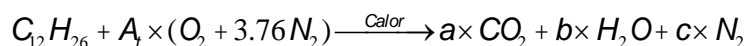
Al hablar de pérdidas de energía por los gases de escape en un motor de combustión internase debe considerar, que estos son expulsados del cilindro a una temperatura elevada por lo tanto, los gases de escape se llevan una parte de la energía entregada por el combustible durante la explosión, dicha temperatura es censada por la NTC ubicada en el tubo de escape, con esta temperatura se obtiene los valores de entalpía de cada uno de los productos de la ecuación estequiométrica:



Ecuación

Las variables *a*, *b*, *c*, *d* y *f* asignadas para definir el número de moles de cada uno de los compuestos presentes en los gases de escape deben ser calculadas al igualar la ecuación y su valor expresado en función del número de moles de aire y diesel que ingresan al motor, valores que variarán según el número de revoluciones a las que se encuentre el motor.

Para conocer el número de moles necesarias para una combustión completa se debe partir del balance de la ecuación estequiométrica siguiente:



Donde

$A_t = Aire\ te\ orico$

Ecuación

Una vez igualada la ecuación estequiométrica, se debe considerar que se pueden presentar dos reacciones adicionales, para el caso de combustión con exceso de aire, deberá sumarse la energía contenida en el O_2 , y para la combustión incompleta, la energía del CO.

Para determinar el valor de la energía que contienen los gases de escape, se debe conocer la temperatura a la que estos salen a través del múltiple y utilizando las tablas A.3 hasta la A.8 se obtiene mediante interpolación el valor de la **entalpía (h)** de cada uno de los componentes presentes.

Se debe también considerar la entalpía de formación de cada compuesto, valor tomado de la tabla A.9 del anexo de tablas.

Debido a que los componentes de los gases de escape contienen energía a temperatura ambiente, se debe restar la entalpía a esa temperatura. Ya que el motor funcionará en la ciudad de Cuenca, y se tomará como referencia la temperatura promedio ambiente en la ciudad de 14°C .

Y las pérdidas de energía se determinan por:

$$Q_{salida} = \sum N * (h_f + h_{Temp.de\ los\ gases\ de\ escape} - h_{a\ 287k})$$

Donde:

N = Número de moles del compuesto

h_f = Entalpía de formación

h = Entalpía

4.4.5 Desarrollo

- Para el desarrollo de la práctica, se obtiene los datos de temperatura de gases de escape, los cuales son reflejados mediante la interfaz del programa desarrollado, en la ventana de pérdidas de energía por gases de escape como se puede observar en la figura 4.15

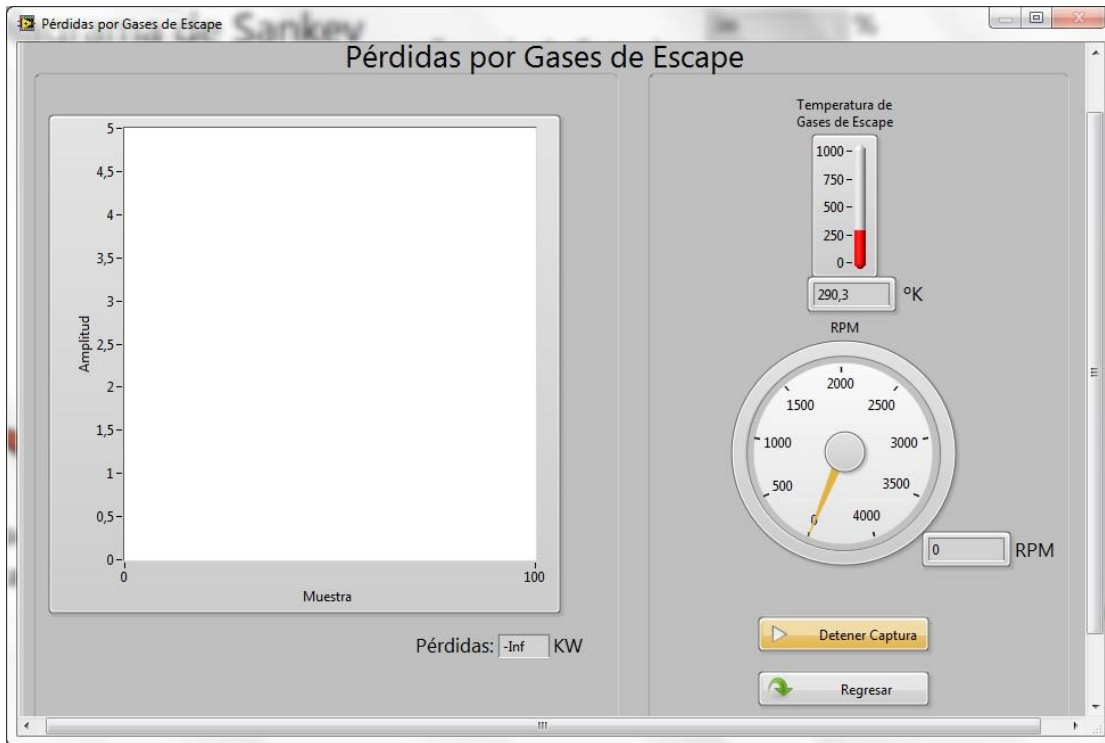
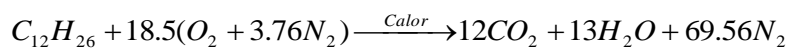


Figura 4. 15 Pérdidas por gases de Escape, guía de cálculo

- Una vez obtenida la temperatura de los gases de escape dada por la NTC, se debe tomar en cuenta que a esta temperatura se encuentra cada uno de los productos de la ecuación estequiométrica, se debe considerar también si la combustión es completa o incompleta, siendo la ecuación siguiente la usada para una combustión completa.



- Las entalpías de cada uno de los productos y entalpías de formación se obtienen de las tablas, para reemplazar en la siguiente ecuación.

$$Q_{salida} = \sum N^* (h_f + h_{Temp. de los gases de escape} - h_{a 287k})$$

- Con esto se ha obtenido el valor de las pérdidas por gases de escape que servirán para analizar el rendimiento del motor en función sus pérdidas.

4.4.6 Conclusiones

- _____

- _____

- _____

4.4.7 Cuestionario

- ¿Qué porcentaje de pérdidas de energía se considera en promedio por gases de escape en un motor de combustión interna?
- ¿De qué manera afecta la pérdida de gases de escape en el rendimiento del motor?
- ¿Cuáles son los parámetros a considerarse en el cálculo de las pérdidas de energía por gases de escape?
- ¿Qué tipo de combustión se debe considerar en el análisis de la ecuación estequiométrica?
- ¿Cuáles son las condiciones ideales para obtener una combustión completa?
- ¿Qué es la entalpía de formación de un elemento?

4.5 Análisis de eficiencia mediante el diagrama de Sankey en motor Toyota 2b diesel

Como se planteó anteriormente el diagrama de Sankey nos permite visualizar el equilibrio térmico reflejado en el rendimiento del motor TOYOTA 2B, pudiendo observar de manera simultánea el porcentaje de pérdidas por gases de escape y pérdidas por refrigeración, los cuales se analizaron para determinar la eficiencia del funcionamiento del motor, que permite conocer cuál es el porcentaje mayor de pérdidas que influyen el rendimiento del motor Toyota 2B diesel, y cuáles son las limitantes para obtener una máquina térmica totalmente eficiente.

Para obtenerlos porcentajes de pérdidas y rendimiento en un instante de revoluciones del funcionamiento del motor se puede usar la opción de captura del programa que permite visualizar el equilibrio térmico del mismo:

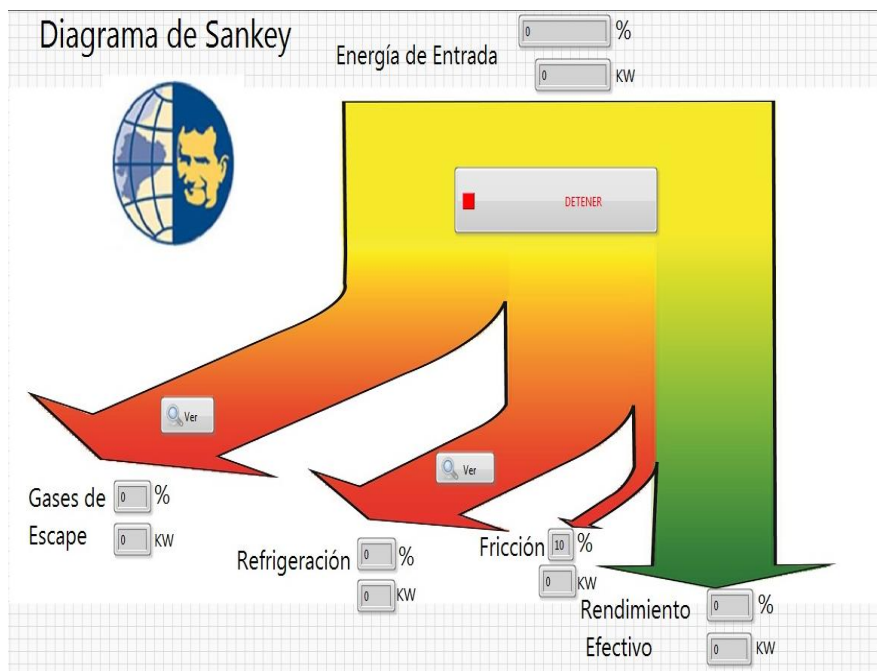


Figura 4. 16 Diagrama de Sankey

Como se puede ver en la Figura 4.16; la eficiencia térmica del motor es representada en el valor de rendimiento efectivo; siendo los limitantes de su rendimiento cada una de las pérdidas consideradas,

Se debe tener en cuenta que el poder calorífico del Diesel es la energía liberada al quemar 1 kmol de combustible, siendo este el principal indicador de energía de entrada,

una vez que el motor absorbe toda esta energía, se generan las pérdidas que a su vez afectan en el rendimiento, por lo tanto si de alguna manera se logra disminuir estos valores, se puede conseguir una máquina térmica de más eficiente.

Con este análisis consideramos los principales parámetros de análisis los cuales son obtenidos directamente del funcionamiento del motor, es decir de manera sencilla y usando elemento de fácil adquisición se puede hacer un estudio real de un motor diesel Toyota 2B, existen ciertas idealizaciones que permiten realizar el estudio planteado, no obstante si fuera posible obtener los valores de un análisis de gases del motor, podríamos partir de este análisis para llegar al rendimiento de funcionamiento del motor y hacer un estudio comparativo del mismo.

CONCLUSIONES

- La interfaz del programa presentado permite visualizar de manera práctica y con el uso de elementos como NTC y sensor de RPM, los parámetros de análisis en un balance energético de un motor, con lo cual permitirá a los estudiantes realizar prácticas cercanas a la realidad interactuando de manera directa con los elementos que generan los valores para el cálculo.
- La principal herramienta del programa es la animación gráfica de los distintos conceptos manejados en las prácticas, de esta manera el estudiante tiene la oportunidad de analizar cada uno de los parámetros en las diferentes etapas de funcionamiento del motor, tanto en ralentí, revoluciones medias y altas, en etapas de calentamiento y temperatura óptima de funcionamiento.
- La obtención de curvas características y el balance de energía permite mejorar el análisis de resultados aumentar el interés del estudiante en la práctica, ya que está interactuando de manera directa con el motor, que permite comprender de mejor manera el funcionamiento de este.
- Al complementar el desarrollo del proyecto con un programa de visualización de datos se incentiva al estudiante a ir a la par con la tecnología mecánica automotriz, con el desarrollo de software de visualización de resultados, aumentando su capacidad autodidacta ya que en la carrera no se ven estos temas a profundidad, demostrando al estudiante que varias ingenierías pueden complementarse y lograr resultados que benefician al futuro profesional.
- Cuando se analicen los resultados obtenidos en base a los datos del motor tener en cuenta que existen suposiciones ideales que permiten realizar los cálculos idealizados a la realidad de funcionamiento de una máquina térmica.

RECOMENDACIONES

- Si se llega a presentar algún inconveniente en la instalación del programa, favor dirigirse a la sección 4.1.2 y verificar que se cumpla con los requisitos mínimos necesarios para el funcionamiento de este.
- Para mayor exactitud de resultados y valores referencia se recomienda hacer un análisis de gases lo que permitirá observar los porcentajes obtenidos en los productos de la ecuación estequiométrica, y partir de manera inversa pero con el mismo principio con un análisis de rendimiento, lo que nos permitirá comparar ambos estudios y concluir cual es la mejor forma de analizar el proceso.
- Se recomienda que las prácticas sean realizadas con fundamentos teóricos de termodinámica y máquinas térmicas pues los principios considerados serán estudiados en las materias sugeridas.
- Cuando se haya realizado el análisis de eficiencias en base a los datos obtenidos del programa, se recomienda como parte del estudio comparar con las bases teóricas conocidas, las cuales en materias como tecnología del automóvil ya fueron tratados y determinados tanto para motores diesel como gasolina, pudiendo concluir tanto en la parte ya estudiada teóricamente como en lo planteado en el presente trabajo de tesis.
- En caso de requerir ayuda una vez en el programa desarrollado, se puede acceder a esta mediante el comando Ctrl + h con esto obtendremos información acerca de lo reflejado y considerada para los cálculos respectivos.
- Se recomienda en el momento de terminar una práctica expulsar como una memoria USB la tarjeta diseñada para el programa pues caso contrario se corre el riesgo de dañar la misma.

BIBLIOGRAFÍA

1. STUTTGART, Gerschler, Tecnología del automóvil TOMO 1, Editorial REVERTÉ, S.A, 20^a Edición, República Federal de Alemania, 1980.
2. STUTTGART, Gerschler, Tecnología del automóvil TOMO 2, Editorial REVERTÉ, S.A, 20^a Edición, República Federal de Alemania, 1980.
3. RODRÍGUEZ, Norma, Tesis Elaboración de los procedimientos para la realización de prácticas del Laboratorio de Termodinámica del Departamento de Conversión y Usos de la Energía con base a la norma ISO/IEC 17025:2002, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador, Septiembre 2004.
4. CHAMORRO, García, Creación de un software didáctico para bombeo electrosumergible en producción petrolera, Facultad de Ingeniería Mecánica Escuela Politécnica Nacional, Quito, Ecuador, Enero 2006.
5. ÇENGEL, Yunus, BOLES, Michael, Termodinámica TOMO I, Editorial McGrawHill, Segunda Edición, México 2001.
6. ÇENGEL, Yunus, BOLES, Michael, Termodinámica TOMO II, Editorial McGrawHill, Segunda Edición, México 2001.
7. ALONSO, José Manuel, Técnicas del automóvil, 10^{ma} Edición, Madrid 2004.

Páginas web

<http://www.autoenciclopedia.com/>

<http://www.wikipedia.org/>

<http://www.km77.com/>

<http://www.microcaos.net/ocio/motor/el-motor-diesel-todo-sobre-motores-diesel/>

<http://www.monografias.com/trabajos10/lubri/lubri.shtml#cara>

<http://www.monografias.com/trabajos10/lubri/lubri.shtml#cara>

ANEXOS

ANEXO 1 (TABLA A.1 masa molar constante de gas y propiedades del punto crítico)

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico				<i>Propiedades del punto crítico</i>		
Sustancia	Fórmula	Masa molar, <i>M</i> kg/kmol	Constante de gas, <i>R</i> kJ/kg · K*	Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m ³ /kmol
Agua	H ₂ O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C ₂ H ₅ OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH ₃ OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH ₃	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C ₆ H ₆	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br ₂	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
<i>n</i> -Butano	C ₄ H ₁₀	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl ₂	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	CHCl ₃	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH ₃ Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl ₂ F ₂	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	CHCl ₂ F	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO ₂	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO ₂	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C ₂ H ₆	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C ₂ H ₄	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
<i>n</i> -Hexano	C ₆ H ₁₄	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H ₂	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH ₄	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N ₂	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N ₂ O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O ₂	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C ₃ H ₈	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C ₃ H ₆	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl ₄	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF ₃ CH ₂ F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl ₃ F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

*La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m³/kg · K. La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde $R_u = 8.31447$ kJ/kmol · K y M es la masa molar.

Fuente: K. A. Kobe y R. E. Lynn, Jr., *Chemical Review* 52 (1953), pp. 117–236; y ASHRAE. *Handbook of Fundamentals* (Atlanta, GA: Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Acondicionamiento de Aire, Inc., 1993), pp. 16.4 y 36.1.

ANEXO 2 (TABLA A.2 Calores específicos de gas ideal)

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C ₄ H ₁₀	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO ₂	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C ₂ H ₆	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C ₂ H ₄	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H ₂	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH ₄	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N ₂	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C ₈ H ₁₈	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O ₂	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C ₃ H ₈	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H ₂ O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Fuente: *Chemical and Process Thermodynamics* 3a. ed., por Kyle, B.G., © 2000. Adaptado con permiso de Pearson Education, Inc., Upper Saddle River, Nueva Jersey.

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (continuación)

b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k
	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	$\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$	
	<i>Aire</i>			<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>			<i>Monóxido de carbono, CO</i>		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	<i>Hidrógeno, H₂</i>			<i>Nitrógeno, N₂</i>			<i>Oxígeno, O₂</i>		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 783, Tabla A-4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

ANEXO 3 (TABLA A.3 propiedades de gas ideal del aire)

Propiedades de gas ideal del aire											
T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559	580	586.04	14.38	419.55	115.7	2.37348
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444	590	596.52	15.31	427.15	110.6	2.39140
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105	600	607.02	16.28	434.78	105.8	2.40902
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557	610	617.53	17.30	442.42	101.2	2.42644
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824	620	628.07	18.36	450.09	96.92	2.44356
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917	630	638.63	19.84	457.78	92.84	2.46048
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848	640	649.22	20.64	465.50	88.99	2.47716
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634	650	659.84	21.86	473.25	85.34	2.49364
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279	660	670.47	23.13	481.01	81.89	2.50985
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055	670	681.14	24.46	488.81	78.61	2.52589
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802	680	691.82	25.85	496.62	75.50	2.54175
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515	690	702.52	27.29	504.45	72.56	2.55731
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528	700	713.27	28.80	512.33	69.76	2.57277
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203	710	724.04	30.38	520.23	67.07	2.58810
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865	720	734.82	32.02	528.14	64.53	2.60319
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498	730	745.62	33.72	536.07	62.13	2.61803
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106	740	756.44	35.50	544.02	59.82	2.63280
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690	750	767.29	37.35	551.99	57.63	2.64737
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249	760	778.18	39.27	560.01	55.54	2.66176
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783	780	800.03	43.35	576.12	51.64	2.69013
340	340.42	2.149	242.82	454.1	1.82790	800	821.95	47.75	592.30	48.08	2.71787
350	350.49	2.379	250.02	422.2	1.85708	820	843.98	52.59	608.59	44.84	2.74504
360	360.58	2.626	257.24	393.4	1.88543	840	866.08	57.60	624.95	41.85	2.77170
370	370.67	2.892	264.46	367.2	1.91313	860	888.27	63.09	641.40	39.12	2.79783
380	380.77	3.176	271.69	343.4	1.94001	880	910.56	68.98	657.95	36.61	2.82344
390	390.88	3.481	278.93	321.5	1.96633	900	932.93	75.29	674.58	34.31	2.84856
400	400.98	3.806	286.16	301.6	1.99194	920	955.38	82.05	691.28	32.18	2.87324
410	411.12	4.153	293.43	283.3	2.01699	940	977.92	89.28	708.08	30.22	2.89748
420	421.26	4.522	300.69	266.6	2.04142	960	1000.55	97.00	725.02	28.40	2.92128
430	431.43	4.915	307.99	251.1	2.06533	980	1023.25	105.2	741.98	26.73	2.94468
440	441.61	5.332	315.30	236.8	2.08870	1000	1046.04	114.0	758.94	25.17	2.96770
450	451.80	5.775	322.62	223.6	2.11161	1020	1068.89	123.4	776.10	23.72	2.99034
460	462.02	6.245	329.97	211.4	2.13407	1040	1091.85	133.3	793.36	23.29	3.01260
470	472.24	6.742	337.32	200.1	2.15604	1060	1114.86	143.9	810.62	21.14	3.03449
480	482.49	7.268	344.70	189.5	2.17760	1080	1137.89	155.2	827.88	19.98	3.05608
490	492.74	7.824	352.08	179.7	2.19876	1100	1161.07	167.1	845.33	18.896	3.07732
500	503.02	8.411	359.49	170.6	2.21952	1120	1184.28	179.7	862.79	17.886	3.09825
510	513.32	9.031	366.92	162.1	2.23993	1140	1207.57	193.1	880.35	16.946	3.11883
520	523.63	9.684	374.36	154.1	2.25997	1160	1230.92	207.2	897.91	16.064	3.13916
530	533.98	10.37	381.84	146.7	2.27967	1180	1254.34	222.2	915.57	15.241	3.15916
540	544.35	11.10	389.34	139.7	2.29906	1200	1277.79	238.0	933.33	14.470	3.17888
550	555.74	11.86	396.86	133.1	2.31809	1220	1301.31	254.7	951.09	13.747	3.19834
560	565.17	12.66	404.42	127.0	2.33685	1240	1324.93	272.3	968.95	13.069	3.21751
570	575.59	13.50	411.97	121.2	2.35531						

Propiedades de gas ideal del aire (conclusión)

T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K	T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
1260	1348.55	290.8	986.90	12.435	3.23638	1600	1757.57	791.2	1298.30	5.804	3.52364
1280	1372.24	310.4	1004.76	11.835	3.25510	1620	1782.00	834.1	1316.96	5.574	3.53879
1300	1395.97	330.9	1022.82	11.275	3.27345	1640	1806.46	878.9	1335.72	5.355	3.55381
1320	1419.76	352.5	1040.88	10.747	3.29160	1660	1830.96	925.6	1354.48	5.147	3.56867
1340	1443.60	375.3	1058.94	10.247	3.30959	1680	1855.50	974.2	1373.24	4.949	3.58335
1360	1467.49	399.1	1077.10	9.780	3.32724	1700	1880.1	1025	1392.7	4.761	3.5979
1380	1491.44	424.2	1095.26	9.337	3.34474	1750	1941.6	1161	1439.8	4.328	3.6336
1400	1515.42	450.5	1113.52	8.919	3.36200	1800	2003.3	1310	1487.2	3.994	3.6684
1420	1539.44	478.0	1131.77	8.526	3.37901	1850	2065.3	1475	1534.9	3.601	3.7023
1440	1563.51	506.9	1150.13	8.153	3.39586	1900	2127.4	1655	1582.6	3.295	3.7354
1460	1587.63	537.1	1168.49	7.801	3.41247	1950	2189.7	1852	1630.6	3.022	3.7677
1480	1611.79	568.8	1186.95	7.468	3.42892	2000	2252.1	2068	1678.7	2.776	3.7994
1500	1635.97	601.9	1205.41	7.152	3.44516	2050	2314.6	2303	1726.8	2.555	3.8303
1520	1660.23	636.5	1223.87	6.854	3.46120	2100	2377.7	2559	1775.3	2.356	3.8605
1540	1684.51	672.8	1242.43	6.569	3.47712	2150	2440.3	2837	1823.8	2.175	3.8901
1560	1708.82	710.5	1260.99	6.301	3.49276	2200	2503.2	3138	1872.4	2.012	3.9191
1580	1733.17	750.0	1279.65	6.046	3.50829	2250	2566.4	3464	1921.3	1.864	3.9474

Nota: Las propiedades P_r (presión relativa) y v_r (volumen específico relativo) son cantidades adimensionales utilizadas en el análisis de procesos isentrópicos y no deben confundirse con las propiedades de presión y volumen específico.

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, cuarta edición, Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 785-786, Tabla A-5. Publicada originalmente en J. H. Keenan y J. Kaye, *Gas Tables*, Nueva York, John Wiley & Sons, 1948.

ANEXO 4 (TABLA A.4 propiedades de gas ideal nitrógeno)

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,563	12,574	212.066
220	6,391	4,562	182.639	610	17,864	12,792	212.564
230	6,683	4,770	183.938	620	18,166	13,011	213.055
240	6,975	4,979	185.180	630	18,468	13,230	213.541
250	7,266	5,188	186.370	640	18,772	13,450	214.018
260	7,558	5,396	187.514	650	19,075	13,671	214.489
270	7,849	5,604	188.614	660	19,380	13,892	214.954
280	8,141	5,813	189.673	670	19,685	14,114	215.413
290	8,432	6,021	190.695	680	19,991	14,337	215.866
298	8,669	6,190	191.502	690	20,297	14,560	216.314
300	8,723	6,229	191.682	700	20,604	14,784	216.756
310	9,014	6,437	192.638	710	20,912	15,008	217.192
320	9,306	6,645	193.562	720	21,220	15,234	217.624
330	9,597	6,853	194.459	730	21,529	15,460	218.059
340	9,888	7,061	195.328	740	21,839	15,686	218.472
350	10,180	7,270	196.173	750	22,149	15,913	218.889
360	10,471	7,478	196.995	760	22,460	16,141	219.301
370	10,763	7,687	197.794	770	22,772	16,370	219.709
380	11,055	7,895	198.572	780	23,085	16,599	220.113
390	11,347	8,104	199.331	790	23,398	16,830	220.512
400	11,640	8,314	200.071	800	23,714	17,061	220.907
410	11,932	8,523	200.794	810	24,027	17,292	221.298
420	12,225	8,733	201.499	820	24,342	17,524	221.684
430	12,518	8,943	202.189	830	24,658	17,757	222.067
440	12,811	9,153	202.863	840	24,974	17,990	222.447
450	13,105	9,363	203.523	850	25,292	18,224	222.822
460	13,399	9,574	204.170	860	25,610	18,459	223.194
470	13,693	9,786	204.803	870	25,928	18,695	223.562
480	13,988	9,997	205.424	880	26,248	18,931	223.927
490	14,285	10,210	206.033	890	26,568	19,168	224.288
500	14,581	10,423	206.630	900	26,890	19,407	224.647
510	14,876	10,635	207.216	910	27,210	19,644	225.002
520	15,172	10,848	207.792	920	27,532	19,883	225.353
530	15,469	11,062	208.358	930	27,854	20,122	225.701
540	15,766	11,277	208.914	940	28,178	20,362	226.047
550	16,064	11,492	209.461	950	28,501	20,603	226.389
560	16,363	11,707	209.999	960	28,826	20,844	226.728
570	16,662	11,923	210.528	970	29,151	21,086	227.064
580	16,962	12,139	211.049	980	29,476	21,328	227.398
590	17,262	12,356	211.562	990	29,803	21,571	227.728

Propiedades de gas ideal del nitrógeno, N₂ (conclusión)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
1000	30,129	21,815	228.057	1760	56,227	41,594	247.396
1020	30,784	22,304	228.706	1780	56,938	42,139	247.798
1040	31,442	22,795	229.344	1800	57,651	42,685	248.195
1060	32,101	23,288	229.973	1820	58,363	43,231	248.589
1080	32,762	23,782	230.591	1840	59,075	43,777	248.979
1100	33,426	24,280	231.199	1860	59,790	44,324	249.365
1120	34,092	24,780	231.799	1880	60,504	44,873	249.748
1140	34,760	25,282	232.391	1900	61,220	45,423	250.128
1160	35,430	25,786	232.973	1920	61,936	45,973	250.502
1180	36,104	26,291	233.549	1940	62,654	46,524	250.874
1200	36,777	26,799	234.115	1960	63,381	47,075	251.242
1220	37,452	27,308	234.673	1980	64,090	47,627	251.607
1240	38,129	27,819	235.223	2000	64,810	48,181	251.969
1260	38,807	28,331	235.766	2050	66,612	49,567	252.858
1280	39,488	28,845	236.302	2100	68,417	50,957	253.726
1300	40,170	29,361	236.831	2150	70,226	52,351	254.578
1320	40,853	29,378	237.353	2200	72,040	53,749	255.412
1340	41,539	30,398	237.867	2250	73,856	55,149	256.227
1360	42,227	30,919	238.376	2300	75,676	56,553	257.027
1380	42,915	31,441	238.878	2350	77,496	57,958	257.810
1400	43,605	31,964	239.375	2400	79,320	59,366	258.580
1420	44,295	32,489	239.865	2450	81,149	60,779	259.332
1440	44,988	33,014	240.350	2500	82,981	62,195	260.073
1460	45,682	33,543	240.827	2550	84,814	63,613	260.799
1480	46,377	34,071	241.301	2600	86,650	65,033	261.512
1500	47,073	34,601	241.768	2650	88,488	66,455	262.213
1520	47,771	35,133	242.228	2700	90,328	67,880	262.902
1540	48,470	35,665	242.685	2750	92,171	69,306	263.577
1560	49,168	36,197	243.137	2800	94,014	70,734	264.241
1580	49,869	36,732	243.585	2850	95,859	72,163	264.895
1600	50,571	37,268	244.028	2900	97,705	73,593	265.538
1620	51,275	37,806	244.464	2950	99,556	75,028	266.170
1640	51,980	38,344	244.896	3000	101,407	76,464	266.793
1660	52,686	38,884	245.324	3050	103,260	77,902	267.404
1680	53,393	39,424	245.747	3100	105,115	79,341	268.007
1700	54,099	39,965	246.166	3150	106,972	80,782	268.601
1720	54,807	40,507	246.580	3200	108,830	82,224	269.186
1740	55,516	41,049	246.990	3250	110,690	83,668	269.763

Fuente: Las tablas A-18 a A-25 fueron adaptadas de Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, pp. 787-798. Publicadas originalmente en JANAF, *Thermochemical Tables*, NSRDS-NBS-37, 1971.

ANEXO 5 (TABLA A.5 propiedades de gas ideal Oxígeno)

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O₂

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,929	12,940	226.346
220	6,404	4,575	196.171	610	18,250	13,178	226.877
230	6,694	4,782	197.461	620	18,572	13,417	227.400
240	6,984	4,989	198.696	630	18,895	13,657	227.918
250	7,275	5,197	199.885	640	19,219	13,898	228.429
260	7,566	5,405	201.027	650	19,544	14,140	228.932
270	7,858	5,613	202.128	660	19,870	14,383	229.430
280	8,150	5,822	203.191	670	20,197	14,626	229.920
290	8,443	6,032	204.218	680	20,524	14,871	230.405
298	8,682	6,203	205.033	690	20,854	15,116	230.885
300	8,736	6,242	205.213	700	21,184	15,364	231.358
310	9,030	6,453	206.177	710	21,514	15,611	231.827
320	9,325	6,664	207.112	720	21,845	15,859	232.291
330	9,620	6,877	208.020	730	22,177	16,107	232.748
340	9,916	7,090	208.904	740	22,510	16,357	233.201
350	10,213	7,303	209.765	750	22,844	16,607	233.649
360	10,511	7,518	210.604	760	23,178	16,859	234.091
370	10,809	7,733	211.423	770	23,513	17,111	234.528
380	11,109	7,949	212.222	780	23,850	17,364	234.960
390	11,409	8,166	213.002	790	24,186	17,618	235.387
400	11,711	8,384	213.765	800	24,523	17,872	235.810
410	12,012	8,603	214.510	810	24,861	18,126	236.230
420	12,314	8,822	215.241	820	25,199	18,382	236.644
430	12,618	9,043	215.955	830	25,537	18,637	237.055
440	12,923	9,264	216.656	840	25,877	18,893	237.462
450	13,228	9,487	217.342	850	26,218	19,150	237.864
460	13,525	9,710	218.016	860	26,559	19,408	238.264
470	13,842	9,935	218.676	870	26,899	19,666	238.660
480	14,151	10,160	219.326	880	27,242	19,925	239.051
490	14,460	10,386	219.963	890	27,584	20,185	239.439
500	14,770	10,614	220.589	900	27,928	20,445	239.823
510	15,082	10,842	221.206	910	28,272	20,706	240.203
520	15,395	11,071	221.812	920	28,616	20,967	240.580
530	15,708	11,301	222.409	930	28,960	21,228	240.953
540	16,022	11,533	222.997	940	29,306	21,491	241.323
550	16,338	11,765	223.576	950	29,652	21,754	241.689
560	16,654	11,998	224.146	960	29,999	22,017	242.052
570	16,971	12,232	224.708	970	30,345	22,280	242.411
580	17,290	12,467	225.262	980	30,692	22,544	242.768
590	17,609	12,703	225.808	990	31,041	22,809	242.120

Propiedades de gas ideal del oxígeno, O₂ (conclusión)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
1000	31,389	23,075	243.471	1760	58,880	44,247	263.861
1020	32,088	23,607	244.164	1780	59,624	44,825	264.283
1040	32,789	24,142	244.844	1800	60,371	45,405	264.701
1060	33,490	24,677	245.513	1820	61,118	45,986	265.113
1080	34,194	25,214	246.171	1840	61,866	46,568	265.521
1100	34,899	25,753	246.818	1860	62,616	47,151	265.925
1120	35,606	26,294	247.454	1880	63,365	47,734	266.326
1140	36,314	26,836	248.081	1900	64,116	48,319	266.722
1160	37,023	27,379	248.698	1920	64,868	48,904	267.115
1180	37,734	27,923	249.307	1940	65,620	49,490	267.505
1200	38,447	28,469	249.906	1960	66,374	50,078	267.891
1220	39,162	29,018	250.497	1980	67,127	50,665	268.275
1240	39,877	29,568	251.079	2000	67,881	51,253	268.655
1260	40,594	30,118	251.653	2050	69,772	52,727	269.588
1280	41,312	30,670	252.219	2100	71,668	54,208	270.504
1300	42,033	31,224	252.776	2150	73,573	55,697	271.399
1320	42,753	31,778	253.325	2200	75,484	57,192	272.278
1340	43,475	32,334	253.868	2250	77,397	58,690	273.136
1360	44,198	32,891	254.404	2300	79,316	60,193	273.891
1380	44,923	33,449	254.932	2350	81,243	61,704	274.809
1400	45,648	34,008	255.454	2400	83,174	63,219	275.625
1420	46,374	34,567	255.968	2450	85,112	64,742	276.424
1440	47,102	35,129	256.475	2500	87,057	66,271	277.207
1460	47,831	35,692	256.978	2550	89,004	67,802	277.979
1480	48,561	36,256	257.474	2600	90,956	69,339	278.738
1500	49,292	36,821	257.965	2650	92,916	70,883	279.485
1520	50,024	37,387	258.450	2700	94,881	72,433	280.219
1540	50,756	37,952	258.928	2750	96,852	73,987	280.942
1560	51,490	38,520	259.402	2800	98,826	75,546	281.654
1580	52,224	39,088	259.870	2850	100,808	77,112	282.357
1600	52,961	39,658	260.333	2900	102,793	78,682	283.048
1620	53,696	40,227	260.791	2950	104,785	80,258	283.728
1640	54,434	40,799	261.242	3000	106,780	81,837	284.399
1660	55,172	41,370	261.690	3050	108,778	83,419	285.060
1680	55,912	41,944	262.132	3100	110,784	85,009	285.713
1700	56,652	42,517	262.571	3150	112,795	86,601	286.355
1720	57,394	43,093	263.005	3200	114,809	88,203	286.989
1740	58,136	43,669	263.435	3250	116,827	89,804	287.614

ANEXO 6 (TABLA A.6 propiedades de gas ideal Carbono)

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO₂

<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	<i>T</i> K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	22,280	17,291	243.199
220	6,601	4,772	202.966	610	22,754	17,683	243.983
230	6,938	5,026	204.464	620	23,231	18,076	244.758
240	7,280	5,285	205.920	630	23,709	18,471	245.524
250	7,627	5,548	207.337	640	24,190	18,869	246.282
260	7,979	5,817	208.717	650	24,674	19,270	247.032
270	8,335	6,091	210.062	660	25,160	19,672	247.773
280	8,697	6,369	211.376	670	25,648	20,078	248.507
290	9,063	6,651	212.660	680	26,138	20,484	249.233
298	9,364	6,885	213.685	690	26,631	20,894	249.952
300	9,431	6,939	213.915	700	27,125	21,305	250.663
310	9,807	7,230	215.146	710	27,622	21,719	251.368
320	10,186	7,526	216.351	720	28,121	22,134	252.065
330	10,570	7,826	217.534	730	28,622	22,522	252.755
340	10,959	8,131	218.694	740	29,124	22,972	253.439
350	11,351	8,439	219.831	750	29,629	23,393	254.117
360	11,748	8,752	220.948	760	30,135	23,817	254.787
370	12,148	9,068	222.044	770	30,644	24,242	255.452
380	12,552	9,392	223.122	780	31,154	24,669	256.110
390	12,960	9,718	224.182	790	31,665	25,097	256.762
400	13,372	10,046	225.225	800	32,179	25,527	257.408
410	13,787	10,378	226.250	810	32,694	25,959	258.048
420	14,206	10,714	227.258	820	33,212	26,394	258.682
430	14,628	11,053	228.252	830	33,730	26,829	259.311
440	15,054	11,393	229.230	840	34,251	27,267	259.934
450	15,483	11,742	230.194	850	34,773	27,706	260.551
460	15,916	12,091	231.144	860	35,296	28,125	261.164
470	16,351	12,444	232.080	870	35,821	28,588	261.770
480	16,791	12,800	233.004	880	36,347	29,031	262.371
490	17,232	13,158	233.916	890	36,876	29,476	262.968
500	17,678	13,521	234.814	900	37,405	29,922	263.559
510	18,126	13,885	235.700	910	37,935	30,369	264.146
520	18,576	14,253	236.575	920	38,467	30,818	264.728
530	19,029	14,622	237.439	930	39,000	31,268	265.304
540	19,485	14,996	238.292	940	39,535	31,719	265.877
550	19,945	15,372	239.135	950	40,070	32,171	266.444
560	20,407	15,751	239.962	960	40,607	32,625	267.007
570	20,870	16,131	240.789	970	41,145	33,081	267.566
580	21,337	16,515	241.602	980	41,685	33,537	268.119
590	21,807	16,902	242.405	990	42,226	33,995	268.670

Propiedades de gas ideal del dióxido de carbono, CO₂ (conclusión)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
1000	42,769	34,455	269.215	1760	86,420	71,787	301.543
1020	43,859	35,378	270.293	1780	87,612	72,812	302.217
1040	44,953	36,306	271.354	1800	88,806	73,840	302.884
1060	46,051	37,238	272.400	1820	90,000	74,868	303.544
1080	47,153	38,174	273.430	1840	91,196	75,897	304.198
1100	48,258	39,112	274.445	1860	92,394	76,929	304.845
1120	49,369	40,057	275.444	1880	93,593	77,962	305.487
1140	50,484	41,006	276.430	1900	94,793	78,996	306.122
1160	51,602	41,957	277.403	1920	95,995	80,031	306.751
1180	52,724	42,913	278.361	1940	97,197	81,067	307.374
1200	53,848	43,871	297.307	1960	98,401	82,105	307.992
1220	54,977	44,834	280.238	1980	99,606	83,144	308.604
1240	56,108	45,799	281.158	2000	100,804	84,185	309.210
1260	57,244	46,768	282.066	2050	103,835	86,791	310.701
1280	58,381	47,739	282.962	2100	106,864	89,404	312.160
1300	59,522	48,713	283.847	2150	109,898	92,023	313.589
1320	60,666	49,691	284.722	2200	112,939	94,648	314.988
1340	61,813	50,672	285.586	2250	115,984	97,277	316.356
1360	62,963	51,656	286.439	2300	119,035	99,912	317.695
1380	64,116	52,643	287.283	2350	122,091	102,552	319.011
1400	65,271	53,631	288.106	2400	125,152	105,197	320.302
1420	66,427	54,621	288.934	2450	128,219	107,849	321.566
1440	67,586	55,614	289.743	2500	131,290	110,504	322.808
1460	68,748	56,609	290.542	2550	134,368	113,166	324.026
1480	66,911	57,606	291.333	2600	137,449	115,832	325.222
1500	71,078	58,606	292.114	2650	140,533	118,500	326.396
1520	72,246	59,609	292.888	2700	143,620	121,172	327.549
1540	73,417	60,613	292.654	2750	146,713	123,849	328.684
1560	74,590	61,620	294.411	2800	149,808	126,528	329.800
1580	76,767	62,630	295.161	2850	152,908	129,212	330.896
1600	76,944	63,741	295.901	2900	156,009	131,898	331.975
1620	78,123	64,653	296.632	2950	159,117	134,589	333.037
1640	79,303	65,668	297.356	3000	162,226	137,283	334.084
1660	80,486	66,592	298.072	3050	165,341	139,982	335.114
1680	81,670	67,702	298.781	3100	168,456	142,681	336.126
1700	82,856	68,721	299.482	3150	171,576	145,385	337.124
1720	84,043	69,742	300.177	3200	174,695	148,089	338.109
1740	85,231	70,764	300.863	3250	177,822	150,801	339.069

ANEXO 7 (TABLA A.7 propiedades de gas Monóxido de Carbono)

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	17,611	12,622	218.204
220	6,391	4,562	188.683	610	17,915	12,843	218.708
230	6,683	4,771	189.980	620	18,221	13,066	219.205
240	6,975	4,979	191.221	630	18,527	13,289	219.695
250	7,266	5,188	192.411	640	18,833	13,512	220.179
260	7,558	5,396	193.554	650	19,141	13,736	220.656
270	7,849	5,604	194.654	660	19,449	13,962	221.127
280	8,140	5,812	195.713	670	19,758	14,187	221.592
290	8,432	6,020	196.735	680	20,068	14,414	222.052
298	8,669	6,190	197.543	690	20,378	14,641	222.505
300	8,723	6,229	197.723	700	20,690	14,870	222.953
310	9,014	6,437	198.678	710	21,002	15,099	223.396
320	9,306	6,645	199.603	720	21,315	15,328	223.833
330	9,597	6,854	200.500	730	21,628	15,558	224.265
340	9,889	7,062	201.371	740	21,943	15,789	224.692
350	10,181	7,271	202.217	750	22,258	16,022	225.115
360	10,473	7,480	203.040	760	22,573	16,255	225.533
370	10,765	7,689	203.842	770	22,890	16,488	225.947
380	11,058	7,899	204.622	780	23,208	16,723	226.357
390	11,351	8,108	205.383	790	23,526	16,957	226.762
400	11,644	8,319	206.125	800	23,844	17,193	227.162
410	11,938	8,529	206.850	810	24,164	17,429	227.559
420	12,232	8,740	207.549	820	24,483	17,665	227.952
430	12,526	8,951	208.252	830	24,803	17,902	228.339
440	12,821	9,163	208.929	840	25,124	18,140	228.724
450	13,116	9,375	209.593	850	25,446	18,379	229.106
460	13,412	9,587	210.243	860	25,768	18,617	229.482
470	13,708	9,800	210.880	870	26,091	18,858	229.856
480	14,005	10,014	211.504	880	26,415	19,099	230.227
490	14,302	10,228	212.117	890	26,740	19,341	230.593
500	14,600	10,443	212.719	900	27,066	19,583	230.957
510	14,898	10,658	213.310	910	27,392	19,826	231.317
520	15,197	10,874	213.890	920	27,719	20,070	231.674
530	15,497	11,090	214.460	930	28,046	20,314	232.028
540	15,797	11,307	215.020	940	28,375	20,559	232.379
550	16,097	11,524	215.572	950	28,703	20,805	232.727
560	16,399	11,743	216.115	960	29,033	21,051	233.072
570	16,701	11,961	216.649	970	29,362	21,298	233.413
580	17,003	12,181	217.175	980	29,693	21,545	233.752
590	17,307	12,401	217.693	990	30,024	21,793	234.088

Propiedades de gas ideal del monóxido de carbono, CO (conclusión)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
1000	30,355	22,041	234.421	1760	56,756	42,123	253.991
1020	31,020	22,540	235.079	1780	57,473	42,673	254.398
1040	31,688	23,041	235.728	1800	58,191	43,225	254.797
1060	32,357	23,544	236.364	1820	58,910	43,778	255.194
1080	33,029	24,049	236.992	1840	59,629	44,331	255.587
1100	33,702	24,557	237.609	1860	60,351	44,886	255.976
1120	34,377	25,065	238.217	1880	61,072	45,441	256.361
1140	35,054	25,575	238.817	1900	61,794	45,997	256.743
1160	35,733	26,088	239.407	1920	62,516	46,552	257.122
1180	36,406	26,602	239.989	1940	63,238	47,108	257.497
1200	37,095	27,118	240.663	1960	63,961	47,665	257.868
1220	37,780	27,637	241.128	1980	64,684	48,221	258.236
1240	38,466	28,426	241.686	2000	65,408	48,780	258.600
1260	39,154	28,678	242.236	2050	67,224	50,179	259.494
1280	39,844	29,201	242.780	2100	69,044	51,584	260.370
1300	40,534	29,725	243.316	2150	70,864	52,988	261.226
1320	41,226	30,251	243.844	2200	72,688	54,396	262.065
1340	41,919	30,778	244.366	2250	74,516	55,809	262.887
1360	42,613	31,306	244.880	2300	76,345	57,222	263.692
1380	43,309	31,836	245.388	2350	78,178	58,640	264.480
1400	44,007	32,367	245.889	2400	80,015	60,060	265.253
1420	44,707	32,900	246.385	2450	81,852	61,482	266.012
1440	45,408	33,434	246.876	2500	83,692	62,906	266.755
1460	46,110	33,971	247.360	2550	85,537	64,335	267.485
1480	46,813	34,508	247.839	2600	87,383	65,766	268.202
1500	47,517	35,046	248.312	2650	89,230	67,197	268.905
1520	48,222	35,584	248.778	2700	91,077	68,628	269.596
1540	48,928	36,124	249.240	2750	92,930	70,066	270.285
1560	49,635	36,665	249.695	2800	94,784	71,504	270.943
1580	50,344	37,207	250.147	2850	96,639	72,945	271.602
1600	51,053	37,750	250.592	2900	98,495	74,383	272.249
1620	51,763	38,293	251.033	2950	100,352	75,825	272.884
1640	52,472	38,837	251.470	3000	102,210	77,267	273.508
1660	53,184	39,382	251.901	3050	104,073	78,715	274.123
1680	53,895	39,927	252.329	3100	105,939	80,164	274.730
1700	54,609	40,474	252.751	3150	107,802	81,612	275.326
1720	55,323	41,023	253.169	3200	109,667	83,061	275.914
1740	56,039	41,572	253.582	3250	111,534	84,513	276.494

ANEXO 8 (TABLA A.8 propiedades de gas ideal Vapor de Agua)

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H₂O

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
0	0	0	0	600	20,402	15,413	212.920
220	7,295	5,466	178.576	610	20,765	15,693	213.529
230	7,628	5,715	180.054	620	21,130	15,975	214.122
240	7,961	5,965	181.471	630	21,495	16,257	214.707
250	8,294	6,215	182.831	640	21,862	16,541	215.285
260	8,627	6,466	184.139	650	22,230	16,826	215.856
270	8,961	6,716	185.399	660	22,600	17,112	216.419
280	9,296	6,968	186.616	670	22,970	17,399	216.976
290	9,631	7,219	187.791	680	23,342	17,688	217.527
298	9,904	7,425	188.720	690	23,714	17,978	218.071
300	9,966	7,472	188.928	700	24,088	18,268	218.610
310	10,302	7,725	190.030	710	24,464	18,561	219.142
320	10,639	7,978	191.098	720	24,840	18,854	219.668
330	10,976	8,232	192.136	730	25,218	19,148	220.189
340	11,314	8,487	193.144	740	25,597	19,444	220.707
350	11,652	8,742	194.125	750	25,977	19,741	221.215
360	11,992	8,998	195.081	760	26,358	20,039	221.720
370	12,331	9,255	196.012	770	26,741	20,339	222.221
380	12,672	9,513	196.920	780	27,125	20,639	222.717
390	13,014	9,771	197.807	790	27,510	20,941	223.207
400	13,356	10,030	198.673	800	27,896	21,245	223.693
410	13,699	10,290	199.521	810	28,284	21,549	224.174
420	14,043	10,551	200.350	820	28,672	21,855	224.651
430	14,388	10,813	201.160	830	29,062	22,162	225.123
440	14,734	11,075	201.955	840	29,454	22,470	225.592
450	15,080	11,339	202.734	850	29,846	22,779	226.057
460	15,428	11,603	203.497	860	30,240	23,090	226.517
470	15,777	11,869	204.247	870	30,635	23,402	226.973
480	16,126	12,135	204.982	880	31,032	23,715	227.426
490	16,477	12,403	205.705	890	31,429	24,029	227.875
500	16,828	12,671	206.413	900	31,828	24,345	228.321
510	17,181	12,940	207.112	910	32,228	24,662	228.763
520	17,534	13,211	207.799	920	32,629	24,980	229.202
530	17,889	13,482	208.475	930	33,032	25,300	229.637
540	18,245	13,755	209.139	940	33,436	25,621	230.070
550	18,601	14,028	209.795	950	33,841	25,943	230.499
560	18,959	14,303	210.440	960	34,247	26,265	230.924
570	19,318	14,579	211.075	970	34,653	26,588	231.347
580	19,678	14,856	211.702	980	35,061	26,913	231.767
590	20,039	15,134	212.320	990	35,472	27,240	232.184

Propiedades de gas ideal del vapor de agua, H₂O (conclusión)

T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K	T K	\bar{h} kJ/kmol	\bar{u} kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
1000	35,882	27,568	232.597	1760	70,535	55,902	258.151
1020	36,709	28,228	233.415	1780	71,523	56,723	258.708
1040	37,542	28,895	234.223	1800	72,513	57,547	259.262
1060	38,380	29,567	235.020	1820	73,507	58,375	259.811
1080	39,223	30,243	235.806	1840	74,506	59,207	260.357
1100	40,071	30,925	236.584	1860	75,506	60,042	260.898
1120	40,923	31,611	237.352	1880	76,511	60,880	261.436
1140	41,780	32,301	238.110	1900	77,517	61,720	261.969
1160	42,642	32,997	238.859	1920	78,527	62,564	262.497
1180	43,509	33,698	239.600	1940	79,540	63,411	263.022
1200	44,380	34,403	240.333	1960	80,555	64,259	263.542
1220	45,256	35,112	241.057	1980	81,573	65,111	264.059
1240	46,137	35,827	241.773	2000	82,593	65,965	264.571
1260	47,022	36,546	242.482	2050	85,156	68,111	265.838
1280	47,912	37,270	243.183	2100	87,735	70,275	267.081
1300	48,807	38,000	243.877	2150	90,330	72,454	268.301
1320	49,707	38,732	244.564	2200	92,940	74,649	269.500
1340	50,612	39,470	245.243	2250	95,562	76,855	270.679
1360	51,521	40,213	245.915	2300	98,199	79,076	271.839
1380	52,434	40,960	246.582	2350	100,846	81,308	272.978
1400	53,351	41,711	247.241	2400	103,508	83,553	274.098
1420	54,273	42,466	247.895	2450	106,183	85,811	275.201
1440	55,198	43,226	248.543	2500	108,868	88,082	276.286
1460	56,128	43,989	249.185	2550	111,565	90,364	277.354
1480	57,062	44,756	249.820	2600	114,273	92,656	278.407
1500	57,999	45,528	250.450	2650	116,991	94,958	279.441
1520	58,942	46,304	251.074	2700	119,717	97,269	280.462
1540	59,888	47,084	251.693	2750	122,453	99,588	281.464
1560	60,838	47,868	252.305	2800	125,198	101,917	282.453
1580	61,792	48,655	252.912	2850	127,952	104,256	283.429
1600	62,748	49,445	253.513	2900	130,717	106,605	284.390
1620	63,709	50,240	254.111	2950	133,486	108,959	285.338
1640	64,675	51,039	254.703	3000	136,264	111,321	286.273
1660	65,643	51,841	255.290	3050	139,051	113,692	287.194
1680	66,614	52,646	255.873	3100	141,846	116,072	288.102
1700	67,589	53,455	256.450	3150	144,648	118,458	288.999
1720	68,567	54,267	257.022	3200	147,457	120,851	289.884
1740	69,550	55,083	257.589	3250	150,272	123,250	290.756

ANEXO 9 (TABLA A.9 Entalpía de formación de formación)

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm

Sustancia	Fórmula	\bar{h}_f° kJ/kmol	\bar{g}_f° kJ/kmol	\bar{s}° kJ/kmol · K
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Agua	$H_2O(l)$	-285,830	-237,180	69.92
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	-235,310	-168,570	282.59
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(l)$	-277,690	-174,890	160.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	-200,670	-162,000	239.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(l)$	-238,660	-166,360	126.80
Amoniaco	$NH_3(g)$	-46,190	-16,590	192.33
Benceno	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
n-butano	$C_4H_{10}(g)$	-126,150	-15,710	310.12
Carbón	$C(s)$	0	0	5.74
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	-393,520	-394,360	213.80
n-dodecano	$C_{12}H_{25}(g)$	-291,010	+50,150	622.83
Etano	$C_2H_6(g)$	-84,680	-32,890	229.49
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	130.68
Hidrógeno	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Hidroxilo	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70
Metano	$CH_4(g)$	-74,850	-50,790	186.16
Monóxido de carbono	$CO(g)$	-110,530	-137,150	197.65
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	191.61
Nitrógeno	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
n-octano	$C_8H_{18}(g)$	-208,450	+16,530	466.73
n-octano	$C_8H_{18}(l)$	-249,950	+6,610	360.79
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	205.04
Oxígeno	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	-136,310	-105,600	232.63
Propano	$C_3H_8(g)$	-103,850	-23,490	269.91
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Vapor de agua	$H_2O(g)$	-241,820	-228,590	188.83

Fuente: De JANAF, *Thermochemical Tables*, Midland, MI, Dow Chemical Co., 1971. *Selected Values of Chemical Thermodynamic Properties*, NBS Technical Note 270-3, 1968; y *API Research Project 44*, Carnegie Press, 1953.

ANEXO 10 (Propiedades de algunos Combustibles)

Propiedades de algunos combustibles e hidrocarburos comunes

Combustible (fase)	Fórmula	Masa molar, kg/kmol	Densidad, ¹ kg/L	Entalpía de vaporización, ² kJ/kg	Calor específico, ¹ c_p , kJ/kg · K	Poder calorífico superior, ³ kJ/kg	Poder calorífico inferior, ³ kJ/kg
Acetileno (g)	C_2H_2	26.038	—	—	1.69	49,970	48,280
Benceno (ℓ)	C_6H_6	78.114	0.877	433	1.72	41,800	40,100
Butano (ℓ)	C_4H_{10}	58.123	0.579	362	2.42	49,150	45,370
Carbono (s)	C	12.011	2	—	0.708	32,800	32,800
Decano (ℓ)	$C_{10}H_{22}$	142.285	0.730	361	2.21	47,640	44,240
Diesel ligero (ℓ)	$C_nH_{1.8n}$	170	0.78–0.84	270	2.2	46,100	43,200
Diesel pesado (ℓ)	$C_nH_{1.7n}$	200	0.82–0.88	230	1.9	45,500	42,800
Etano (g)	C_2H_6	30.070	—	172	1.75	51,900	47,520
Etanol (ℓ)	C_2H_6O	46.069	0.790	919	2.44	29,670	26,810
Gas natural (g)	$C_nH_{3.8n}N_{0.1n}$	18	—	—	2	50,000	45,000
Gasolina (ℓ)	$C_nH_{1.87n}$	100–110	0.72–0.78	350	2.4	47,300	44,000
Heptano (ℓ)	C_7H_{16}	100.204	0.684	365	2.24	48,100	44,600
Hexano (ℓ)	C_6H_{12}	84.161	0.673	392	1.84	47,500	44,400
Hexeno (ℓ)	C_6H_{14}	86.177	0.660	366	2.27	48,310	44,740
Hidrógeno (g)	H_2	2.016	—	—	14.4	141,800	120,000
Isopentano (ℓ)	C_5H_{12}	72.150	0.626	—	2.32	48,570	44,910
Metano (g)	CH_4	16.043	—	509	2.20	55,530	50,050
Metanol (ℓ)	CH_4O	32.042	0.790	1168	2.53	22,660	19,920
Monóx. de carbono (g)	CO	28.013	—	—	1.05	10,100	10,100
Octano (ℓ)	C_8H_{18}	114.231	0.703	363	2.23	47,890	44,430
1-Penteno (ℓ)	C_5H_{10}	70.134	0.641	363	2.20	47,760	44,630
Propano (ℓ)	C_3H_8	44.097	0.500	335	2.77	50,330	46,340
Tolueno (ℓ)	C_7H_8	92.141	0.867	412	1.71	42,400	40,500

¹A 1 atm y 20°C.

²A 25°C para combustibles líquidos, y 1 atm y temperatura normal de ebullición para combustibles gaseosos.

³A 25°C. Multiplique por la masa molar para obtener los valores caloríficos en kJ/kmol.