

Análisis de un motor a gasolina 4 cilindros de 1.4 lt de un Chevrolet Sail 2012

Carlos Daniel Chávez Torres

Universidad Internacional SEK

Nota del autor

Carlos Daniel Chávez Torres, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Internacional SEK;

Director Ing. Santiago Celi

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

chaveztorresdaniel@gmail.com

Declaración Juramentada

Yo, CARLOS DANIEL CHAVEZ TORRES, con cédula de identidad 172075065-1, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado a calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

CARLOS DANIEL CHAVEZ TORRES

C.I.: 172074065-1

Agradecimientos

Agradezco a Dios por ser mi guía día a día, a mis padres por su apoyo incondicional y por su infinito amor, a mis profesores por ser las personas que me guiaron durante toda mi carrera de Ingeniería Mecánica y a mis amigos por brindarme su apoyo en todo momento y por lo vivido en los años de universidad.

Dedicatoria

A Dios por guiarme siempre por el camino del bien, por darme la sabiduría para lograr mis metas,
a mis padres por darme la vida, por su apoyo incondicional, por brindarme su cariño en todo momento y por enseñarme que todo el esfuerzo que uno realiza para alcanzar un objetivo vale la pena.

A mis hermanos por su inmenso cariño, por su apoyo y por brindarme sus consejos cuando más los necesitaba.

A Nicole R. por su amor incondicional, por todo el apoyo y la confianza en mí para alcanzar este gran objetivo.

De manera muy especial a Jitsuka “Mi blanquita” Chávez por su fiel amistad, su lealtad, su cariño y por acompañarme a lo largo de mi carrera y por todos los lindos momentos compartidos

Contenido

Resumen	17
Abstract	18
Introduccion	19
El Motor a Gasolina.	19
Elementos de Inflamación.....	20
El aire	20
El combustible.....	20
La combustión.....	20
Sistemas Auxiliares.	20
El sistema de alimentación de aire.	21
El sistema de alimentación de combustible.....	21
El sistema de lubricación.....	21
El sistema de refrigeración.....	21
El sistema de ayuda para el arranque.	22
El sistema de distribución.	22
Clasificación de los Motores de Combustión Interna.	22
Por el tipo de Combustible.....	22
Motores Otto.	22
Motores Diésel.	23
Por el modo de trabajo:	24

Por el tipo de refrigeración:.....	24
Por la Disposición de los Cilindros.....	24
Motores en línea:.....	24
Motores en V:.....	24
Motores de cilindros opuestos:.....	25
Motores de cilindros radiales:.....	25
Por la Carrera del Pistón.....	26
Motor largo.....	26
Motor cuadrado.....	26
Motor supercuadrado:.....	26
Por la Forma de la Cámara de Combustión.....	26
Hemisférica.....	27
De tina.....	27
En forma de cuña.....	28
Principio de Funcionamiento de un Motor de Cuatro Tiempos.....	29
Punto muerto superior (P.M.S.).....	30
Punto muerto inferior (P.M.I.).....	30
Cámara de combustión.....	30
Admisión.....	31
Compresión.....	31
Expansión o fuerza.....	32

Escape.....	33
Chevrolet, Generalidades.	34
Chevrolet Sail.....	35
Primera Generación.....	36
Segunda Generación.....	37
Metodo	37
Cálculo Termodinámico del Motor de Combustión Interna.	39
Carácter de los procesos de admisión.....	39
Datos Técnicos para el cálculo del motor del Vehículo Chevrolet Sail 1.4 litros.....	39
Composición química de los combustibles.	39
Nociones sobre las Propiedades de los Combustibles.....	40
Calor latente de evaporación.	40
Densidad y peso específico.	40
Poder calorífico.	41
Contenido en azufre y acidez.	41
Contenido de gomas.....	41
Filtrabilidad.	41
Punto de inflamación.....	41
Punto de congelación.	41
Cantidad Teórica de Aire Necesaria para la Combustión de 1kg de Oxígeno.	42
Cantidad de Aire para la Combustión de 1 kg de Combustible.	43

Coefficiente de exceso de aire (α).....	43
Cantidad total de mezcla (M_1).....	44
Cantidad de cada uno de los componentes de la combustión (M_2).	45
Diferencia de los productos de combustión.	47
Parámetros del proceso de admisión.	47
Densidad de la carga en la admisión	48
Presión al Final de la Admisión (P_a).....	48
Temperatura de Calentamiento de la Carga (ΔT).....	49
Cantidad de Gases Residuales (γ_r).	49
Temperatura al Finalizar la Admisión (T_r).	51
Coefficiente de Llenado (η_v).....	52
Diversos factores que influyen sobre el coeficiente de llenado.	52
Compresión en el Ciclo Real.....	54
Relación de Compresión (ε).....	54
Relación de compresión geométrica.....	54
Relación de compresión real.	55
Coefficiente Politrópico (n_1).....	55
Presión de compresión (p_c).....	56
Temperatura de Compresión (T_c).	56
Carácter del proceso de compresión.....	57
Combustión en el Ciclo Real.....	57

Variación de la Velocidad de Propagación de la Llama.	58
Factores que influyen en la duración calentamiento de la combustión.	59
Combustión Detonante.	59
Dimensiones de los cilindros y sus números.	61
Composición de la Mezcla.	61
Numero de Revoluciones del Motor.	61
Temperatura de Combustión (T_z).	62
Presión en la Combustión (P_z).	66
Expansión en el Ciclo Real.	67
Proceso de expansión en el ciclo.	67
Grado de expansión.	68
Temperatura al Final de la Expansión (T_b).	68
Presión al Final de la Expansión (P_b).	69
Presión Media de un Ciclo Potencia y Rendimiento Económico de un Motor.	69
Presión Media Indicada en un Ciclo.	69
Motor encendido por chispa (P_i).	69
Potencia Indicada de un Motor (N_i).	70
Trabajo Indicado (L_i).	71
Perdidas Mecánicas en el Motor (N_m).	71
Potencia Efectiva y Rendimiento Mecánico de un Motor.	72
Potencia efectiva (N_e).	72

ANÁLISIS DE UN MOTOR A GASOLINA DE UN CHEVOLET SAIL 2012	10
Rendimiento mecánico de un motor (η_m).....	72
Variación del Rendimiento Mecánico en Función de la Carga.....	72
Presión de las Pérdidas Mecánicas.....	73
Economía y Rendimiento de un Motor.	73
Gasto específico indicado de combustible (g_i).	73
El gasto de combustible (g_e).	73
El Rendimiento Indicado (η_i).	74
Rendimiento Efectivo (η_e).....	74
Análisis de los Factores que Influyen en la Economía y en la Potencia del Motor.	75
Factores que influyen en el rendimiento económico de un motor.	75
Factores que influyen en la potencia del motor.....	75
Balance Térmico del Motor.....	77
Cantidad total de Calor (Q_0).	78
Calor Equivalente al Trabajo Efectivo (Q_e).....	79
Calor Cedido al Medio Refrigerante (q_{ref}).....	79
Calor que Llevan del Motor los Gases de Escape (Q_g).	80
Calor del Combustible que se Desaprovecha (Q_{ci}).....	81
Termino Independiente (Q_{rest}).....	82
Diagrama del Balance Térmico.....	82
Elección de los Principales Parámetros Estructurales.....	82
Elección del Tipo de Motor y del Número de Disposición de los Cilindros.....	83

ANALISIS DE UN MOTOR A GASOLINA DE UN CHEVOLET SAIL 2012	11
Índices Principales de los Motores del Automóvil.....	83
Elección de las Relaciones S/D y $\lambda = R/L$	85
Calculo de Resistencia Mecánica de Cigüeñales y Cojinetes del Motor.	87
Construcción y Definición de las Medidas del Volante.	88
Como datos iniciales se tiene:	88
Fundamentos Hidrodinámicos de la Teoría del Lubricante.	90
Materiales utilizados.	91
Cálculo de Resistencia Mecánica del Grupo de Movimiento Alternativo.	92
Pistones.....	92
Materiales de construcción.....	93
Cálculo Térmico y de Tensiones de Deformación del Pistón.	94
Cálculos del pistón.	96
Tensión de la cabeza del pistón.....	96
Cálculo del bulón.	102
Cálculo de los segmentos.	103
Cálculo de los segmentos.	104
Cálculo General de las Válvulas.	105
Resultados	107
Datos referenciales y calculados del motor Chevrolet Sail 1.4 lt.....	109
Cálculo del Combustible.	110
Cálculo del Ciclo de Admisión.	112

ANALISIS DE UN MOTOR A GASOLINA DE UN CHEVOLET SAIL 2012	12
Cálculo del Ciclo de Compresión.....	113
Cálculo del Ciclo de Expansión.	115
Cálculo de Fuerzas.	118
Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Admisión.	118
Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Compresión.....	119
Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Expansión.	119
Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Escape.....	120
Resumen de los Datos Generales Calculados del Motor del Chevrolet Sail 1.4 lt.....	124
Graficas de las distintas Fuerzas que ejerce el Pistón en el Cilindro con respecto al Angulo de giro del Cigüeñal.	126
Fuerza que actúa en el área del pistón.....	126
Fuerza que actúa a lo largo de la biela.	127
Velocidad del pistón.....	128
Desplazamiento del pistón.	129
Discusion.....	132
Conclusiones	132
Recomendaciones.....	133
Bibliografia.....	134
Anexos.....	139

Índice de Figuras

Figura 1. Motor a Gasolina	20
Figura 2. Motor Otto	23
Figura 3. Motor Diesel	23
Figura 4. Motor en línea.....	24
Figura 5. Motor en V.....	25
Figura 6 . Motor de cilindros opuestos.....	25
Figura 7. Motor de cilindros radiales	26
Figura 8. Cámara de combustión de forma hemisférica.....	27
Figura 9. Cámara de combustión en forma de tina.	28
Figura 10. Cámara de combustión en forma de tina.....	29
Figura 11. Ciclo de trabajo de un motor de 4 tiempos	29
Figura 12. Tiempo de Admisión	31
Figura 13. Tiempo de Compresión.....	32
Figura 14. Tiempo de expansión o fuerza	32
Figura 15. Tiempo de escape.....	33
Figura 16. Chevrolet Sail Primera Generación	36
Figura 17 . Chevrolet Sail Segunda Generación	37
Figura 18. Límites de variación del coeficiente α en función de la carga.....	44
Figura 19. Variación de la temp T_a ($T_o = 288^\circ\text{K}$) en función del coeficiente.....	51
Figura 20. Variación de $T_a = f(\Delta T)$ ($T_o = 288^\circ\text{K}$),.....	51
Figura 21. Influencia del régimen de velocidad (n) sobre el llenado de motor.....	53
Figura 22. Variación de la presión P_a , los coeficientes η_v , γ_r en función del motor 4L.....	53

Figura 23. Variación de varios factores que caracterizan el proceso de llenado en función de la frecuencia de rotación, siendo óptimas las fases de distribución de los gases.	53
Figura 24. Influencia del régimen de velocidad del motor sobre el coeficiente η_v para diferentes cargas.....	54
Figura 25. Variación de exp. Politrópico de compresión (n_1) en función de la frecuencia de rotación (Diferencia apertura de mariposa de aceleración).....	56
Figura 26. Función estadística del índice de octanos del combustible para el motor 4L, cuyo $D = 73.8$ mm	60
Figura 27. Influencia de la velocidad de rotación n en el carácter de los diagramas indicados.....	62
Figura 28. Expansión en el ciclo real	67
Figura 29. Variación del exponente politropico de expansión n_2 en función de la carga	68
Figura 30. Diagramas teórico y real de un motor con encendido por chispa.	70
Figura 31. Variación del rendimiento mecánico en función de la carga	72
Figura 32. Relación entre las pérdidas mecánicas P_m y la velocidad media del pistón V_p	73
Figura 33. Carácter de la variación de los índices principales de un motor de carburador en función de la carga a $n = \text{const}$	75
Figura 34. Influencia de la composición de la mezcla de combustible en el rendimiento económico y en la potencia del motor.....	77
Figura 35. Diagrama del balance térmico	82
Figura 36. Distribución de las temperaturas del pistón	95
Figura 37. Concentraciones de tensiones en el pistón.....	96
Figura 38. Medidas para la construcción del pistón.....	102

Tabla 1. Datos técnicos del Chevrolet Sail 1,4 lt.	39
Tabla 2. Velocidad de propagación de la llama.	59
Tabla 3. Temperatura de combustión.	66
Tabla 4. Características del motor del Chevrolet Sail 1,4 lt.	84
Tabla 5. Pistones de aleación de Aluminio - Silicio.	94
Tabla 6. Dimensiones estructurales de los segmentos.	104
Tabla 7. Datos referenciales brindados por el fabricante y datos calculados del motor.	109
Tabla 8. Datos de referencia para el cálculo del combustible	110
Tabla 9. Datos de referencia obtenidos para el cálculo de admisión	112
Tabla 10. Datos obtenidos del cálculo de compresión.	113
Tabla 11. Datos de referencia para el cálculo de expansión.	113
Tabla 12. Datos obtenidos del cálculo de compresión.	114
Tabla 13. Datos de referencia para el cálculo de expansión	115
Tabla 14. Datos obtenidos del cálculo de expansión.	115
Tabla 15. Datos obtenidos del cálculo de escape.	116
Tabla 16. Datos de referencia obtenidos para el cálculo de las fuerzas que ejerce el pistón en el cilindro en el ciclo de admisión, compresión, expansión y escape.	118
Tabla 17. Datos obtenidos del cálculo de la fuerza que ejerce en el pistón en el cilindro en el ciclo de admisión.	118
Tabla 18. Datos obtenidos del cálculo de la fuerza que ejerce en el ciclo de compresión.	119
Tabla 19. Datos obtenidos del cálculo de la fuerza que ejerce en el ciclo de expansión.	119
Tabla 20. Datos obtenidos del cálculo de la fuerza que ejerce en el ciclo de escape.	120
Tabla 21. Datos obtenidos del cálculo de la presión que ejerce el pistón con respecto al volumen del cilindro y el ángulo de giro del cigüeñal.	121

Tabla 22. Datos obtenidos del calculo de la presion que ejerce el piston con respecto al angulo de giro del cigueñal	123
Tabla 23. Datos generales calculados del motor	124

Índice de Graficas

Grafica 1. Análisis de combustible.....	111
Grafica 2. Análisis del aumento de presión y temperatura.....	116
Grafica 3. Análisis de fuerzas.....	120
Grafica 4. Análisis de Presión – Volumen	122
Grafica 5.Análisis de Presión – Angulo de giro del cigüeñal	123
Grafica 6 .Fuerza que se aplica en el área del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.	126
Grafica 7. Fuerza que actúa a lo largo de la biela con respecto al giro del cigüeñal.	127
Grafica 8. Velocidad del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal	128
Grafica 9. Desplazamiento del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal	129
Grafica 10. Fuerza tangencial de la biela con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.....	130

Índice de Anexos

Anexo 1. Ficha Técnica del Chevrolet Sail 1.4 lt 2012.....	140
Anexo 2. Compartimiento del motor.....	141
Anexo 3.Especificaciones mecánicas del motor	142
Anexo 4.Especificaciones mecánicas del motor	143
Anexo 5.Especificaciones mecánicas del motor	144
Anexo 6.Especificaciones mecánicas del motor	145

RESUMEN

El presente trabajo de fin de carrera tiene como objetivo principal realizar el análisis de un motor a gasolina de un Chevrolet Sail 1.4 lt. Utilizando los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, se realizaran cálculos térmicos, cinemáticos y mecánicos de dicho motor, para tener una idea clara de cómo es funcionamiento del mismo.

Para el presente análisis se van a exponer datos de referencia del vehículo brindados por el fabricante, que serán de gran ayuda para realizar los cálculos respectivos, y complementando con datos existentes en diversas fuentes bibliográficas, se determinara de manera gráfica las características de este motor en particular.

ABSTRACT

This final project has as main objective the analysis of a gasoline engine of a Chevrolet Sail 1.4. It. Using the knowledge acquired throughout the career of Mechanical Engineering Automotive, thermal calculations, kinematic and mechanical engine that will be made to have a clear idea of how it is functioning.

For this analysis are to expose reference data of the vehicle provided by the manufacturer, which will be helpful to perform such calculations, and complementing existing data in various literature sources, is determined graphically the characteristics of this engine particular.

INTRODUCCION

El presente trabajo de fin de carrera tiene como objetivo general realizar los cálculos térmicos, cinemáticos y mecánicos de un motor a gasolina de un Chevrolet Sail 1.4 lt, para tener una idea clara de cómo es el funcionamiento del motor estudiado. Los objetivos específicos son el análisis de las presiones y temperaturas que varían según el ciclo de admisión, compresión, expansión y escape. Además se realizará el análisis de las distintas fuerzas que ejerce el pistón en el cilindro conforme va variando el ángulo de giro del cigüeñal, para realizar las respectivas gráficas y así entender cómo varían a lo largo del ciclo del trabajo del motor seleccionado.

“El motor de combustión interna, está formado por un conjunto de piezas, sincronizadas entre sí, que transforman la energía calorífica del combustible en energía mecánica”. (JARA, 2005). La combustión se realiza por una alta compresión en el interior de los cilindros.

El motor proporciona la energía mecánica necesaria para la propulsión de vehículos, tractores, embarcaciones, grupos electrógenos, bombas y maquinarias en general. (JARA, 2005, pág. 6)

El Motor a Gasolina.

Los motores a gasolina son sistemas termodinámicos formados por diversos mecanismos como se observa en la Figura 1.

Algunas partes como los pistones, cilindros, válvulas de admisión y válvulas de escape, entre otras piezas fijas y móviles tienen la función principal de “utilizar de forma efectiva y precisa la energía química del combustible y convertirla en trabajo mecánico que termine por generar movimiento en el automóvil”. (www.Todos Autos.com, 2013)

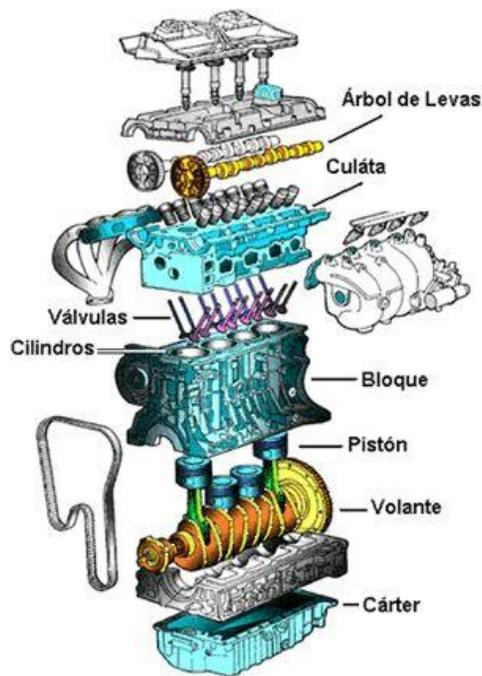


Figura 1. Motor a Gasolina

Fuente: <http://www.maestrojuandeavila.es/tecnologia/temas/mec/mec.htm>

Elementos de Inflamación.

El aire.- Es un gas compuesto de 21% de oxígeno y 78% de nitrógeno aproximadamente, suministra el oxígeno necesario para quemar el combustible en los motores de gasolina o diésel.

(JARA, 2005, pág. 5)

El combustible.- Es todo cuerpo que al combinarse con el oxígeno del aire arde con desprendimiento de calor, en el caso de los motores de combustión interna en, el combustible es un derivado del petróleo crudo que contiene hidrocarburos, susceptible de formar mezclas carburantes. (JARA, 2005, pág. 5)

La combustión.- Es el proceso de combinación violenta de oxígeno con el combustible (JARA, 2005, pág. 5).

Sistemas Auxiliares.

El motor está constituido por los siguientes sistemas auxiliares:

El sistema de alimentación de aire.

Este sistema adecua el suministro de aire necesario para combustión en cuanto a su calidad. Es de suma importancia para el funcionamiento y la vida del motor, ya que debe suministrar el aire en cantidad necesaria y además retener partículas sólidas que tiene el aire en suspensión.

Este sistema toma aire del medio ambiente, separa las impurezas en estado sólido y lo conduce hasta el múltiple de admisión o hasta el carburador. (Moreno, 2005)

El sistema de alimentación de combustible.

El sistema de alimentación de combustible de un motor Otto consta de un depósito, una bomba de combustible y un dispositivo dosificador de combustible que vaporiza o atomiza el combustible desde el estado líquido, en las proporciones correctas para poder ser quemado. (Index Sistemas Auxiliares del Motor de Combustion Interna, 2015)

El sistema de lubricación.

Este sistema es el que mantiene lubricadas todas las partes móviles de un motor, a la vez que sirve como medio refrigerante.

Tiene importancia porque mantiene en movimiento mecanismos con elementos que friccionan entre sí, que de otro modo se engranarían, agravándose este fenómeno con la alta temperatura reinante en el interior del motor. (Lopez, 2011, pág. 2)

El sistema de refrigeración.

La temperatura que se alcanza en los cilindros, es muy elevada, por lo que es necesario refrigerarlos.

La refrigeración es el conjunto de elementos, que tienen como misión eliminar el exceso de calor acumulado en el motor, debido a las altas temperaturas, que alcanza con las explosiones y

llevarlo a través del medio empleado, al exterior. La temperatura normal de funcionamiento oscila entre los 75° y los 90°. (Mecanica del Automovil, 2015)

El sistema de ayuda para el arranque.

Para arrancar el motor del automóvil, el cigüeñal debe girar lo suficientemente a prisa para que la mezcla de aire y combustible se introduzca en los cilindros.

Este trabajo lo hace un arrancador eléctrico o motor de arranque. Convierte energía eléctrica de la batería en energía mecánica, que hace girar al cigüeñal. (Leonidez, 2011, pág. 34)

El sistema de distribución.

Cada cilindro toma el combustible y expulsa los gases a través de válvulas de cabezal o válvulas deslizantes.

Un muelle mantiene cerradas las válvulas hasta que se abren en el momento adecuado, al actuar las levas de un árbol de levas rotatorio movido por el cigüeñal, estando el conjunto coordinado mediante la cadena o la correa de distribución. (Index Sistemas Auxiliares del Motor de Combustion Interna, 2015)

Clasificación de los Motores de Combustión Interna.

Por el tipo de Combustible.

Motores Otto.

El motor de gasolina es un motor alternativo, de combustión interna, con encendido por chispa, de cuatro tiempos como se indica en la Figura 2, que “convierte la energía química que contiene el combustible en energía cinética”. (Educativa.catedu.es)

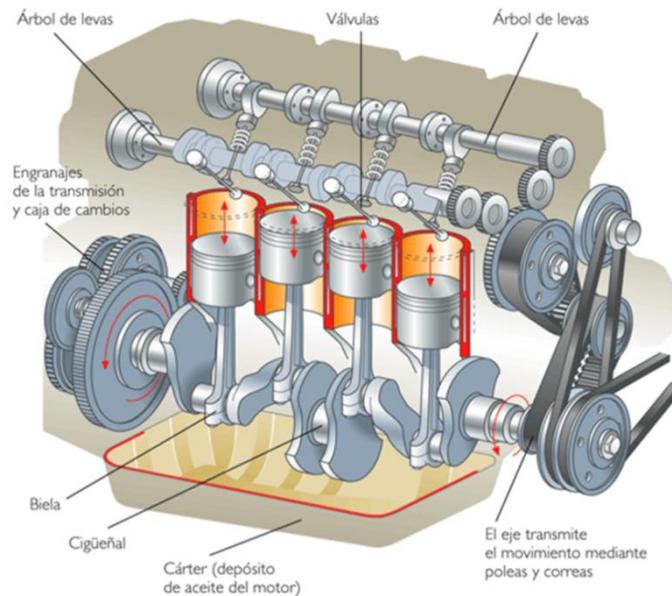


Figura 2. Motor Otto

Fuente: (Blog de WordPress.com, 2012)

Motores Diésel.

“El encendido se logra por la temperatura elevada producto de la compresión del aire en el interior del cilindro”. (angelfire.com)

Funciona mediante la ignición de la mezcla aire-gas sin chispa, como se indica en la Figura 3; la temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la presión que se produce en el segundo tiempo motor, compresión. (angelfire.com)

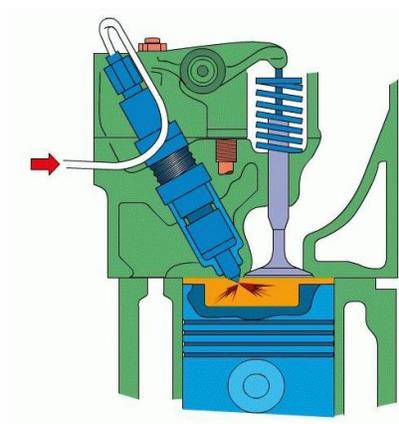


Figura 3. Motor Diesel

Fuente: (Index Sistemas Auxiliares del Motor de Combustion Interna, 2015)

Por el modo de trabajo:

- Motores de cuatro tiempos.
- Motores de dos tiempos.

Por el tipo de refrigeración:

- Motores refrigerados por líquido (agua).
- Motores refrigerados por aire.

Por la Disposición de los Cilindros.

Motores en línea: Como se muestra en la Figura 4, los cilindros están colocados uno detrás del otro.

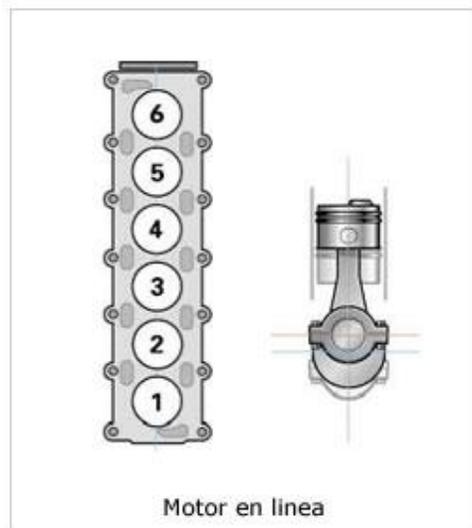


Figura 4. Motor en línea
Tomado de: (profesoratecno.blogspot, 2015)

Motores en V: Como se muestra en la Figura 5, los cilindros ubicados en el bloque forman un determinado ángulo, que varía según el tipo de motor.

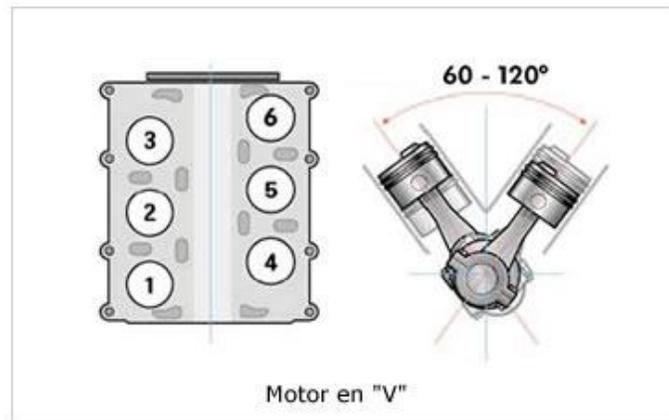


Figura 5. Motor en V
Fuente: (meganeboy, 2014)

Motores de cilindros opuestos: Como se muestra en la Figura 6, los cilindros están colocados horizontalmente en el bloque, formando un ángulo de 180°.



Figura 6 . Motor de cilindros opuestos
Fuente: (iol Motoring, 2011)

Motores de cilindros radiales: Como se muestra en la Figura 7, los cilindros están colocados en forma de estrella.

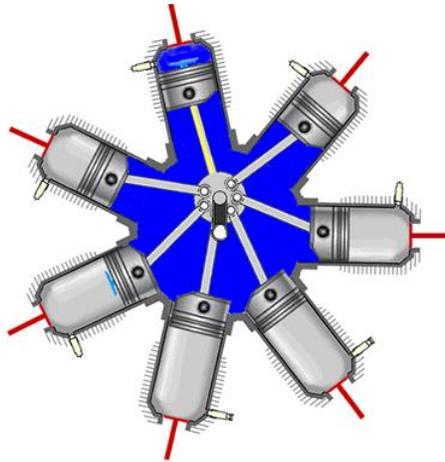


Figura 7. Motor de cilindros radiales
Fuente: (Pilot friend, 2002)

Por la Carrera del Pistón.

Motor largo: “Son los motores cuya relación del pistón - diámetro del cilindro es superior a uno o hasta 1,2 veces aproximadamente”. (Pozo, 2014, pág. 5)

Motor cuadrado: “Son los motores cuya relación carrera del pistón - diámetro del cilindro es igual a uno”. (Pozo, 2014, pág. 3)

Motor supercuadrado: Son los motores cuya relación carrera del pistón - diámetro del cilindro es inferior a uno (hasta 0.7 veces aproximadamente). (Pozo, 2014, pág. 4)

Por la Forma de la Cámara de Combustión.

Para que un motor cumpla y entregue ciertos estándares de rendimiento, se requieren ciertas características de diseño en sus componentes; tal es el caso de la forma de la cámara de combustión en el interior de cada uno de los cilindros en el motor. (tutallermecanico.com, 2011)

El diseño de la cámara de combustión puede favorecer las condiciones para que se produzca la combustión; y así, podemos encontrar diferentes tipos de cámaras (tutallermecanico.com, 2011)

Hemisférica.

Como se indica en la Figura 8, posee suficiente espacio para que los orificios de admisión y de escape sean de gran tamaño, esto es, para que el motor tenga un máximo de entrada y salida de gases en cada cilindro; esto produce gran potencia, cuando el motor está muy revolucionado. La bujía colocada en el centro, inflama toda la mezcla combustible en el menor tiempo posible.

(tutallermecanico.com, 2011)

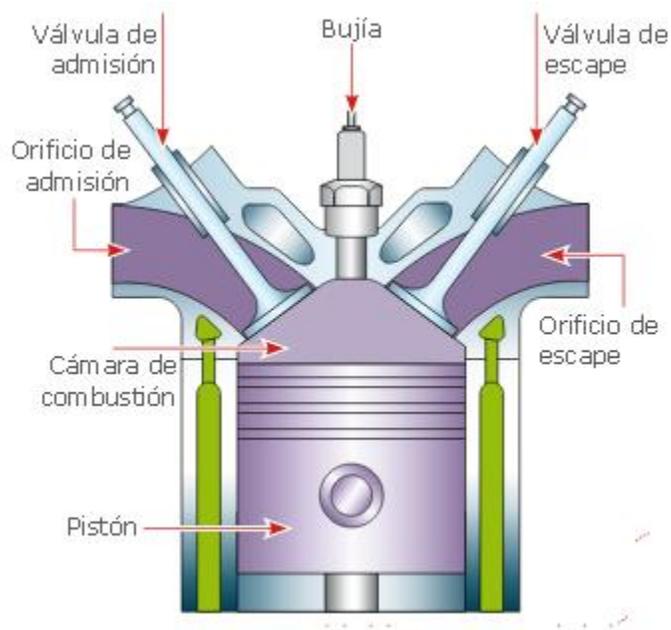


Figura 8. Cámara de combustión de forma hemisférica.
Fuente. (tutallermecanico.com, 2011)

De tina.

Como se indica en la Figura 9, tiene la forma de una tina invertida, con las válvulas en su parte inferior. Como las válvulas pueden colocarse en una sola hilera, el mecanismo que las hace funcionar es muy sencillo.

La forma alargada y ovalada de la tina, controla la turbulencia excesiva; y las paredes lisas por donde sube el pistón hasta el tope, hacen que se produzcan los chorros necesarios para que la mezcla forme turbulencias. (tutallermecanico.com, 2011)

Los cilindros de gran diámetro y cortas carreras del pistón, permiten utilizar las válvulas grandes; y así, se logra el paso adecuado de los gases (tutallermecanico.com, 2011)

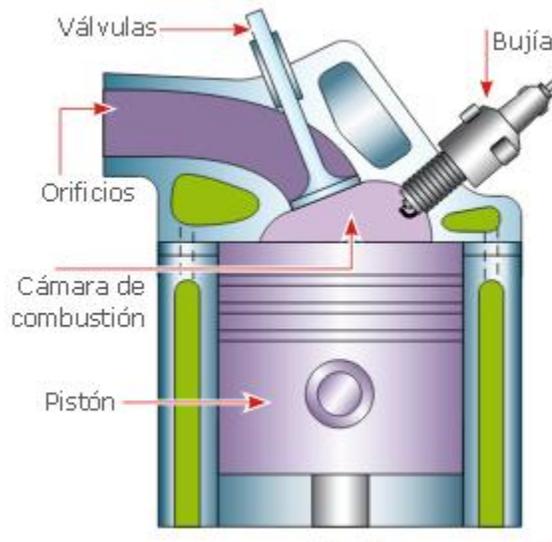


Figura 9. Cámara de combustión en forma de tina.

Fuente. (tutallermecanico.com, 2011)

En forma de cuña.

Como se indica en la Figura 10, es una cámara reducida, el corto recorrido de la llama (que va desde la bujía hasta el punto más distante de la cámara) reduce el riesgo de autoencendido (pre ignición) o detonación. La explosión produce remolinos turbulentos, cuando el pistón expulsa la mezcla de la zona más estrecha. (tutallermecanico.com, 2011)

La turbulencia mantiene bien mezclado el aire y el combustible de principio a fin, para que exista combustión uniforme. La expulsión también enfría a la mezcla que se encuentra en las esquinas, y reduce los puntos calientes que causan autoencendido. (tutallermecanico.com, 2011)

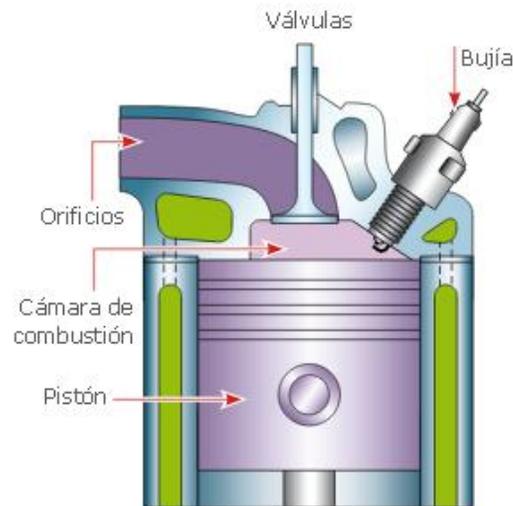


Figura 10. Cámara de combustión en forma de tina.
Fuente. (tutallermecanico.com, 2011)

Principio de Funcionamiento de un Motor de Cuatro Tiempos.

Como se indica en la Figura 11, “El motor de cuatro tiempos efectúa el ciclo de trabajo en cuatro vueltas del cigüeñal (cuatro carreras del pistón)”.. (Prof.F.Payri-Prof.J.M.Desantes, 2011, pág. 28)

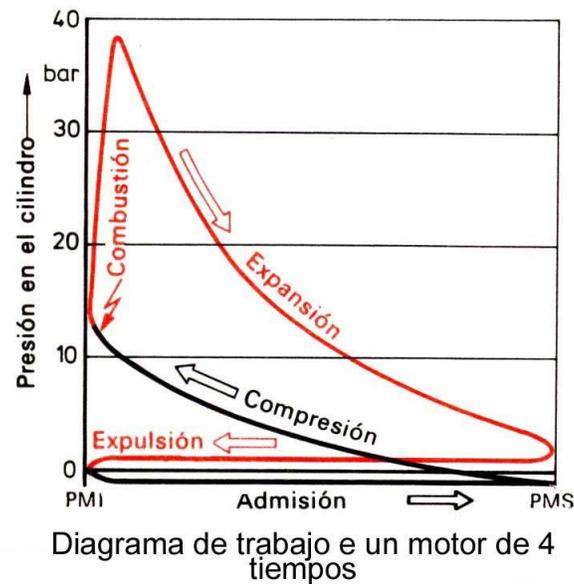


Figura 11. Ciclo de trabajo de un motor de 4 tiempos
Fuente: (JARA, 2005, pág. 13)

Punto muerto superior (P.M.S.).

“Situación que alcanza el pistón cuando cambia de sentido ascendente ha sentido descendente en su dirección, en ese momento la velocidad del pistón es cero, y el volumen del cilindro mínimo” (Glosario Automocion, 2012).

En este punto el pistón está en la parte más alta de su recorrido; en un ciclo completo de un motor de cuatro tiempos se alcanzan dos puntos muertos superiores. Uno al finalizar la fase de compresión y el otro al finalizar la fase de escape. (Glosario Automocion, 2012)

Punto muerto inferior (P.M.I.).

“Situación que alcanza el pistón cuando cambia de sentido descendente ha sentido ascendente en su dirección, en ese momento la velocidad del pistón es cero, y el volumen del cilindro máximo” (Glosario Automocion, 2012).

En este punto el pistón está en la parte más baja de su recorrido; en un ciclo completo de un motor de cuatro tiempos se alcanzan dos puntos muertos inferiores. Uno al finalizar la fase de admisión y el otro cuando finaliza la fase de expansión. (Glosario Automocion, 2012)

Cámara de combustión.

La cámara de combustión es donde la mezcla es comprimida para su ignición por el movimiento ascendente del pistón y el cierre de las válvulas.

Unos de los aspectos fundamentales referente a las cámaras de combustión es la forma en que están diseñadas, factor que influye en la potencia y rendimiento del mismo motor. (Mecanica Facil.info)

Los cuatro tiempos mencionados son:

Admisión.

Al inicio de este tiempo el pistón se encuentra en el PMS (Punto Muerto Superior), en este momento la válvula de admisión se encuentra abierta y el pistón, en su carrera o movimiento hacia abajo va creando un vacío dentro de la cámara de combustión a medida que alcanza el PMI (Punto Muerto Inferior), ya sea ayudado por el motor de arranque cuando se pone en marcha el motor, o debido al propio movimiento que por inercia le proporciona el volante una vez que ya se encuentra funcionando. Como se indica en la Figura 12, “el vacío que crea el pistón en este tiempo, provoca que la mezcla aire-combustible que entra al múltiple de admisión, penetre en la cámara de combustión del cilindro a través de la válvula de admisión abierta”.

(Alvarez, 2015)

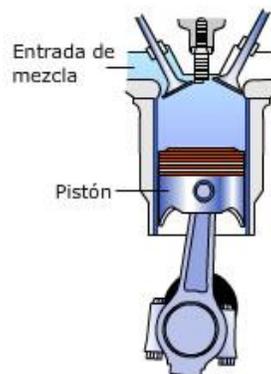


Figura 12. Tiempo de Admisión

Fuente: (Energia, 2015)

Compresión.

Una vez que el pistón alcanza el PMI (Punto Muerto Inferior), el árbol de leva, que gira sincrónicamente con el cigüeñal y que ha mantenido abierta hasta este momento la válvula de admisión para permitir que la mezcla aire-combustible penetre en el cilindro, la cierra. En ese preciso momento como se indica en la Figura 13, “el pistón comienza a subir comprimiendo la mezcla de aire y gasolina que se encuentra dentro del cilindro”. (Alvarez, 2015)

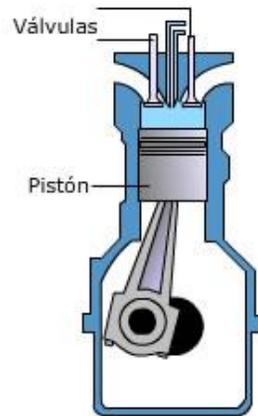


Figura 13. Tiempo de Compresión
Fuente: (Energia, 2015)

Expansión o fuerza.

Una vez que el cilindro alcanza el PMS (Punto Muerto Superior) y la mezcla aire-combustible ha alcanzado el máximo de compresión, salta una chispa eléctrica en el electrodo de la bujía, que inflama dicha mezcla y hace que explote.

Como se indica en la Figura 14, “la fuerza de la explosión obliga al pistón a bajar bruscamente y ese movimiento rectilíneo se transmite por medio de la biela al cigüeñal, donde se convierte en movimiento giratorio y trabajo útil”. (Alvarez, 2015)

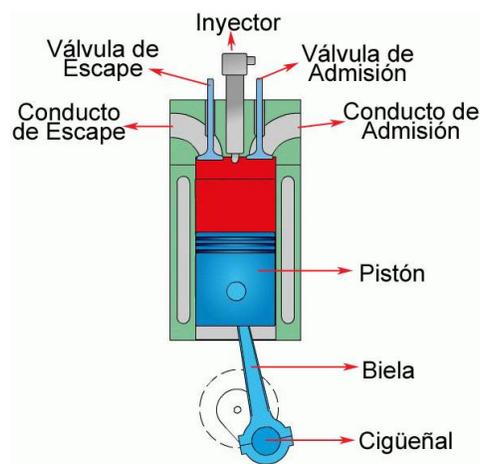


Figura 14. Tiempo de expansión o fuerza
Fuente: (JARA, 2005, pág. 9)

Escape.

El pistón, que se encuentra ahora de nuevo en el PMI después de ocurrido el tiempo de explosión, comienza a subir.

El árbol de leva, que se mantiene girando sincrónicamente con el cigüeñal abre en ese momento la válvula de escape y los gases acumulados dentro del cilindro, producidos por la explosión, son arrastrados por el movimiento hacia arriba del pistón como se indica en la Figura 15, “dichos gases atraviesan la válvula de escape y salen hacia la atmósfera por un tubo conectado al múltiple de escape”.

De esta forma se completan los cuatro tiempos del motor, que continuarán efectuándose ininterrumpidamente en cada uno de los cilindros, hasta tanto se detenga el funcionamiento del motor. (Alvarez, 2015)

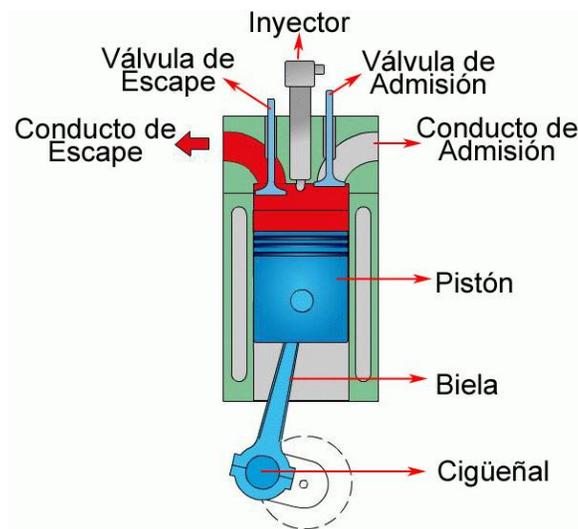


Figura 15. Tiempo de escape
Fuente: (JARA, 2005, pág. 10)

Chevrolet, Generalidades.

Chevrolet fue fundada en Detroit en noviembre de 1911 por el ingeniero y piloto de carreras Louis Chevrolet y el fundador de General Motors William C.

Billy Durant, quien desarrolló vehículos que pronto se ganaron una reputación de rendimiento, durabilidad y calidad. Esos rasgos siguen vigentes en el seno de Chevrolet, la cuarta marca automotriz más grande a nivel mundial. (Motor, corvetteassembly.com, 2011)

Desde el primer momento, Chevrolet introdujo en su variedad de vehículos y pick-ups la tecnología y las prestaciones habitualmente reservadas para vehículos más caros.

En el primer Chevrolet el “Series C Classic Six” tanto el motor de arranque como los faros eran eléctricos, prestaciones nada frecuentes en aquella época, incluso entre los vehículos de lujo. (Motor, corvetteassembly.com, 2011)

En las siguientes décadas, los modelos de Chevrolet ofrecieron diversas innovaciones propias de vehículos más caros, como cristal de seguridad, inyección de combustible, frenos antibloqueo y sistemas electrónicos de control de estabilidad. (Motor, corvetteassembly.com, 2011)

Al ser una de las marcas más vendidas, la adopción temprana por parte de Chevrolet de tecnologías clave cambió de forma fundamental el modo en que estas eran aplicadas a los vehículos nuevos. (Motor, media.gm.com, 2012)

Chevrolet también hizo que el rendimiento fuese posible. Sus primeros motores de cuatro y seis cilindros eran conocidos por su durabilidad y gran rendimiento, pero fue en 1955, con la introducción del V8 de bloque pequeño de Chevrolet, cuando comenzó una nueva era de alto rendimiento.

Aquel motor movería millones de vehículos y pick-ups en los siguientes 50 años, y su legado pasaría a una nueva generación de motores V8 de bloque pequeño empleados hoy en día en pick-ups y vehículos SUV, así como en vehículos de alto rendimiento, como el Camaro y el Corvette. (Motor, corvetteassembly.com, 2011)

Actualmente, Chevrolet festeja su centenario como marca automotriz global, con ventas anuales de alrededor de 4,26 millones de vehículos en más de 130 países.

En los Estados Unidos, el portfolio de Chevrolet incluye: automóviles como Corvette y Camaro; camionetas y SUV confiables y duraderos, como Silverado y Suburban; y crossover y automóviles para pasajeros, como los galardonados Malibu, Equinox y Traverse. (AutoDato, 2015)

Chevrolet también ofrece soluciones con nafta que contribuyen a cuidar el medioambiente, como el Chevrolet Cruze Eco y el Chevrolet Volt.

En Argentina, Chevrolet comercializa los siguientes modelos: Celta, Classic, Spark, Agile, Aveo, Prisma, Astra, Meriva, Cruze, Captiva, Montana y S10. (Motor, corvetteassembly.com, 2011)

Chevrolet Sail.

“Sin duda el Chevrolet SAIL es en uno de los vehículos de mayor demanda en el Ecuador” (Chevrolet.ec, 2015).

Se ha convertido en el más vendido dentro de la Industria con nada menos que 1220 unidades entregadas mensualmente. (Chevrolet.ec, 2015)

El Chevrolet Sail es un automóvil del Segmento B, derivado originalmente de la mecánica y el diseño Opel Corsa en su primera generación. (El TIEMPO.COM, 2013)

Fabricado por la SAIC (Shanghái Automotive Industry Corporation) Wuling en China. (El TIEMPO.COM, 2013).

Primera Generación.

La primera generación del Chevrolet Sail (SGM7165) como se indica en la Figura 16, no es nada más que un Opel Corsa B, comercializado bajo la marca Buick en diversos mercados aunque inicialmente en China. (AutoDato, 2015)

Las primeras series comenzaron su producción en abril de 2001 y se comercializan desde junio del mismo año. Empleó como carrocerías tanto la Opel de 3 puertas como las brasileñas de 4 (sedán) y 5 (rural); mientras la motorización estuvo limitada a una 1.6 SOHC de 92 caballos de fuerza, acoplada a una caja manual de 5 marchas y reversa. (AutoDato, 2015)



Figura 16. Chevrolet Sail Primera Generación
Fuente: (Navigator84, 2012)

Segunda Generación

Como se indica en la Figura 17, este modelo ya es de total manufactura china, y es el nuevo coche global del segmento económico de la General Motors en el mundo. (AutoDato, 2015)

Es fabricado para el mercado americano en dos plantas, la de GM Brasil y la de GM Colmotores en Colombia, y así mismo es ensamblado en la planta de General Motors en Ecuador. (Motors, 2015)



Figura 17 . Chevrolet Sail Segunda Generación
Fuente: (Motors, 2015)

METODO

Para el análisis del motor a gasolina del Chevrolet Sail 1.4 lt, se realizó una investigación exploratoria ya que “una investigación exploratoria pretende dar una visión general, de tipo aproximativo, respecto a una determinada realidad” (Ibarra, 2011). Este tipo de investigación se realiza especialmente cuando el tema elegido ha sido poco explorado y reconocido, y cuando más aún, sobre él, es difícil formular hipótesis precisas o de cierta generalidad. (Ibarra, 2011)

Suele surgir también cuando aparece un nuevo fenómeno que por su novedad no admite una descripción sistemática o cuando los recursos del investigador resultan insuficientes para emprender un trabajo más profundo. (Ibarra, 2011)

El Método analítico es aquel método de investigación que consiste en la desmembración de un todo, descomponiéndolo en sus partes o elementos para observar las causas, la naturaleza y los efectos. El análisis es la observación y examen de un hecho en particular. (Ruiz, 2016)

Es necesario conocer la naturaleza del fenómeno y objeto que se estudia para comprender su esencia. Este método nos permite conocer más del objeto de estudio, con lo cual se puede: explicar, hacer analogías, comprender mejor su comportamiento y establecer nuevas teorías. (Ruiz, 2016)

Realizando los respectivos cálculos termodinámicos, cinemáticos y mecánicos, estudiados a lo largo de la carrera de Ingeniería Mecánica Automotriz, tomando como guía fuentes bibliográficas y con la ayuda de programas informáticos como Excel, se logró hacer una comparación con algunos de los resultados obtenidos ya que muchos de los datos del fabricante no se lograron obtener por cuestiones de seguridad.

Cálculo Termodinámico del Motor de Combustión Interna.

Carácter de los procesos de admisión.

La cantidad de aire - combustible, que se necesita para el llenado de los cilindros, depende de las siguientes consideraciones:

- Debido a resistencia hidráulica, ya que dificultan el paso de la carga fresca. (Jovaj, 1982, pág. 81)
- Residuos de gases quemados M_{γ} de la anterior combustión. (Jovaj, 1982, pág. 81)
- Elevamiento de la temperatura de la Carga fresca por medio de las paredes del cilindro y el sistema de admisión con una frecuencia ΔT de temperatura la misma que provoca la disminución de la densidad de la carga fresca. (Jovaj, 1982, pág. 81)

Datos Técnicos para el cálculo del motor del Vehículo Chevrolet Sail 1.4 litros.

Tabla 1.

Datos técnicos del motor del Chevrolet Sail 1.4 lt.

Tipo/Código	C14 DOCH
Disposición	Delantera
Desplazamiento (cc.)	1398,4
Nº de cilindros	4
Nº de válvulas	16
Potencia (HP @ RPM)	102 @ 6000
Torque (Nm @ RPM)	131 @ 4200
Relación de compresión	10.2
Diámetro y Carrera (mm)	73.6 * 81.8

Nota: Los datos mencionados en la Tabla 1. Fueron tomados de (Chevrolet.ec, 2015)

Composición química de los combustibles.

Los motores de combustión interna, trabajan con combustibles líquidos y gaseosos, los cuales son obtenidos de la destilación del petróleo, siendo estos combustibles como la gasolina, keroseno, aceite, diésel, gas-oil, aceite solar, etc. (Jovaj, 1982, pág. 40)

El petróleo está formado, por un 84 – 85% de carbono y 12 a 14% de hidrocarburos, y los demás están formados por nitrógeno, oxígeno, y azufre. (Jóvaj, 1982, pág. 40)

La composición química de la combustión, se denomina al contenido macizo o volumétrico en el combustible, esta composición química se ha adoptado expresar en unidades de masa. (Jóvaj, 1982, pág. 40)

Para 1kg de combustible líquido compuesto de carbono (C), hidrógeno (H), y oxígeno (O_2), con ausencia de azufre se puede escribir: (Jóvaj, 1982, pág. 42)

$$C + H + O_2 = 1 \text{ Kg} \quad (1)$$

Dónde:

C = Carbono.

H = Hidrogeno.

O_2 = Oxigeno.

Nociones sobre las Propiedades de los Combustibles.

Calor latente de evaporación.

El descenso de la temperatura que se produce en el combustible al evaporarse, si es importante, disminuye la volatilidad y por tanto la efectividad del arranque en frío, favoreciendo la marcha en caliente. (Fernando, 2009)

Densidad y peso específico.

Sirve para distinguir distintos tipos de combustibles y permite calcular los datos de volumen y de masa y por tanto la energía interna que poseen. (Fernando, 2009)

Poder calorífico.

Es el contenido de energía que posee un combustible. Calor producido por un kilogramo de combustible en presencia de aire suficiente (Fernando, 2009)

Contenido en azufre y acidez.

Tienden a formar compuestos corrosivos que pueden dañar algunas partes del motor y por ello se limitan los contenidos de los mismos. (Fernando, 2009)

Contenido de gomas.

Que tienden a formar depósitos en los conductos de aspiración y en los segmentos y pistones. (Fernando, 2009)

Filtrabilidad.

Se determina midiendo el tiempo de flujo de un determinado volumen de combustible a través de una superficie filtrante. (Fernando, 2009)

Punto de inflamación.

Si es demasiado elevado dificulta el encendido o la explosión, mientras que si es demasiado bajo puede dar problemas de almacenaje. (Fernando, 2009)

Punto de congelación.

De gran importancia especialmente en gasóleos, si es bajo puede favorecer la formación de cristales de los hidrocarburos que más bajo tengan su temperatura de congelación. (Fernando, 2009)

Color.

Puede tratarse del natural o del artificial, siendo ambos propios de cada combustible. (Fernando, 2009)

Cantidad Teórica de Aire Necesaria para la Combustión de 1kg de Oxígeno.

En este tipo de motor, el oxígeno que se necesita para la combustión, se halla en el aire que se admite al cilindrado en el primer tiempo (admisión), se considera que el volumen de masa de oxígeno en el aire es el 23% aproximadamente y en volumen de 2,7; así se obtiene la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de 1kg de combustible. (Jóvaj, 1982, pág. 48)

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3C} + 84 - O_C \right) \quad (2)$$

Dónde:

l_o = Cantidad de aire necesaria para la combustión de 1 Kg de oxígeno expresada en Kg.

C = Carbono.

O = Oxígeno.

$$l_o = \frac{1}{0.23} \left(\frac{8}{3 \cdot 0.835} + 8^{0.145} \right)$$

$$l_o = 15.739 \text{ kg}$$

Y en kmol

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{21} + \frac{H}{4} - \frac{OC}{32} \right) \quad (3)$$

Dónde:

L_o = Cantidad de aire necesaria para la combustión de 1 Kg de oxígeno expresada en kmol.

H = Hidrógeno.

$$L_o = \frac{1}{0.21} \left(\frac{0.835}{21} + \frac{0.145}{4} \right)$$

$$L_o = 0.361 \text{ kmol}$$

La masa molecular aparente del aire es $M_a = 28.9$

Dónde:

$$L_o = \frac{l_o}{M_a} \quad (4)$$

$$L_o = \frac{15.739}{28.9}$$

$$L_o = 0.543 \text{ kmol}$$

Cantidad de Aire para la Combustión de 1 kg de Combustible.

La cantidad real de aire que necesita el motor 4L viene determinado por el coeficiente de exceso de aire. (Jóvaj, 1982, pág. 49)

Coeficiente de exceso de aire (α).

La relación entre la cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor (l , en kg o L en kmol) y la cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1 kg de carburante. (Jóvaj, 1982, pág. 50)

$$\alpha = \frac{l}{l_o} = \frac{L}{L_o} \quad (5)$$

Dónde:

l = Cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor, expresada en Kg.

L = Cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor, expresada en kmol.

Si $\alpha < 1$. Se tiene una disminución de aire y por lo tanto una mezcla rica. (Jóvaj, 1982, pág. 52)

Si $\alpha > 1$. Se tiene un aumento de aire y la mezcla por lo tanto se empobrece. (Jóvaj, 1982, pág. 52)

La máxima potencia de los motores en general se obtiene enriqueciendo la mezcla ligeramente para: (Jóvaj, 1982, pág. 52)

α (0.85 – 0.90)

Para el cálculo del motor del Chevrolet Sail se ha tomado un $\alpha = 0.90$ como se muestra en la Figura 18 ya que este valor permite un mejor llenado de aire.

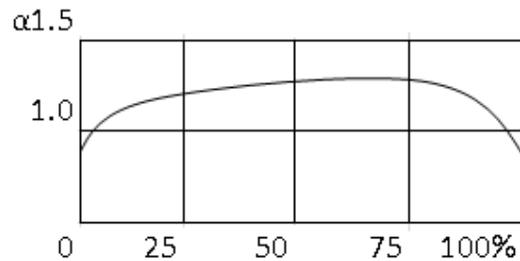


Figura 18. Límites de variación del coeficiente α en función de la carga
Fuente. (Jóvaj, 1982)

$$\alpha_{lo} = 0.9 * 15.304 \quad (6)$$

$$\alpha_{lo} = 13.773 \text{ kg.}$$

$$\alpha_{lo} = 0.9 * 0.526 \quad (7)$$

$$\alpha_{lo} = 0.4734 \text{ kmol.}$$

Cantidad total de mezcla (M_1).

Está constituida por la cantidad de vapores de combustible y aire, y para la combustión completa de kg de carburante es: (Jóvaj, 1982, pág. 52)

$$M_1 = \alpha L_o + \frac{1}{\mu_c} \quad (8)$$

Dónde:

μ_c = Es la masa molecular media ($\mu_c = 110 - 120$) y la admisible para el motor en este caso es de 115, por lo tanto:

$$M_1 = 0.4734 + \frac{1}{115} \quad (9)$$

$$M_1 = 0.482 \text{ kmol}$$

Para cualquier combustible la masa de la mezcla (G_1) en kg.

$$G_1 = 1 + \alpha l_o \quad (10)$$

$$G_1 = 1 + 0.4734$$

$$G_1 = 1.4734 \text{ kg}$$

Cantidad de cada uno de los componentes de la combustión (M_2).

Viene dada por la suma total de los productos de combustión:

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2} + M_{H_2O} + M_{N_2} \quad (11)$$

Dónde:

M_{CO} = Cantidad de monóxido de carbono.

M_{CO_2} = Cantidad de óxido de carbono.

M_{H_2} = Cantidad de hidrogeno.

M_{H_2O} = Cantidad de agua.

M_{N_2} = Cantidad de nitrógeno.

Para la obtención de todos los componentes se necesita el coeficiente K, la misma que es la relación entre el número de moléculas de hidrógeno y del monóxido de carbono, de acuerdo a experimentos realizados con gasolina, la relación es: (Jóvaj, 1982, pág. 53)

$$K = (0.45 - 0.50)$$

En el desarrollo de los cálculos se toma: $K = 0.48$ para los componentes de la combustión del motor.

$$M_{CO} = 0.42 \left(\frac{1-\alpha}{1} \right) + K = L_o \quad (12)$$

$$M_{CO} = 0.42 \left(\frac{0.1}{1.3} \right) + 0.48 = L_o$$

$$M_{CO} = 0.033 \text{ kmol}$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} \quad (13)$$

$$M_{CO_2} = \frac{0.885}{12} - 0.033$$

$$M_{CO_2} = 0.040 \text{ kmol}$$

$$M_{H_2} = K * M_{CO} \quad (14)$$

$$M_{H_2} = 0.5 * 0.033$$

$$M_{H_2} = 0.016 \text{ kmol}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} \quad (15)$$

$$M_{H_2O} = 0.0725 - 0.016$$

$$M_{H_2O} = 0.056 \text{ kmol}$$

$$M_{N_2} = 0.79 * \alpha * L_o \quad (16)$$

$$M_{N_2} = 0.79 * 0.9 * 0.526$$

$$M_{N_2} = 0.373 \text{ kmol}$$

De donde:

$$M_2 = 0.033 \text{ kmol} + 0.040 \text{ kmol} + 0.016 \text{ kmol} + 0.056 \text{ kmol} + 0.373 \text{ kmol}$$

$$M_2 = 0.518 \text{ kmol}$$

Diferencia de los productos de combustión.

También son llamados incremento de volumen. (Jóvaj, 1982, pág. 63)

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (17)$$

De donde:

$$\Delta M = 0.518 - 0.482$$

$$\Delta M = 0.036 \text{ kmol}$$

Parámetros del proceso de admisión.

Los datos utilizados para el proceso de admisión, fueron tomados de (Jovaj, 1982, pág. 88), que servirán de guía para realizar los cálculos posteriores.

$$\Delta T \text{ (Temperatura de calentamiento de la carga)} = 15 \text{ }^\circ \text{C.}$$

$$T_r \text{ (Temperatura de los gases residuales)} = 1050 \text{ k.}$$

$$P_r \text{ (Presión de los gases residuales)} = 0.12 \text{ MPa.}$$

β = Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro.

ξ = Coeficiente de Resistencia del sistema de admisión, referida a su sección más estrecha.

$$\beta^2 + \xi = 3.$$

$$\omega_{ad} \text{ (Velocidad media en todo el proceso de admisión)} = 80 \text{ m/s.}$$

P_k = Densidad de la carga en la entrada y el cilindro.

P_o = Presión de ingreso de aire

$$P_k P_o = 0.1 \text{ MPa}$$

T_k = Temperatura del aire después de ser comprimido.

T_o = Temperatura de los gases residuales.

$$T_k = T_o = 288 \text{ }^\circ\text{k}$$

Densidad de la carga en la admisión

$$P_o = \frac{P_o}{R_a * T_o} \quad (18)$$

Para aire $R_a = R/u_a$

Dónde:

R = Es la constante universal de los gases ($R=8319$).

u_a = Es la masa molecular del aire ($u_a = 28,96$).

$$P_o = 0.1 * 2896 * 10^6 / 8319 * 288 = 1.208 \text{ k}^8/\text{m}^3.$$

$$P_o = 1.208 \text{ k}^8/\text{m}^3.$$

Presión al Final de la Admisión (P_a).

Está determinado por la presión de ingreso de aire (P_o) a los cilindros sin algunos factores que influyen en esta presión sea neta tales como: (Jóvaj, 1982, pág. 89)

Los coeficientes de resistencia del sistema y de amortiguación de la velocidad de la carga (ω_{ad}) así como también de la densidad de la carga (P_o). (Jóvaj, 1982, pág. 89)

De donde:

$$P_a = P_o - (\beta^2 + \xi = 2.5 \dots 4) \quad (19)$$

El motor Chevrolet Sail 4L 1.4 Lt, requiere de los parámetros:

$$\omega_{ad} = 80 \frac{m}{s} \text{ Debido a su régimen de revoluciones } 4200 \text{ rpm.}$$

$$(\beta^2 + \xi = 3)$$

De donde:

$$P_a = 0.1 - 3 * 80^2 * 1.208 * 10^6 / 2 = 1.20 \text{ MPa.}$$

$$P_a = 1.20 \text{ MPa.}$$

Temperatura de Calentamiento de la Carga (ΔT).

Los gases entran por el conducto de admisión y cuando están dentro del cilindro, toman contacto con las paredes que se encuentran calientes y por lo tanto se incrementa la temperatura (ΔT). (Jóvaj, 1982, pág. 92)

El grado de temperatura de la carga depende:

- De la velocidad de su movimiento (Jóvaj, 1982, pág. 92)
- De la velocidad de su admisión (Jovaj, 1982, pág. 92)
- Diferencia entre las paredes y la carga (Jóvaj, 1982, pág. 92)

Si se incrementa la temperatura de la densidad de la carga crece, por lo tanto el calentamiento en el motor debe hacerse hasta un cierto límite. Un calentamiento excesivo hace que el llenado de los cilindros que haga en forma defectuosa. (Jóvaj, 1982, pág. 93)

Para los cálculos térmicos la temperatura (ΔT) se toma de datos experimentales y cálculos indirectos (Jóvaj, 1982, pág. 93)

Cantidad de Gases Residuales (γ_r).

En el tiempo de escape no se logra desalojar todos los gases quemados, ocupando éstos un cierto volumen de presión (P_r) y temperatura (T_r), respectivas. Dichos gases residuales se expanden y se mezclan con la carga fresca durante la admisión, por lo tanto hacen que se disminuya el llenado del cilindro. (Jóvaj, 1982, pág. 95)

La cantidad de gases residuales (M_r), depende de la calidad de limpiado del cilindro y como del barrido del cilindro por la carga fresca. (Jóvaj, 1982, pág. 95)

La cantidad de gases residuales, está determinada por una magnitud relativa llamada coeficiente de gases residuales. (Jóvaj, 1982, pág. 95)

$$\gamma_r = \frac{M_r}{M_1} \quad (20)$$

Dónde:

M_r = Moles de gases residuales.

El volumen (V_c) depende siempre de la relación de compresión (ϵ), disminuyendo este cuando (ϵ) aumenta. (Jóvaj, 1982, pág. 96)

En los motores a gasolina, a plena carga:

$$(\gamma = 0.06 - 0.10)$$

Para el cálculo del coeficiente y se puede asumir la presión de los gases residuales $P_r = (1,1...1,25)$

P_o y la temperatura $T_r = (700 - 900 \text{ }^\circ\text{K})$

Entonces:

$$\gamma_r \left(T_o + \frac{\Delta T}{T_r} \right) = \frac{P_r}{\epsilon P_a} - P_r \quad (21)$$

Para el cálculo respectivo se adopta una $P_r = 0,12 \text{ MPa}$ y $T_r = 1050^\circ\text{k}$

$$\gamma = ((288 + 15/1050) 0.12/8.8 * 0.085 - 12 = 0.055$$

$$\gamma = 0.055 = 0.06$$

Temperatura al Finalizar la Admisión (Tr).

Como se indica en las Figura 19 y 20, la temperatura (Tr) de la mezcla de la carga fresca con las fases residuales será mayor que la temperatura (Tr) del aire en la entrada pero menor que la temperatura (Tr) de los gases residuales. (Jóvaj, 1982, pág. 99)

$$T_r = T_r - \Delta T + \gamma_r + T_r/1 + \gamma_r \quad (22)$$

Se toma:

$$T_r - T_o = 288 \text{ K}$$

$$T_a = 15 + 15 + 273 + 0.06 * 1050/1 + 0.0 = 310,33^\circ\text{k}$$

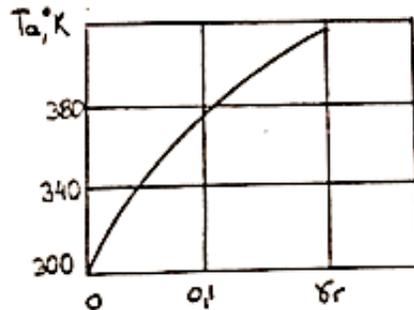


Figura 19. Variación de la temp T_a ($T_o = 288^\circ\text{K}$) en función del coeficiente Fuente. (Jóvaj, 1982)

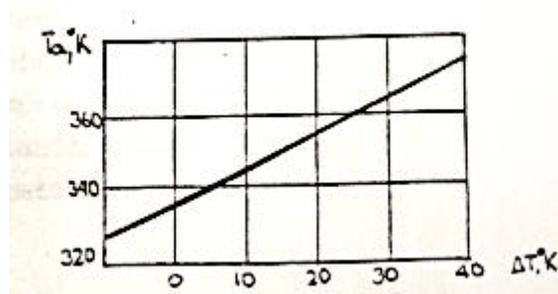


Figura 20. Variación de $T_a = f(\Delta T)$ ($T_o = 288^\circ\text{K}$), Fuente. (Jóvaj, 1982)

Coefficiente de Llenado (η_v).

El índice o grado de perfección del ciclo de admisión, se determina por el coeficiente de llenado o rendimiento volumétrico (η_v), la misma que es la razón entre cantidad de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real, es decir al momento en que se cierra los órganos de intercambio de gas (válvula) y aquella cantidad de carga fresca que podría llenar la cilindrada (volumen de trabajo del cilindro) en las condiciones de admisión y puede ser calculada con una de estas 2 fórmulas: (Jóvaj, 1982, pág. 100)

$$\eta_v = \varepsilon / \varepsilon - 1 * Pa/Pa * To/Ta (1 + \gamma_r) \quad (23)$$

$$\eta_v = 8.8 / 8.8 - 1 * 0.084 / 0.1 * 288 / 342 * 1 + 0.06 = 0.74$$

$$\eta_v = (To / To - \Delta T) (1 / \varepsilon - 1) (\varepsilon Pa / Po - Pr / Po) \quad (24)$$

$$\eta_v = (288 / 288 + 15) (1 / 8.8 - 1) (8.8 * 0.084 / 0.1 - 0.12 / 0.1) = 0.74$$

$$\eta_v = 0.74$$

Diversos factores que influyen sobre el coeficiente de llenado.

Sobre el valor del coeficiente de admisión influyen los siguientes parámetros, los cuales inciden en el motor calculado, como se indican en las Figuras 21, 22, 23, 24.

- Presión de admisión (Pa) y temperatura de admisión (Ta)
- Calentamiento de la carga (ΔT)
- El coeficiente de gases residuales (γ_r)
- La temperatura (Tr) y la presión (Pr) - La relación de compresión ($\varepsilon \Sigma$)
- Los coeficientes de recarga y barrido

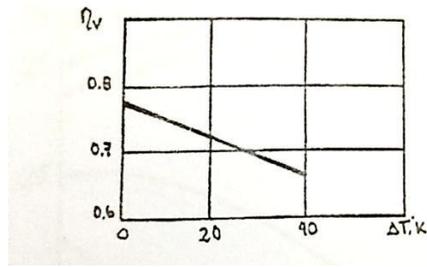


Figura 21. Influencia del régimen de velocidad (n) sobre el llenado de motor
Fuente. (Jóvaj, 1982).

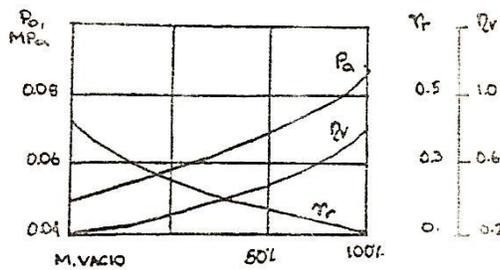


Figura 22. Variación de la presión P_a , los coeficientes η_v , γ_r en función del motor 4L
Fuente. (Jóvaj, 1982)

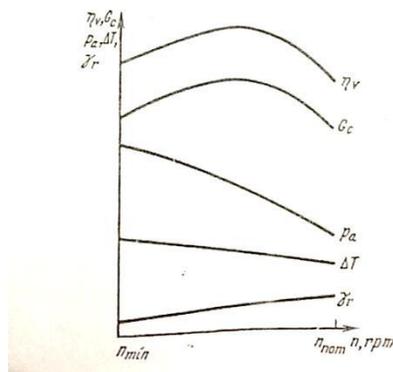


Figura 23. Variación de varios factores que caracterizan el proceso de llenado en función de la frecuencia de rotación, siendo óptimas las fases de distribución de los gases.
Fuente. (Jóvaj, 1982)

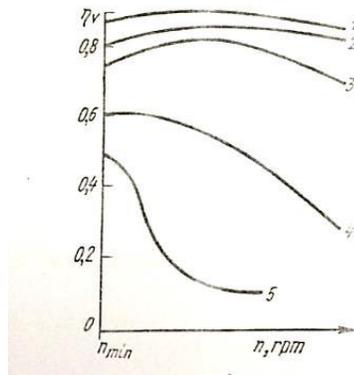


Figura 24. Influencia del régimen de velocidad del motor sobre el coeficiente η_v para diferentes cargas

Fuente. (Jóvaj, 1982)

Compresión en el Ciclo Real.

En el ciclo de compresión se elevan la temperatura y la Presión de la mezcla. La misma que dependen de los parámetros termodinámicos del ambiente al comenzar la compresión de la realidad de compresión (ϵ) y del carácter del intercambio de calor. (Jóvaj, 1982, pág. 113)

Relación de Compresión (ϵ).

La relación de compresión está determinada por la relación existente entre el volumen del cilindro más el volumen de la cámara de combustión, sobre el volumen de la cámara de combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 114)

Esta relación de compresión puede ser a su vez:

Relación de compresión geométrica.

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (25)$$

Dónde:

$V_h = 1399,2 \text{ cm}^3$ es el volumen del cilindro. (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015).

$V_c = 38.02 \text{ cm}^3$ es el volumen de la cámara de combustión (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015).

Entonces:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = \frac{1399,2\text{cm}^3 + 152\text{cm}^3}{152\text{cm}^3}$$

$$\varepsilon = 10.2:1$$

Relación de compresión real.

$$\varepsilon = \frac{V_{h'} + V_c}{V_c} \quad (26)$$

Dónde:

$V_{h'}$ = Volumen de trabajo, para la posición en el instante de comenzar el proceso de combustión.

Una buena relación de compresión mejora el rendimiento del motor, conduciendo a esto a un incremento de la potencia y a una mejor combustión de la mezcla aire -gasolina. (Jóvaj, 1982, pág. 114)

La reacción en los motores a gasolina va del rango de $(\varepsilon) = (70 - 10)$, mientras que para el motor estudiado, la relación de compresión $(\varepsilon) = 10.2$. (Jóvaj, 1982, pág. 114)

Coefficiente Politrópico (n_1).

El exponente politrópico (n_1) influye en el sistema de refrigeración cuando el líquido refrigerante, y respectivamente, las superficies conductoras del calor están a baja temperatura, el calor se extrae de la carga más intensamente y ni será más bajo. (Jóvaj, 1982, pág. 115)

El empleo de pistones y culatas de aluminio, incrementan la conductividad del calor y ni tendrá valores más bajos debido a la mayor transferencia térmica del aluminio, comparada con la de fundición. (Jóvaj, 1982, pág. 115)

El exponente politrópico (n_1) no depende de (ε) o insignificamente se incrementa al elevar dicho parámetro, al elevar la frecuencia de rotación se reduce el tiempo de intercambio de calor

de la mezcla con las superficies que transmite el calor, como se indica en la Figura 25. (Jovaj, 1982, pág. 115)

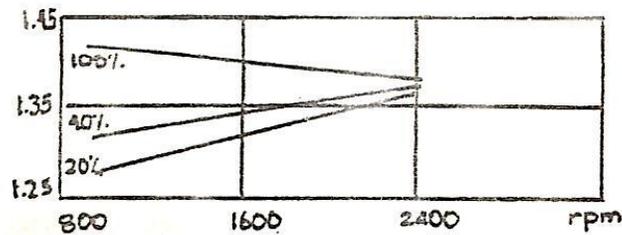


Figura 25. Variación de exp. Politrópico de compresión (n_1) en función de la frecuencia de rotación (Diferencia apertura de mariposa de aceleración).

Fuente. (Jóvaj, 1982)

El coeficiente politrópico tiene un rango de:

$$(n_1) = 1.25 \dots 1.45$$

Para el cálculo del motor se considera un $n_1 = 1.30$, ya que este motor es de aleación de aluminio e incrementa la transmisión de calor.

Presión de compresión (p_c).

Esta se obtiene en el PMS al final de la compresión y es muy difícil de terminarla ya que la variación es mínima, para lo cual escoge un (n_1) que servirá para todo cálculo en general.

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (27)$$

En donde: $P_c = 1.19 * 8.8^{(1.30)} = 96,32 \text{ MPa}$.

$$P_c = 96,32 \text{ MPa}$$

Temperatura de Compresión (T_c).

Al igual que (P_c), se determina un n_1 para todos los cálculos, siendo (T_c) la temperatura al final del proceso de compresión: (Jóvaj, 1982, pág. 112)

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (28)$$

De donde: $T_c = 319,33 * 8.8^{(1.30-1)} = 640,94 \text{ } ^\circ\text{K}$.

$T_c = 640,94 \text{ } ^\circ\text{K}$.

Carácter del proceso de compresión.

Los factores de intercambio térmico en el proceso de la compresión queda definida por:

- 1) La diferencia entre las temperaturas de la mezcla y las superficies conductoras de calor.
(Jóvaj, 1982, pág. 113)
- 2) La cantidad de mezcla que se encuentra en el cilindro en el proceso de combustión.
(Jóvaj, 1982, pág. 113)
- 3) El tiempo durante el cual se efectúa el intercambio de calor. (Jóvaj, 1982, pág. 114)
- 4) El coeficiente de transmisión de calor de los gases a las superficies que dependen de la velocidad de la mezcla (Jóvaj, 1982, pág. 114)
- 5) La cantidad de motores de gasolina que se evapora durante el proceso de combustión.
(Jóvaj, 1982, pág. 114)

Combustión en el Ciclo Real.

La combustión es un proceso físico-químico, y su mejoramiento queda determinado por las velocidades de las reacciones químicas, por las condiciones de transferencia de calor y masa en la zona de llama, así como el traspaso de calor a las paredes. (Jóvaj, 1982, pág. 119)

La combustión se realiza en un ambiente gaseoso, por lo tanto este proceso ocurre con mayor rapidez en caso de mezclas homogéneas. (Jóvaj, 1982, pág. 119)

La velocidad con que se quema el combustible líquido queda determinada por las velocidades de su evaporación y mezclado con los vapores del aire. (Jóvaj, 1982, pág. 119)

Variación de la Velocidad de Propagación de la Llama.

La velocidad de las reacciones depende de la concentración de las sustancias reaccionantes, por unidad de volumen y, por consiguiente, de la presión de la mezcla gaseosa. La velocidad de una reacción química simple en función de la temperatura y la presión puede o expresada de la siguiente manera:

$$\omega_r = A p^n e^{-E/RT} \quad (29)$$

Dónde:

A_p = Factor constante que depende de las propiedades del combustible y la composición de la mezcla.

n = Orden de reacción.

e = Factor exponencial.

E = Energía de activación.

R = Constante universal de los gases

T = Temperatura expresada en °K.

Para la mayoría de reacciones de oxidación y combustión, energía de activación convencional (efectiva).

$$E_{ef} = (8.4 - 16.8) * 10^3 \text{ KJ/Kmol.}$$

$$E_{ef} = -8400 \text{ KJ/Kmol.}$$

Como se muestra en la Tabla 5, se deduce que las velocidades de reacción quedan extremadamente pequeñas a bajas temperaturas, pero con el crecimiento de estas velocidades de reacción con rapidez aumentan demás, tanto más aceleradamente, cuanto mayor sea la energía de activación y menor la temperatura.

Tabla 2.

Velocidad de propagación de la llama.

Energía de activación Kj/Kmol	Temperatura °K				
	300	500	1000	1500	2000
84000	1	$6 \cdot 10^5$	$1.36 \cdot 10^{10}$	$4 \cdot 10^{11}$	$2 \cdot 10^{12}$
168000	1	$2 \cdot 10^{11}$	10^{20}	$8 \cdot 10^{22}$	$2 \cdot 10^{24}$

Nota: Las velocidades de reacción convencionalmente se han adoptado igual a la unidad para $T = 300 \text{ °K}$
 Los datos de la Tabla 5, fueron tomados de (Jóvaj, 1982, pág. 129)

La velocidad de propagación de la llama depende de las velocidades de las reacciones químicas a elevadas temperaturas (1500 K o más), cercanas a las temperaturas finales de la combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 120)

Factores que influyen en la duración calentamiento de la combustión.

- Composición de la mezcla. (Jóvaj, 1982, pág. 121)
- Relación de compresión. (Jóvaj, 1982, pág. 121)
- Carga del motor. (Jovaj, 1982, pág. 121)
- Forma de la cámara de combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 121)
- Frecuencia de rotación. (Jóvaj, 1982, pág. 121)

Combustión Detonante.

Este fenómeno se presenta cuando el motor funciona a grandes cargas, con la aparición de golpeteo metálico estridente y es el resultado de múltiples percusiones, sobre las paredes de la cámara de combustión, con ondas de choque que se forman en los gases. (Jóvaj, 1982, pág. 125).

Cuando la detonación es intensa, el fuerte golpeteo con frecuencia un poco mayor surge en cada ciclo; disminuyendo al mismo tiempo la potencia del motor y apareciendo humo negro en los gases de escape. (Jóvaj, 1982, pág. 125).

Las detonaciones permanentes perjudican al funcionamiento del motor, ya que las ondas de choque crecen bruscamente la emisión de calor desde los gases quemados hacia las paredes, lo que conduce a un recalentamiento del motor y al desgaste de las piezas de la cámara de combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 125).

La detonación se produce por el autoencendido de la carga de trabajo, lo más distante de la bujía, a lo cual el frente de llama llega desde la misma en último turno. (Jóvaj, 1982, pág. 126)

A la aparición de la detonación contribuyen los siguientes aspectos:

- Elevada capacidad de reacción del combustible. (Jóvaj, 1982, pág. 127).
- Aumento de la relación de compresión. (Jóvaj, 1982, pág. 127).
- Aumento del ángulo de avance del encendido. (Jóvaj, 1982, pág. 127).
- Malas condiciones de enfriamiento, mal diseño de la cámara de combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 127).
- Turbulencias excesivas de las cargas de trabajo. (Jóvaj, 1982, pág. 127).

La influencia de la detonación, según el régimen de revoluciones varía según el tipo de propiedades de la gasolina que se usa, la tendencia del motor a detonar paulatinamente disminuye a medida que se incrementa las revoluciones, como se indica en la Figura 26. (Jóvaj, 1982, pág. 128).

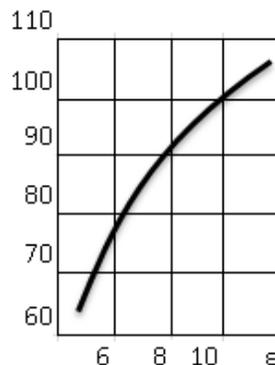


Figura 26. Función estadística del índice de octanos del combustible para el motor 4L, cuyo $D = 73.8$ mm
Fuente. (Jóvaj, 1982)

Dimensiones de los cilindros y sus números.

Para el motor del Chevrolet Sail 4L, se ha determinado el uso de cuatro cilindros en línea, ya que así se logra un mejor equilibrio del motor y la disminución de vibraciones.

En cuanto a las dimensiones del cilindro son las siguientes:

- Diámetro del cilindro es de 74.8 mm. (Chevrolet.ec, 2015)
- Largo del cilindro es de 81.8 mm. (Chevrolet.ec, 2015)

Composición de la Mezcla.

La composición se mezcla de trabajo (coef. de exceso de aire α) influye sobre la velocidad de la combustión y cantidad de calor desprendido, lo que se refleja en el cambio de la presión y la temperatura del cilindro. (Jóvaj, 1982, pág. 186)

Los valores de α que se consiguen varían entre 0.83 – 0.90 y en este caso se observa mayores velocidades de propagación de la llama, y por lo tanto una mayor potencia del motor. (Jóvaj, 1982, pág. 186)

La composición de la mezcla correspondiente al mínimo consumo efectivo de combustible en un régimen de funcionamiento dado del motor se denomina composición económica. En el motor 4L, con su relación de compresión de 10.2 al abrir la posición de la mariposa de gases hasta la posición máxima los valores de α_{cc} , oscilan entre (1.15 – 1.2) (Jóvaj, 1982, pág. 186)

Numero de Revoluciones del Motor.

Al aumentar el número de revoluciones del cigüeñal del motor, el tiempo dedicado a la combustión disminuye y al mismo tiempo que se incrementa la intensidad de turbulencia de la carga de trabajo. (Jóvaj, 1982, pág. 191)

Como se muestra en la Figura 27, la velocidad con que se propaga la llama en la fase principal de la combustión, crece en forma casi proporcionada al incremento de revoluciones, mientras que

la duración de la fase principal θ_{II} , expresada en grados de rotación del cigüeñal permanecen casi constantes. (Jóvaj, 1982, pág. 191)

La duración de la fase inicial de la combustión θ_I se incrementa con el crecimiento de las revoluciones. (Jóvaj, 1982, pág. 192)

Al elevar la frecuencia de rotación, se incrementa un tanto la duración de la fase de combustión final θ_{III} , pero cierta disminución de la efectividad del desprendimiento de calor, vinculan con esto se compensa por la disminución de transferencia de calor a las paredes, debido a la reducción del tiempo que los gases con elevadas temperaturas se encuentran en el cilindro, como se muestra en la Figura 27. (Jóvaj, 1982, pág. 192)

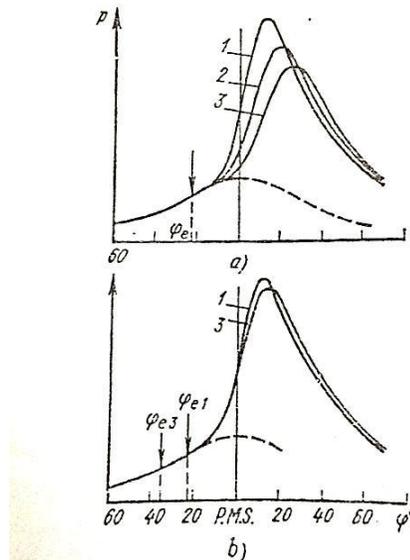


Figura 27. Influencia de la velocidad de rotación n en el carácter de los diagramas indicados
Fuente. (Jóvaj, 1982)

Temperatura de Combustión (T_z).

La temperatura de combustión (T_z), se desarrolla a partir de la temperatura de compresión (T_c), y para obtenerla debemos seguir los siguientes pasos: (Jóvaj, 1982, pág. 153)

Coefficiente teórico de variación molecular (μ_0) donde:

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,518/0,482 = 1,07 \quad (30)$$

$$\mu_o = 1.07$$

Coefficiente real de variación molecular μ_r dónde:

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = (1.07 + 0.06) / (1 + 0.06) = 1.066 \quad (31)$$

$$\mu_r = 1.066$$

$$(\Delta H_u)_{\text{quim}} = 114 * 10^6 (1 - \alpha) * L_o \quad (32)$$

Dónde:

$(\Delta H_u)_{\text{quim}}$ = El calor no desprendido por efecto de la combustión incompleta cuando $\alpha < 1$

$$(\Delta H_u)_{\text{quim}} = 114 * 10^6 (1 - 0.9) * 0,543 = 6190200 \text{ J/Kmol} = 6,19 \text{ KJ/Kmol.}$$

$$(\Delta H_u)_{\text{quim}} = 6190200 \text{ J/Kmol} = 6,19 \text{ KJ/Kmol.}$$

La ecuación de la combustión para los motores a gasolina cuando $\alpha < 1$ es

$$U_r U_z = \xi_z \frac{(H_u - (\Delta H_u)_{\text{quim}})}{M(1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + U_r U_c}{1 + \gamma_r} \quad (33)$$

Dónde:

U_z = Energía interna de 1 kmol de producto de la combustión.

U_c = Energía interna de 1 kmol de carga fresca.

H_u = Cantidad de calor desprendido por efecto de la combustión.

ξ_z = Es el coeficiente de aprovechamiento del calor, se determina por medio de resultados experimentales, según el tipo de motor, su rapidez, su refrigeración y estructura de la cámara de combustión este coeficiente depende de los regímenes de carga y velocidad del motor. (Jóvaj, 1982, pág. 155)

Valores de ξ_z a plena carga (0,85 - 0,9). Mientras bajo es ξ_z , no solo inicia una fuerte emisión del calor a las paredes, sino un considerable tiempo que abarca la extensión de la combustión, en el proceso de expansión. (Jóvaj, 1982, pág. 155)

Para el cálculo de la (T_z) temperatura de combustión se ha tomado en valor del coeficiente de aprovechamiento del calor

$$(\xi_z = 0,86)$$

Para $T_c = 465,6 \text{ }^\circ\text{C}$ encontramos que.

$$U_{cv} = \int_{T=0}^{t=1} c_v dt = 21.674 \text{ KJ/Kmol}$$

De donde la energía interna de la combustión es

$$U_c = (U_{cv})_c T_c \tag{34}$$

$$U_c = (21,674) (662.46) = 14358.15 \text{ KJ/Kmol}$$

$$U_c = 14358.15 \text{ KJ/Kmol}$$

El calor específico de la mezcla es igual a la suma que resulta de multiplicar, los calores específicos de cada uno de los componentes de los parámetros de la combustión por sus fracciones volumétricas. Para la composición química elemental adoptada, siendo $\alpha = 0.9$ se obtiene: (Jóvaj, 1982, pág. 156)

$$\gamma_i = \frac{M_1}{M_2}$$

Dónde:

γ_{CO} = Calor específico del monóxido de carbono.

$$\gamma_{CO} = \frac{0.033}{0.518} = 0.063$$

γ_{CO_2} = Calor específico del dióxido de carbono.

$$\gamma_{CO_2} = \frac{0.040}{0.518} = 0.077$$

γ_{H_2O} = Calor específico del agua.

$$\gamma_{H_2O} = \frac{0.056}{0.518} = 0.108$$

γ_{N_2} = Calor específico del nitrógeno.

$$\gamma_{N_2} = \frac{0.373}{0.518} = 0.720$$

γ_{H_2} = Calor específico del hidrogeno.

$$\gamma_{H_2} = \frac{0.016}{0.518} = 0.030$$

Entonces la energía externa de los productos será

$$U_C'' = (U_{CV''}) T_c = 23,124 * 662.46 = 15318.725 \text{ KJ/Kmol} \quad (35)$$

$$U_C'' = 15318.725 \text{ KJ/Kmol}$$

Entonces el primer miembro de la ecuación (36)

$$\varepsilon_z = \frac{[Hu + (\Delta Hu)_{quim}]}{M(1 + \mu_r)} + \frac{U_c + \gamma_r * U_C''}{1 + \mu_r} = \mu_r * \mu_z''$$

$$U_{r\mu_z}'' = \frac{[0.86 + (44000 - 5396)]}{0.4821(1 + 0.06)} + \frac{14358.15 + 0.06 * 15318.725}{1 + 0.06} = 89956.349$$

$$U_{r\mu_z}'' = 89956.349$$

Por lo tanto

$$U_C'' = (U_{cv}'') * T = \frac{89956.349}{U_r} = 84386.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \quad (37)$$

$$U_c'' = 84386.81 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol}}$$

De este modo se asume que $T_z = 2300 \text{ }^\circ\text{C}$. En la Tabla 3 se halla el valor de la energía interna en los productos de combustión para $\alpha = 0.9$ y $T_z = 2300 \text{ }^\circ\text{C}$

Tabla 3.

Temperatura de combustión.

t	U_c''
2300	67,2127
2350	69,4151
2400	70,5432

$$t_z = 2300 + 66.12$$

$$t_z = 2366.12$$

De donde la temperatura de expansión (t_z)

$$t_z = 2366 \text{ }^\circ\text{C} = 2639 \text{ }^\circ\text{K}$$

Presión en la Combustión (P_z).

La presión de combustión es la Fuerza con que se realiza la combustión, sobre el área de la cámara de combustión y está determinada por: (Jóvaj, 1982, pág. 156)

$$P_z = \mu_r * \frac{T_z}{T_c} * P_c \quad (38)$$

$$P_z = 1.066 * \frac{2639}{662.46} * 1.4$$

$$P_z = 96,32 \text{ MPa}$$

El grado de elevación de la presión (λ) es igual a

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \quad (39)$$

$$\lambda = \frac{5.94}{1.4}$$

$$\lambda = 4.24$$

Expansión en el Ciclo Real.

Proceso de expansión en el ciclo.

Este ciclo de expansión o carrera de trabajo, se realiza todo el trabajo mecánico, debido a la energía térmica que se desprende de la combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 158)

En el ciclo real la expansión comienza durante la combustión. En el ciclo real de la expansión comienza durante la combustión (Punto C') y termina cuando comienza el proceso de escape de los gases. Se considera que el proceso de cuatro tiempos termina en el PMI (punto b). Al principio de la misma hay un gran desprendimiento de calor y busca elevación de la presión, como se muestra en la Figura 28. (Jóvaj, 1982, pág. 158)

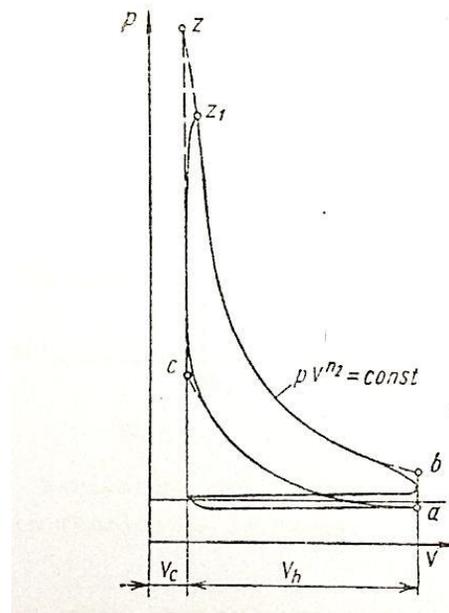


Figura 28. Expansión en el ciclo real
Fuente. (Jóvaj, 1982)

Grado de expansión.

El exponente politropico de expansión (n_2) se determina por una serie de factores, por eso n_2 se debe elegir considerando los resultados que se han obtenido durante la investigación del motor. (Jóvaj, 1982, pág. 160)

La influencia de un buen proceso de combustión está determinada por la velocidad con que se queman los combustibles en la fase principal; al arder gran cantidad de combustible, P_z y T_z se incrementan y la fracción de combustible que se extingue disminuye en el proceso de expansión y n_2 crece. (Jóvaj, 1982, pág. 160)

Semejante desarrollo en el proceso es el más conveniente, ya que se logra mayor aprovechamiento del calor. (Jóvaj, 1982, pág. 161)

Como se muestra en la Figura 29, se observa una disminución de n_2 al aumentar el régimen de revoluciones, debido a menor emisión de calor al exterior. (Jóvaj, 1982, pág. 161)

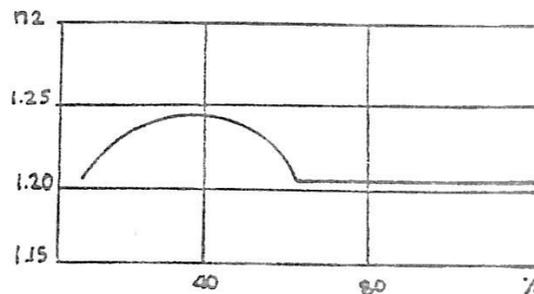


Figura 29. Variación del exponente politropico de expansión n_2 en función de la carga
Fuente. (Jóvaj, 1982)

Temperatura al Final de la Expansión (T_b).

Está determinada por la cantidad de temperatura que se detecta en el PMI al final de este ciclo y se determina por la formula. (Jóvaj, 1982, pág. 158)

$$T_b = T_z * \frac{1}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (40)$$

Dónde:

$n_2 =$ Los valores del exponente politropico de expansión oscilan entre ($n_2 = 1.23 - 1.30$), mientras que para la investigación que se realiza se toma un $n_2 = 1.25$ (Jóvaj, 1982, pág. 161)

$$T_b = 23.66 * \frac{1}{10.2^{1.25-1}}$$

$$T_b = 1324, ^\circ K$$

Presión al Final de la Expansión (Pb).

$$P_b = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}} \quad (41)$$

$$P_b = \frac{5.94}{10.2^{0.25}}$$

$$P_b = 5,28 \text{ MPa}$$

Temperatura de Escape (Te)

Durante este periodo, que acaba cerca del P.M.I. se expulsa del cilindro del motor los gases quemados y se determina por la formula. (Jovaj, 1982, pág. 161)

$$T_e = \frac{T_b}{\epsilon^{n_2-1}} \quad (42)$$

$$T_e = 740 \text{ } ^\circ K.$$

Presión de Escape (Pe).

$$P_e = \frac{P_b}{\epsilon^{n_2}} \quad (43)$$

$$P_e = 0.28 \text{ MPa.}$$

Presión Media de un Ciclo Potencia y Rendimiento Económico de un Motor.

Presión Media Indicada en un Ciclo.

Motor encendido por chispa (Pi).

Esta magnitud es la presión manométrica convencional de acción constante con la cual “el trabajo realizado por los gases durante una carrera del embolo es igual al trabajo indicado correspondiente al ciclo”. (Jovaj, 1982, pág. 129)

$$P_{i(an)} = (P_a * \epsilon^{n1}) / (\epsilon - 1) - \left[\left(\frac{\lambda}{n_2 - 1} \right) \left(1 - \left(\frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}} \right) \right) - \left(\frac{1}{n_1 - 1} \right) \left(1 - \left(\frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right) \right) \right] \quad (44)$$

$$P_i = 0.99 \approx 1.0 \text{ NMPa}$$

Dónde:

λ = Grado de elevación de la presión.

Como se indica en la Figura 33, según los datos experimentales $\varphi_1 = 0.92 - 0.97$. La desviación del ciclo real respecto al teórico en los motores a gasolina es menor que en los motores Diesel y sus valores de φ_1 (Jóvaj, 1982, pág. 157)

$$P_i = 0.97 * 1.0 = 0.97 \text{ MPa}$$

$$P_i = 0.97 \text{ MPa}$$

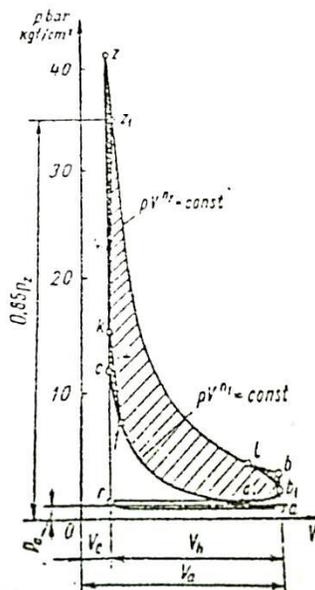


Figura 30. Diagramas teórico y real de un motor con encendido por chispa.

Fuente. (Jóvaj, 1982)

Potencia Indicada de un Motor (Ni).

La potencia indicada de un motor, está determinada por la presión media del ciclo por la cilindrada del motor así:

$$N_i = \frac{P_i * V_h * n}{30\tau} \quad (45)$$

Dónde

P_i = Encendido por chispa

V_h = Volumen del cilindro.

n = Numero de revoluciones (rpm).

n = 6000 RPM a 102 HP

$$N_i = \frac{0.97 * 1398.4 * 6000}{30 * 3}$$

N_i = 90.42 KW.

Trabajo Indicado (Li).

El trabajo indicado por un cilindro en un ciclo: (Jóvaj, 1982, pág. 167)

$$L_i = P_i * V_h \quad (46)$$

$$L_i = 0.97 * 349.6$$

$$L_i = 339.11 \text{ Nm.}$$

Perdidas Mecánicas en el Motor (Nm).

Parte del trabajo indicado se gasta en vencer el rozamiento en las piezas móviles, en el intercambio de gases y en el accionamiento de los mecanismos auxiliares. (Jóvaj, 1982, pág. 171)

$$N_m = \frac{P_m * V_h * n}{30\tau} \quad (47)$$

$$N_m = \frac{0,145 * 1398.4 * 6000}{30 * 3}$$

$$N_m = 13.51 \text{ Kw.}$$

Potencia Efectiva y Rendimiento Mecánico de un Motor.

Potencia efectiva (Ne).

La potencia que puede obtenerse en el cigüeñal del motor y aprovecharse para accionar cualquier máquina, se llama potencia efectiva y se designa (Ne). (Jóvaj, 1982, pág. 176)

$$N_e = N_i - N_m \quad (48)$$

$$N_e = 90.42 - 13.51$$

$$N_e = 76.91 \text{ Kw}$$

Rendimiento mecánico de un motor (η_m).

La potencia indicada correspondiente a las pérdidas mecánicas se determina por el rendimiento mecánico (η_m). (Jóvaj, 1982, pág. 171)

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} \quad (49)$$

$$\eta_m = \frac{0.825}{0.97}$$

$$\eta_m = 0.85$$

Variación del Rendimiento Mecánico en Función de la Carga.

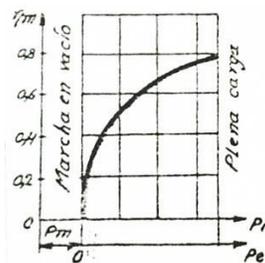


Figura 31. Variación del rendimiento mecánico en función de la carga
Fuente. (Jóvaj, 1982)

Presión de las Pérdidas Mecánicas.

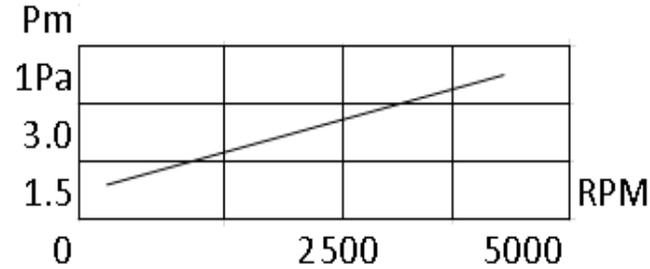


Figura 32. Relación entre las pérdidas mecánicas P_m y la velocidad media del pistón V_p .

Fuente. (Jóvaj, 1982)

Economía y Rendimiento de un Motor.

Una de las características fundamentales es la calidad de un motor es el consumo de combustible o la economía que proporciona el mismo.

Gasto específico indicado de combustible (g_i).

$$g_i = \frac{3600 \cdot N_v \cdot P_o}{P_i \cdot \alpha l_o} \quad (50)$$

$$g_i = \frac{3600 \cdot 0.74 \cdot 1.209}{0.97 \cdot 0.9 \cdot 13.773}$$

$$g_i = 267.86$$

El gasto de combustible (g_e).

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (51)$$

Dónde

g_i = Gasto específico indicado de combustible

$$g_e = \frac{267.86}{13.51}$$

$$g_e = 19.82 \frac{\text{g}}{\text{Kwh}}$$

El Rendimiento Indicado (η_i).

Este es menor que el rendimiento térmico, a causa de las pérdidas adicionales debidas a la imperfección del ciclo.

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i * H_u} \quad (52)$$

$$\eta_i = \frac{3600}{267.86 * 44}$$

$$\eta_i = 0.305$$

Rendimiento Efectivo (η_e).

La parte del calor que se transforma en trabajo efectivo se aprecia por el rendimiento efectivo.

Si H_u se expresa en MJ/Kg y g_e en g/Kwh. (Jóvay, 1982, pág. 178)

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u * g_e} \quad (53)$$

$$\eta_e = \frac{3600}{44 * 19.82}$$

$$\eta_e = 4.12$$

También se le puede calcular por la expresión

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m \quad (54)$$

$$\eta_e = 0.305 * 0.85$$

$$\eta_e = 0.259$$

Análisis de los Factores que Influyen en la Economía y en la Potencia del Motor.

Factores que influyen en el rendimiento económico de un motor.

Se puede manifestar que el consumo específico de combustible depende de los siguientes parámetros.

Densidad de la carga brusca (ρ_0), que penetra en el sistema de admisión, del coeficiente de llenado (α) de la cantidad de carga fresca (αl_0) y de la presión media efectiva P_e o indicada P_i . (Jóvaj, 1982, pág. 177).

Estos parámetros no se pueden estudiar por separado, ya que estos factores son muy influyentes en el rendimiento económico del motor, ya que la variación de uno de ellos hace que los demás cambien como se muestra en la Figura 36. (Jóvaj, 1982, pág. 177)

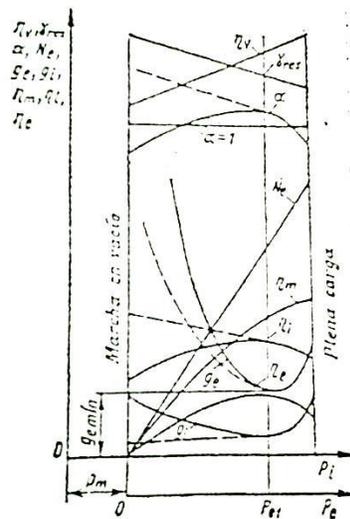


Figura 33. Carácter de la variación de los índices principales de un motor de carburador en función de la carga a $n = \text{const}$
Fuente. (Jóvaj, 1982)

Factores que influyen en la potencia del motor.

La potencia del motor, depende de la presión indicada media (P_i), del diámetro del cilindro (D), de la carrera del embolo (S) del número de revoluciones (n) y de los tiempos del motor (τ). (Jóvaj, 1982, pág. 217)

Las cualidades de un motor se aprecian por su potencia por litro de cilindrada en la siguiente ecuación se deduce: (Jóvaj, 1982, pág. 217)

$$N_1 = \frac{N_e}{iVh} = \frac{1}{30} * \frac{H_{un}}{10\alpha} i * \eta_v * \eta_m p_o \frac{n}{T} \left[\frac{Kw}{L} \right] \quad (55)$$

$$N_1 = 0,00019 \frac{H_{un}}{10\alpha\alpha T} i \eta_v \eta_m p_o \frac{n}{T} \left[\frac{CV}{L} \right] \quad (56)$$

Por medio de esta ecuación se puede analizar la influencia que ejercen los factores principales en la potencia por litro del motor.

Para los combustibles líquidos se utiliza en el motor el valor de H_u/l_o el cual tiene límites pequeños y no influyen en N_1 . (JARA, 2005, pág. 217).

El valor de η_i/α caracteriza la perfección del proceso que tiene el motor. El rendimiento indicado influye en el aprovechamiento del calor, la relación η_i/α debe ser lo mayor posible, y su valor máximo cuando $\alpha = (0.85 - 0.9)$. (Jóvaj, 1982, pág. 218)

Para obtener mayor potencia posible se debe aumentar el coeficiente de llenado (η_v) (Jóvaj, 1982, pág. 218)

El mayor número de revoluciones (n) aumentan la potencia por litro, y este se determina por la velocidad media del embolo. (Jóvaj, 1982, pág. 218)

La potencia del motor por litro depende de la cantidad del aire (ρ_o), según la altura a que se encuentre esta unidad va a disminuir y por lo tanto la potencia por litro, como se muestra en la Figura 37. (Jóvaj, 1982, pág. 219)

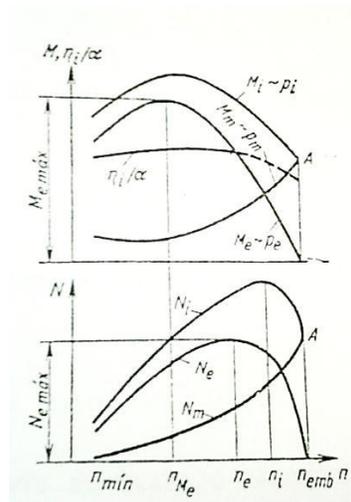


Figura 34. Influencia de la composición de la mezcla de combustible en el rendimiento económico y en la potencia del motor.

Fuente. (Jóvaj, 1982)

Balance Térmico del Motor.

En el análisis del ciclo del motor se desprende que para realizar el trabajo efectivo se consume solo una pequeña parte del calor que se obtiene al quemar el combustible. (Jóvaj, 1982, pág. 260)

Para determinar la cantidad del aprovechamiento del calor y las vías de su mejoramiento, así como los datos para el diseño y cálculo del sistema de enfriamiento, se debe establecer en que se gasta el calor introducido al motor. (Jóvaj, 1982, pág. 260)

Por tal motivo en la investigación del motor 4L, se determinan los diferentes componentes térmicos por separado, en función de los diferentes parámetros que caracterizan las condiciones de explosión (carga, frecuencia de rotación, compresión de la mezcla, etc.) (Jóvaj, 1982, pág. 261)

La ecuación del balance térmico (la cantidad de calor está referida a la unidad de tiempo) es:

$$Q_0 = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{c.i} + Q_1 + Q_r \quad (57)$$

Dónde:

Q_0 = Cantidad total de calor.

Q_e = Calor equivalente al trabajo efectivo.

Q_{ref} = Calor cedido al medio refrigerante.

Q_g = Calor que llevan del motor los gases de escape.

Q_{ci} = Calor del combustible que se desaprovecha.

Q_1 = Calor entregado al lubricante.

Q_r = Termino independiente que determina las pérdidas no incluidas en las demás componentes del balance térmico.

Cantidad total de Calor (Q_o).

Donde (Q_o) es la cantidad total de calor introducido con el combustible. (Jóvaj, 1982, pág. 261)

$$Q_o = H_u * G_c \quad (58)$$

De donde:

$$G_c = g_i N_i \quad (59)$$

$$G_c = 267.86 * 90.42$$

$$G_c = 24.21 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_o = 44 * 24.21$$

$$Q_o = 1065.24 \frac{MJ}{h} = 0,2959 \frac{KJ}{s}$$

$$q_o = 100\% \text{ del calor introducido} \quad (60)$$

Calor Equivalente al Trabajo Efectivo (Q_e).

Es el calor aprovechado en forma efectiva, para entregar su máxima potencia real y se calcula.

$$Q_e = N_e \quad (61)$$

$$Q_e = 76.91 \text{ Kw}$$

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} \quad (62)$$

$$q_e = \frac{76.91}{0.2959}$$

$$q_e = 260.71$$

Calor Cedido al Medio Refrigerante (Q_{ref}).

Es el calor transmitido al medio refrigerante, a través de las paredes del cilindro, culata y pistón y se determina por la ecuación: (Jóvaj, 1982, pág. 261)

$$Q_{ref} = G_{ref} * C_{ref} (T_g - T_o) \quad (63)$$

De donde G_{ref} es el gasto del refrigerante

$$G_{ref} = V_{bom} A \quad (64)$$

$$G_{ref} = 2.6 * \pi \frac{(0.03)^2}{4}$$

$$G_{ref} = 1.837 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Es el calor específico refrigerante C_{ref}

$$C_{ref} = 4.186 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$$

Es la temperatura del motor T_o

$$T_o = 15.15^\circ\text{C}$$

Es la salida de temperatura del motor T_g

$$T_g = 90^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{ref}} = 1.837 * 4.86 * 90 - 15.15$$

$$Q_{\text{ref}} = 575.57 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

De donde:

$$q_{\text{ref}} = \frac{Q_{\text{ref}}}{Q_o} \quad (65)$$

$$q_{\text{ref}} = \frac{575.57}{0.295}$$

$$q_{\text{ref}} = 1951.08$$

Calor que Llevan del Motor los Gases de Escape (Q_g).

Es el calor que arrastran los gases de escape. (Jóvaj, 1982, pág. 261)

$$Q_g = G_c [M_2 (\mu C_p'') T_g - M_1 (\mu c_p) t_o] \quad (66)$$

$$Q_g = 24.21 [0.518(1.44 * 10^3)90 - 0.482(1.30 * 10^3)15.15]$$

$$Q_g = 387.62 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

$$q_g = \frac{Q_g}{Q_o} \quad (67)$$

$$q_g = \frac{387.62}{0.2959}$$

$$q_g = 1313.96$$

Calor del Combustible que se Desaprovecha (Qci).

Este calor es cedido por las combustiones incompletas. (Jóvaj, 1982, pág. 261)

$$Q_{ci} = (\Delta H_u)_{quim} G_c \quad (68)$$

Dónde:

$$(\Delta H_u)_{quim} = 6,19(1 - \alpha L_o) \quad (69)$$

$$(\Delta H_u)_{quim} = 6,19(1 - 0.48)24.21$$

$$(\Delta H_u)_{quim} = 77.92 \text{ KJ/K}$$

Por lo tanto:

$$Q_{ci} = 77.92 * 24.21$$

$$Q_{ci} = 1886.44 \frac{\text{KJ}}{\text{h}} = 0.524 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

$$q_{ci} = \frac{Q_{ci}}{Q_o} \quad (70)$$

$$q_{ci} = \frac{0.524}{0.295}$$

$$q_{ci} = 1.776$$

Término Independiente (Q_{rest}).

Es el término independiente que determina las pérdidas no incluidas en las demás correspondientes del balance (Jóvaj, 1982, pág. 262)

$$Q_{rest} = Q_u - (Q_C + Q_{ref} + Q_g + Q_{ci}) \quad (71)$$

$$Q_{rest} = 238 - (70.74 + 575.57 + 387.62 + 0.524)$$

$$Q_{rest} = -796.454 \frac{KJ}{s}$$

$$q_{rest} = \frac{Q_{rest}}{Q_o} \quad (72)$$

$$q_{rest} = -2691.63$$

Diagrama del Balance Térmico.

En la Figura 38, se indica el balance térmico del motor.

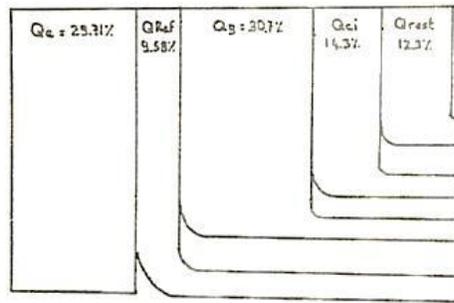


Figura 35. Diagrama del balance térmico
Fuente. (Jovaj, 1982)

Elección de los Principales Parámetros Estructurales.

Al realizar el cálculo de un motor se debe partir del conjunto de relaciones existentes entre los índices económicos, energéticos, másicos y dimensionales del motor con la perfección de los procesos térmicos, la resistencia a la fatiga de las principales piezas, los métodos de endurecimiento y los procesos de fabricación. (Jovaj, 1982, pág. 416)

Las dimensiones principales del motor determinan el volumen total del trabajo y estos son el diámetro D , del cilindro y la carrera S del embolo. (Jovaj, 1982, pág. 416)

La cilindrada total del motor se determina partiendo de la potencia efectiva N_e teórica, por esta razón, además de los parámetros del ciclo de funcionamiento del motor, en el mismo influyen el número de tiempos, el número de cilindros, la disposición de estos y la velocidad angular. (Jovaj, 1982, pág. 417)

Elección del Tipo de Motor y del Número de Disposición de los Cilindros.

Al elegir el tipo de motor se debe tomar en cuenta su destino, lugar de trabajo, la masa, las características de tracción, además hay que tener presente las capacidades de paso del automóvil que depende de la carga sobre el eje delantero, el motor puede ser a diésel o gasolina. (Jovaj, 1982, pág. 418)

El número de cilindros se elige a partir de los valores de la potencia nominal, frecuencia de rotación, fuerzas de inercia de las masas con movimiento rotativo y alternativo, que actúan sobre las piezas y cojinetes del mecanismo biela – manivela y de la uniformidad del par motor. (Jovaj, 1982, pág. 418)

De este último factor depende la uniformidad de rotación, la masa del volante, la amplitud cíclica de las tensiones en los elementos del cigüeñal y en las piezas de la transmisión, las cargas sobre los elementos elásticos de la suspensión, las vibraciones del motor y de la carrocería del vehículo. (Jovaj, 1982, pág. 418)

Índices Principales de los Motores del Automóvil.

Los siguientes datos mostrados en la Tabla 4, fueron obtenidos mediante datos de referencia del manual de usuario.

Tabla 4.

Características del motor del Chevrolet Sail 1.4 lt.

Tipo/Código	C14 DOCH
Disposición	Delantera
Desplazamiento (cc.)	1398,4
N° de cilindros	4
N° de válvulas	16
Potencia (HP @ RPM)	102 @ 6000
Torque (Nm @ RPM)	131 @ 4200
Relación de compresión	10.2
Diámetro y Carrera (mm)	73.6 * 81.8

Nota: Los datos mencionados en la Tabla 3. Fueron tomados de (Chevrolet.ec, 2015)

Al elegir la disposición y el número de cilindros, así como el esquema sustentador del bloque-cárter en el proceso de diseño de un motor hay que tener en cuenta los siguientes puntos:

- El tipo de refrigeración por agua o por aire. (Jovaj, 1982, pág. 418)
- Las dimensiones exteriores que debe tener el motor y la necesidad de asegurar un acceso fácil a sus principales mecanismos. (Jovaj, 1982, pág. 418)
- Las posibilidades que tengas la fábrica productora para hacer las piezas de fundición y mecanizado. (Jovaj, 1982, pág. 418)
- El material de la culata, del bloque de cilindros y del material del cárter. (Jovaj, 1982, pág. 418)

“Al realizar esta elección se debe procurar que el motor tenga menos masa, siendo máxima la rigidez del bloque de cilindros y de la parte superior del cárter.” (Jovaj, 1982, pág. 421). La rigidez de este último es un factor muy importante para el óptimo funcionamiento del motor. (Jovaj, 1982, pág. 421)

Los motores en V son un 30% más cortos y un 25% menos masa que los motores en línea del mismo número de cilindros, cilindrada, potencia y rpm; además debe tomarse en cuenta el

equilibrio y la uniformidad de marchas óptimos posibles en los motores en V. (Jovaj, 1982, pág. 421)

El ángulo de inclinación γ debe ser lo mayor posible $\gamma = (40^\circ - 90^\circ)$, para disminuir los gastos de producción, explotación y reparación. (Jovaj, 1982, pág. 421)

Al proyectar los motores hay que tender a crear familias de ellos para unificar lo más posible las piezas de los mecanismos y sistemas principales. (Jovaj, 1982, pág. 421)

Elección de las Relaciones S/D y $\lambda = R/L$.

El parámetro S/D está ligado directamente con la velocidad del embolo y la masa del motor, en la actualidad muchos motores de automóvil se hacen con carrera corta. (Jovaj, 1982, pág. 422)

$$\frac{S}{D} = (0.75 - 1)$$

Si se obtienen distintos valores de S/D comparando se puede decir que:

Al crecer S/D aumenta la altura pero disminuye la rigidez del cigüeñal, esto favorece a que se produzca resonancia en las vibraciones torsionales. (Jovaj, 1982, pág. 422)

Cuando aumenta S/D aumenta también S y por consiguiente la velocidad media del pistón, lo que determina un aumento de la carga inercial sobre las piezas; se empeora el llenado de los cilindros y un mayor trabajo de rozamiento, es decir la resistencia al desgaste de las piezas del motor será menor. (Jovaj, 1982, pág. 422)

Entre las ventajas que ofrecen los motores de carrera corta deben incluirse las siguientes:

a) Aumento del número de rpm al forzar el motor sin elevar la velocidad media del embolo.

(Jovaj, 1982, pág. 423)

b) Aumento de la duración de las piezas del grupo del embolo cuando funciona a

velocidades medias moderadas. (Jovaj, 1982, pág. 423)

$V_e = (10.0 - 16.0) \frac{m}{s}$ automóviles de turismo

$$V_e = (7.0 - 13.0) \frac{m}{s} \quad \text{camiones}$$

- c) Aumento del coeficiente de llenado de los cilindros del motor debido a que las velocidades de admisión son menores por ser directamente proporcionales a la velocidad del embolo. (Jovaj, 1982, pág. 423)
- d) Disminución de las dimensiones exteriores del motor en la dirección del eje de los cilindros. (Jovaj, 1982, pág. 423)
- e) La disminución de las pérdidas térmicas en el medio refrigerante. (Jovaj, 1982, pág. 423)

Sin embargo al disminuir S/D aumenta la longitud y la masa del motor. Las relaciones S/D pequeñas conviene emplearlas en los motores en V, ya que con esto disminuye su longitud y su anchura sobre todo cuando el ángulo entre los ejes es grande (Jovaj, 1982, pág. 424)

Por esta razón conviene hacer con carrera corta los motores de cilindros opuestos; en los automóviles modernos el S/D varia (0.75 – 1.2) con la particularidad de que los motores de muchas revoluciones y que trabajan con gran carga deben tener una relación S/D próxima al límite inferior. (Jovaj, 1982, pág. 424)

La relación $\lambda = R/L$ se elige por las siguientes razones:

Los valores pequeños de λ son convenientes para disminuir la presión del embolo sobre la pared del cilindro y para las fuerzas de inercia de las masas con movimientos alternativos lo que sirve para equilibrar el motor, pero lo que corresponde a un L mayor de la biela y por consiguiente mayores dimensiones exteriores y masa del motor. (Jovaj, 1982, pág. 424)

$$\lambda = \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{3,8}\right) \quad \text{Para automóviles modernos.}$$

En los motores rápidos se utiliza bielas más largas a diferencia de los motores lentos. (Jovaj, 1982, pág. 424)

Calculo de Resistencia Mecánica de Cigüeñales y Cojinetes del Motor.

“La función principal del cigüeñal consiste en transformar el movimiento de la biela en movimiento rotatorio” (Mecanica facil.net, 2012). Se encuentra sobre el cárter por debajo de los cilindros, siendo sostenido por casquetes, denominados también cojinetes. (Mecanica facil.net, 2012)

Una de las características primordiales del cigüeñal es su equilibrio estático, distribuyendo todo su peso de forma uniforme alrededor del eje; y equilibrio dinámico para eliminar cualquier vibración generada durante su giro a causa de la fuerza ejercida por las bielas. (Mecanica facil.net, 2012)

Para este fin se los construye con unas masas metálicas, los contrapesos, que se presentan en posiciones opuestas a la posición de los codos de las bielas. Así al girar cuando el motor está en funcionamiento la fuerza centrífuga generada es totalmente uniforme. (Mecanica facil.net, 2012)

Las partes torneadas por las cuales el cigüeñal es fijado al bloque del motor se denominan casquetes de bancada, mientras que las secciones de acoplamiento de las bielas son conocidas como casquetes o cojinetes de biela. (Mecanica facil.net, 2012)

Entre los casquetes de bancada y los casquetes de las bielas se encuentran los llamados codos (también conocidos como brazos del cigüeñal). (Mecanica facil.net, 2012)

Presentan además en los codos unos conductos a través de los cuales el lubricante de los casquetes de bancada es dirigido hacia los casquetes de las bielas. (Mecanica facil.net, 2012)

Las fuerzas explosivas de los pistones y las de inercia en las piezas de movimiento recíproco son de intensidad variable. Esta variación de torsión produce torsión en el cigüeñal, es decir, se produce vibración a causa de la torsión. (Mecanica facil.net, 2012)

La vibración es más notoria en los cigüeñales largos que en los cortos y a determinadas velocidades de giro (velocidad crítica). (Mecanica facil.net, 2012)

En algunos motores se usa un amortiguador de vibraciones en la parte delantera del cigüeñal para absorber las vibraciones de éste. (Mecanica facil.net, 2012)

Construcción y Definición de las Medidas del Volante.

Como datos iniciales se tiene:

$$D = 73.8 \text{ mm} = 0.0738 \text{ m.}$$

$$d = 48.9 \text{ mm} = 0.0489 \text{ m.}$$

$$\omega = 300 \text{ rad/s.}$$

$$H = 12 \text{ mm} = 0.012 \text{ m.}$$

$$b = \text{Numero de cavidades en un muñón (} b = 1 \text{).}$$

$$R = 43 \text{ mm} = 0.043 \text{ m}$$

$$l_b = 160 \text{ mm} = 0.16 \text{ m.}$$

$$N_i = 97.6 \text{ Kw.}$$

El momento de inercia de todas las masas reducidas al eje del cigüeñal:

$$I_o = 1.25 * 10^{-5} R^3 D (b)^{1/2} / [1.4D (b)^{1/2} + R] (KD(b)^{1/2} + Hd) \quad (73)$$

Dónde:

D = Diámetro del cilindro.

d = Diámetro del muñón de bancada.

H = Distancia entre los cilindros.

b = Numero de cavidades en un muñón. (b = 1).

R = Radio de la manivela.

K = Coeficiente del cálculo de la longitud de la biela.

l_b = Longitud de la biela.

N_i = Potencia indicada.

$$K = 0.38 * l_b - 0.17 * D (b)^{1/2} \quad (74)$$

$$K = 0.38 (160 \text{ mm}) - 0.17 * 73,8 \text{ mm} (1)^{1/2}$$

$$K = 48.254.$$

Entonces:

$$I_o = 1.25 * 10^{-5} R^3 D (b)^{1/2} / [1.4D (b)^{1/2} + R] (KD(b)^{1/2} + Hd)$$

$$I_o = (1.25 * 10^{-5}) (0.043 \text{ m})^3 (0.748 \text{ m}) (1)^{1/2} / [1.4 (0.748 \text{ m}) (1)^{1/2} + 0.043 \text{ m}] (48.084 * 0.748 \text{ m} (1)^{1/2} + 0.012 \text{ m} * 0.489 \text{ m})$$

$$I_o = 2.44 * 10^{-8} \text{ [kg/m.]}$$

Se toma la expresión L_{exc}/L_{med} , donde L_{exc} es el exceso de trabajo del momento torsor y L_{med} es el trabajo medio.

$$L_{exc} / L_{med} = 0.17 = L_{sol} \quad (75)$$

El coeficiente de desequilibrio

$$\partial = 2\pi N_i L_{sol} / (I_o \omega^3 L_{med}) \quad (76)$$

$$\partial = 2 * 3.14 * 97.6 * 0.17 / 2.44 * 10^{-8} * (300)^3$$

$$\partial = 158,16$$

Diámetro medio del volante:

$$I_v = 0.25 m_v D_m^3 \quad (77)$$

Dónde:

m_v : Es la masa del volante = 8.2 kg.

I_v = es el momento de inercia del volante.

$$I_v = 0.9 * I_o$$

$$I_v = 0.9 * 2.44 * 10^{-8} = 2.196 * 10^{-8}$$

$$I_v = 2.196 * 10^{-8}$$

Entonces:

$$D_m = (I_v / 0.25 m_v)^{1/2} = ((2.196 * 10^{-8} / 0.25)(8.2))^{1/2}$$

$$D_m = 1.03 \cdot 10^{-4} \text{ m.}$$

Velocidad circunferencial del volante.

$$V_v = \pi D_m n / 60 \quad (78)$$

$$V_v = (3.14) (1.03 \cdot 10^{-4}) (4600) / 60 = 0.02 \text{ m/s}$$

$$V_v = 0.02 \text{ m/s}$$

Fundamentos Hidrodinámicos de la Teoría del Lubricante.

Durante la rotación el centro del árbol no coincide con el eje geométrico del orificio en el cojinete y describe una circunferencia con un radio menor que la holgura radial en la magnitud de la excentricidad e . (Jovaj, 1982, pág. 583)

$$\sigma = 0.5 (D_{ex} - e)$$

Las holguras mínimas y máximas en la zona cargada del cojinete dependen del desplazamiento del eje del árbol y se expresa por.

$$h_{\min} = \sigma - e = \sigma (1 - x) \quad (79)$$

$$h_{\max} = \sigma (1 + x) \quad (80)$$

Dónde: x es la excentricidad relativa $x = e / \sigma$

La holgura mínima (espesor mínimo de la película de aceite) se debe construir con un espesor de (6 – 8) mm. La fiabilidad de los cojinetes en este caso es suficientemente elevada, e aumenta con el crecimiento de la carga.

La reducción h_{\min} se da por μ baja de aceite; el aumento de e y de ω elevada.

Para realizar el cálculo hidrodinámico se determina se determina el espesor, de la película de aceite, lo cual deberá ser mayor que cierto espesor crítico h_{cr} , que asegure el rozamiento del fluido; $h_{cr} = (3- 4) \mu\text{m}$ depende de la magnitud de sus deformaciones. La relación entre los espesores mínimo y crítico de la película de aceite se denomina coeficiente de fiabilidad operacional del cojinete.

$$H = h_{\min} / h_{er} \geq 1.5 \quad (81)$$

Para encontrar el espesor mínimo de la película de la película de aceite, a base de los diagramas establecidas, se determina la excentricidad relativa que depende del ancho relativo del cojinete l/d y del coeficiente adimensional de carga.

$$\theta = K_{\max} \psi^2 / \mu \omega \quad (82)$$

Dónde:

K_{\max} = Es la presión máxima determina aplicando los diagramas de las fuerzas de biela o bancada (Pa).

ψ = Holgura relativa.

$\psi = \Delta/d$ (Δ = Holgura diametral, d = diámetro).

μ = Viscosidad dinámica del aceite (Pa .s).

ω = Velocidad angular del cigüeñal (rad/s).

La excentricidad relativa se incrementa al crecer el coeficiente de carga y disminuir la relación l/d , el coeficiente de fiabilidad se determina, considerando que las fuerzas que actúan es constante, por ello el cálculo resulta condicional, además no se tiene en cuenta la alteración de la forma geométrica del árbol y del cojinete por la acción de la carga.

Las temperaturas a la entrada del cojinete y a la salida de este tenemos:

Para el régimen de potencia nominal la temperatura del aceite a la entrada $t_{a.e} = (80 - 90) ^\circ\text{C}$ y la temperatura a la salida $t_{a.s} = (90 - 110) ^\circ\text{C}$.

Materiales utilizados.

Constituidos por un casquillo de apoyo de acero y una capa delgada para el deslizamiento, los casquillos están contruidos de Cu, Pb, Sn; la capa de deslizamiento es de Pb o Sn, los cojinetes fabricados a base de aleaciones Al, o base de aleaciones de Pb Sn.

Cálculo de Resistencia Mecánica del Grupo de Movimiento Alternativo.

El conjunto del pistón, junto con la superficie de la cámara de combustión y las paredes del cilindro, forma el espacio del volumen variable en el que se producen los procesos de funcionamiento del motor. El pistón tiene la función de asegurar la hermeticidad de este espacio y la buena disposición del calor de las paredes del cilindro y del espacio sobre el pistón. (Jóvaj, 1982, pág. 466)

A través del grupo del pistón se transmite la fuerza de la presión de los gases a la biela y esta es la fuente principal de pérdidas por rozamiento aproximadamente en 60-70%. (Jóvaj, 1982, pág. 466)

Por otra parte el conjunto de la biela tiene la misión de transformar el movimiento alternativo, en movimiento rotacional del cigüeñal. Este movimiento es complejo y sufre la acción de las fuerzas variables por su magnitud y dirección de los gases, y de la inercia. (Jóvaj, 1982, pág. 466)

Pistones.

En el émbolo o pistón actúan fuerzas axiales de presión de los gases de inercia, variables en magnitud y dirección, así como las fuerzas laterales que aprietan el pistón contra el cilindro. Como resultado del calentamiento irregular del pistón, tanto en dirección radial como axial, aparecen tensiones térmicas internas adicionales. (Jóvaj, 1982, pág. 467)

Debido a la compleja forma que tiene el pistón y su irregular distribución del metal, su rigidez es diferente en todas las direcciones radiales. Por esta razón el cálculo y diseño del pistón representa una tarea compleja, ya que se desconocen las temperaturas exactas y sus gradientes entre las diferentes partes del embolo. (Jóvaj, 1982, pág. 467)

La estructura del pistón y sus dimensiones, quedan definidas por las siguientes razones:

- Cargas térmicas y mecánicas.
- Forma y disposición de la cámara de combustión.
- Numero de segmentos.
- Presencia de nervios de reforzamiento.
- Grosor de la cabeza del pistón.
- Diámetro del bulón entre otras. (Jóvaj, 1982, pág. 467)

Materiales de construcción.

Hoy en día se emplean exclusivamente, por su baja densidad y su muy buena conductividad térmica, pistones de aleaciones de aluminio. La aleación de aluminio tiene las siguientes características:

- Poca densidad con objeto de que su inercia sea lo más reducida posible. (Jovaj, 1982, pág. 465)
- Elevada resistencia incluso a altas temperaturas. (Jóvaj, 1982, pág. 465)
- Buena conductibilidad térmica. (Jóvaj, 1982, pág. 465)
- Dilatación térmica pequeña. (Jóvaj, 1982, pág. 465)
- Poca resistencia de rozamiento(buenas propiedades de deslizamiento) (Jóvaj, 1982, pág. 465)
- Gran resistencia frente al desgaste. (Jóvaj, 1982, pág. 465)

Tabla 5.

Pistones de aleación Aluminio-Silicio.

Pistones de aleación Aluminio-Silicio		
Grupo de aleación	Densidad Kg/dm	Observaciones
Al Si 12	2,7	Cuanto mayor es el contenido de Si, la dilatación térmica es menor y tanto menos es el desgaste, pero mayor es la dificultad del mecanizado, fabricación, fundición de casquillo, prensado y tratamiento
CU Ni		
Al Si 18	2,68	Térmico.
Cu Ni		
Al Si 25	2,65	
Cu NI		

Nota. Los datos de la Tabla fueron obtenidos de (Stuttgart, 1980).

Cálculo Térmico y de Tensiones de Deformación del Pistón.

La cabeza del pistón es la parte más sobrecargada térmicamente. En los motores muy solicitados, en las cabezas del pistón suele disponerse una especie de artesa o depresión para la combustión. (Stuttgart, 1980)

Al aumentar el diámetro del cilindro, la temperatura de la cabeza del pistón se incrementa. Esto se debe al crecimiento del momento de transmisión de calor. (Jóvaj, 1982, pág. 466)

La cantidad de calor que recibe el fondo del pistón, se transmite por los segmentos y por la falda a las paredes de las camisas refrigeradas, se transmite a los fluidos circulantes, al aceite proveniente del interior del cárter, así como al medio exterior por radiación, como se muestra en la Figura 55. (Jóvaj, 1982, pág. 466)

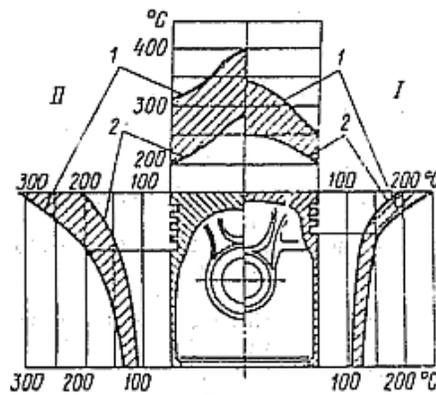


Figura 36. Distribución de las temperaturas del pistón
Fuente: (Jóvaj, 1982)

Para realizar el cálculo el pistón, se necesitaran los siguientes datos:

Diámetro del cilindro:

$$D = 73.8 \text{ mm} = 0.0738 \text{ m.}$$

Carrera del pistón:

$$S = 81.8 \text{ mm} = 0.0818 \text{ m.}$$

Potencia efectiva:

$$N_{ei} = 25.5 \text{ HP} - 19.0 \text{ KW (de un cilindro)}$$

Área del pistón:

$$F_p = 4271.82 \text{ mm}^2 = 0.4271 \text{ m}^2$$

Consumo específico del combustible:

$$g_e = 98.68 \text{ g/Kwh} = 0.09868 \text{ Kg/Kwh}$$

Presión en la combustión:

$$P_z = 5.94 \text{ MPa}$$

Cantidad total de calor introducido en el combustible

$$Q_0 = 44.000 \text{ Kj/Kg}$$

Diámetro 1

$$d_1 = 70.0 \text{ mm}$$

$$\acute{O} = 7.3 \text{ mm}$$

Cálculos del pistón.

Tensión de la cabeza del pistón.

$$\sigma_{ri} = 3 r_i^2 * P_z / 4 \acute{O}^2 \quad (83)$$

$$\sigma_{ri} = 3(40.192)^2(5.94) / 4(7.3)^2$$

$$\sigma_{ri} = 135.04 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{ri} = \text{varia de } (50-150) \text{ N/mm}^2$$

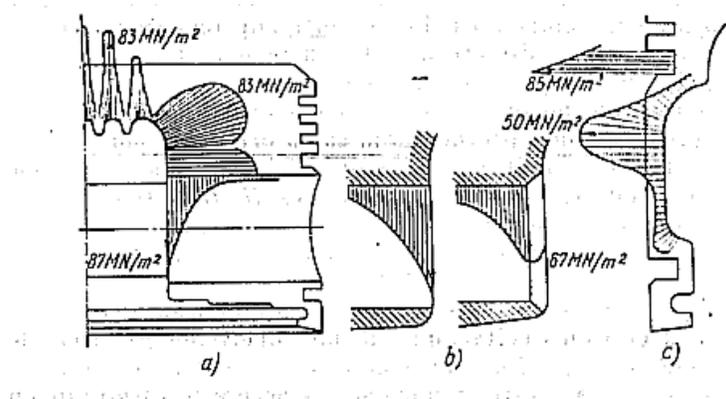


Figura 37. Concentraciones de tensiones en el pistón
Fuente: (Jóvaj, 1982)

Para el cálculo del esfuerzo específico de combustible sobre la cabeza del pistón, se asume una fracción que irradia por la cabeza del pistón.

$$Q_0 = 0.1$$

$$q_p = \frac{Q_p * N_{ei} * g_e * Q_0}{F_p * 3600} \quad (84)$$

$$q_p = (0.1)(19.0)(0.098)(44000) / 0.4271 \text{ m}^2 (3600)$$

$$q_p = 5.32 \text{ Kw/m}^2$$

La altura de la parte cilíndrica de la cabeza del pistón hasta la primera ranura de aro de fuego es:

$$h = \dot{O} + \left(\frac{D}{2}\right) - r_i \quad (85)$$

$$h = 7.307 + \frac{73.8}{2} - 40.192$$

$$h = 4.015 \text{ mm}$$

El coeficiente de poisson $\mu=0.26$

Por lo tanto el coeficiente que caracteriza la unión de la superficie del extremo de la cabeza del pistón será:

$$k = \left(\frac{\dot{O}}{h}\right) \left(\frac{D^2}{4} + r_i^2\right) / \left(\frac{D^2}{4} - r_i\right) + \mu \quad (86)$$

$$k = \frac{7.3}{4.015} \left[\frac{\frac{73.8^2}{4} + 40.192^2}{\frac{738.^2}{4} - 40.192^1} + 0.26 \right]$$

$$k = 1.5$$

La tensión en la superficie de la cabeza recibida por la caída de temperatura para los pistones refrigerados σt^{enf} .

El coeficiente de dilatación lineal de la aleación de aluminio Al25 es $\dot{\alpha}=22 * 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{K}$, el modulo de elasticidad $E=0.75 * 10^5 \text{ N/mm}^2$, el coeficiente de conductividad térmica $\lambda=0.162 \text{ w/m}^\circ\text{k}$.

$$\sigma t^{\text{enf}} = \frac{q_p * \dot{\alpha} * E * \dot{O}}{1 - \mu} * \lambda \quad (87)$$

$$\sigma t^{\text{enf}} = (22 * 10^{-6})(0.75 * 10^5)(5.32)(0.0073) / 2(1 - 0.26)(4.24)$$

$$\sigma_t^{\text{enf}} = 0.010 \text{ N/mm}^2$$

La sumatoria de las tensiones $\Sigma\sigma$ en la superficie de la cabeza del pistón es:

$$\Sigma\sigma = \sigma_{ri} - \sigma_t^{\text{enf}} \quad (88)$$

$$\Sigma\sigma = 135.04 \text{ N/mm}^2 - 0.010 \text{ N/mm}^2$$

$$\Sigma\sigma = 135.03 \text{ N/mm}^2$$

La presión específica permisible por acción de la fuerza normal N varía entre:

$$\Sigma a = (90.3 - 1.0) \text{ MPa (Jóvaj, 1982, pág. 283)}$$

Para el cálculo de la resistencia de tensión (σ_{Ten}) en la sección II-II se tiene:

$$d_r = D - 2(A + \Delta A) \quad (89)$$

$$d_r = 73.8 - 2(1.8 + 0.11)$$

$$d_r = 70.42 \text{ mm}$$

A= Espesor radial del aro.

ΔA = Holgura dial entre el aro y el pistón.

La superficie longitudinal de la sección diametral del canal de lubricación.

$$F' = [(d_r - d_i)/2] d_m \quad (90)$$

$$F' = [(70.42 - 70)/2] * 2.5$$

$$F' = 0.525 \text{ mm}^2$$

La superficie de la sección II-II (número de canales de lubricación $n_a=10$)

$$F_{II II} = \frac{\pi}{4(d_r^2 - d_i^2)} - n_a F' \quad (91)$$

$$F_{II II} = \frac{3.14}{4(70.42^2 - 70^2)} - 10(0.525)$$

$$F_{II II} = 5.23 \text{ mm}^2$$

Fuerza máxima de presión del pistón

$$Pz_{\max} = Pz * Fp \quad (92)$$

$$Pz_{\max} = 5.94(4271.82)$$

$$Pz_{\max} = 25374.61$$

Entonces la tensión de compresión en la sección II-II es:

$$\sigma_{\text{comp}} = Pz_{\max} / F_{\text{II II}}$$

$$\sigma_{\text{comp}} = 25374.61 / 2.53$$

$$\sigma_{\text{comp}} = 4851.74 \text{ N/mm}^2$$

Para disminuir la tensión de ruptura o corte (σ corte) en la sección II-II por la acción de las fuerzas de inercia que actúan en las masas en movimiento en el régimen máximo de Rpm de ralentí se encuentra las fuerzas. (Jóvaj, 1982)

Las masas de la cabeza del pistón con fines ubicados sobre la sección II-II se tienen:

$$mp = 155(Fp) \quad (93)$$

$$mp = 115(0.4271)$$

$$mp = 49.11 \text{ Kg}$$

$$m_{\text{II II}} = 0.5(mp) \quad (94)$$

$$m_{\text{II II}} = 0.5(49.11)$$

$$m_{\text{II II}} = 24.55 \text{ Kg}$$

La velocidad angular en ralentí:

$$w = \pi n / 30 \quad (95)$$

$$w = 3.14(6000) / 30$$

$$w = 628.31 \text{ S}^{-1}$$

Entonces:

$$P_j = m_{II} R w^2 (1 + \lambda) \quad (96)$$

$$P_j = 24.55(0.043)(628.31^2)(1 + 4.24)$$

$$P_j = 3475.56 \text{ N}$$

La tensión de corte en la sección II-II (σ_c).

$$\sigma_c = P_j / F_{II} \quad (97)$$

$$\sigma_c = \left(\frac{3475.56}{5.23} \right)$$

$$\sigma_c = 664.54 \text{ N/mm}^2$$

Para la definición de la presión entre el bulón y las orejas del pistón qo se toman las siguientes medidas de construcción del pistón (Jovaj, 1982, pág. 300).

Diámetro exterior del bulón:

$$d_b = 0.29 D \quad (98)$$

$$d_b = 0.29 (73.8)$$

$$d_b = 21.40 \text{ mm}$$

Distancia entre las superficies internas de las orejas del pistón:

$$b = 0.37 D$$

$$(108)$$

$$b = 0.37 (73.8)$$

$$b = 27.30 \text{ mm}$$

Longitud de trabajo de las orejas:

$$L_o = (l_p - b) / 2 \quad (99)$$

$$L_o = (83.81 - 27.30) / 2$$

$$L_o = 28.55 \text{ mm}$$

Longitud del bulón:

$$L_b = 0.8(D) \quad (100)$$

$$L_b = 0.8(73.8)$$

$$L_b = 59.04 \text{ mm}$$

Entonces:

$$q_0 = \frac{P_{z_{\max}}}{2L_0 \cdot d_b} \quad (101)$$

$$q_0 = \frac{2.53}{2 * 28.55 * 21.40}$$

$$q_0 = 25.33 \text{ Mpa}$$

q_0 varía de (15-50) MPa

Holgura entre la pared del cilindro y la cabeza del pistón en estado frío.

$$\Delta_c = 0.008 D \quad (102)$$

$$\Delta_c = 0.008(73.8)$$

$$\Delta_c = 0.59 \text{ mm}$$

Holgura entre la pared del cilindro y la falda del pistón.

$$\Delta_f = 0.002 D$$

$$(113)$$

$$\Delta_f = 0.002(73.8)$$

$$\Delta_f = 0.14 \text{ mm}$$

Diámetro de la cabeza y de la falda del pistón D_c y D_f .

$$D_c = D - \Delta_c \quad (103)$$

$$D_c = 73.8 - 0.50$$

$$D_c = 73.3 \text{ mm} \quad (104)$$

$$D_f = D - \Delta f$$

$$D_f = 73.8 - 0.14$$

$$D_f = 73.63 \text{ mm}$$

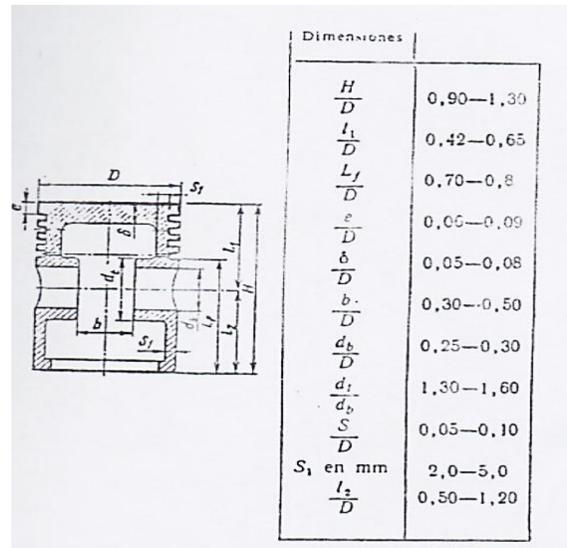


Figura 38. Medidas para la construcción del pistón
Fuente: (Jóvaj, 1982)

Cálculo del bulón.

El material que se emplea es: Acero 12Cr Mo; $E = 2.2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

De los cálculos anteriores:

$$d_b = 21.40 \text{ mm}$$

$$L_b = 59.04 \text{ mm}$$

Diámetro interior del bulón d :

$$d = 0.7(d_b) \tag{105}$$

$$d = 0.7(21.40)$$

$$d = 14.98 \text{ mm}$$

Longitud de los casquillos de la biela

$$L_{p.b} = 0.3D \tag{106}$$

$$L_{p.b} = 0.3(73.8)$$

$$L_{p.b} = 22.14 \text{ mm}$$

Longitud del bulón entre la oreja del pistón

$$L_t = L_b - L_{p.b}/2 \quad (107)$$

$$L_t = (59.04 - 22.14)/2$$

$$L_t = 18.45 \text{ mm}$$

Relación entre los diámetros S.

$$S = d/db \quad (108)$$

$$S = 14.98/21.40$$

$$S = 0.7$$

La tensión de flexión en la sección intermedia es la parte más importante, σ_f y varía entre los (100 -250) N/mm², y por esto el bulón se estudia como una viga libre que se apoya en dos soportes.

Cálculo de los segmentos.

Los aros o segmentos del pistón se fabrican en tornos copiadores siguiendo la forma requerida en estado libre y por último se hace la ranura cortando una parte del perímetro, igual a la abertura (Sa) de cierre. (Jóvaj, 1982, pág. 493)

Los aros deben asegurar la estanqueidad del espacio sobre el embolo, transmitir a las paredes del cilindro, gran parte del calor que recibe del fondo del pistón, evitan la penetración del aceite del cárter a la cámara de combustión. (Jóvaj, 1982, pág. 493)

La fuga de gases de la cámara de combustión al cárter varía de (0.5-1.0) % pero cuando se aumenta la potencia del motor esta disminuye. (Jóvaj, 1982, pág. 493)

Los materiales para su construcción deben ser de gran resistencia y fácil maquineabilidad, poseer alta solidez y elasticidad a las temperaturas de trabajo, y desgastar lo menos posible la superficie del cilindro, el material más empleado es la fundición de estructura perlítica por una cantidad reducida de pequeños módulos de grafito distribuido regularmente, también las fundiciones de aleación con pequeñas cantidades de cromo, níquel, molibdeno, cobre y wolframio. (Jóvaj, 1982, pág. 494)

Tabla 6.

Dimensiones estructurales de los segmentos.

Dimensiones estructurales de los segmentos			
Segmentos	D/t	b.mm	Sa/t
De compresión	20-25		
De lubricación	23-26	1,5-6,5	3,2-4,0

Nota. Los datos obtenidos en la Tabla 6, fueron tomados de (Jóvaj, 1982)

Cálculo de los segmentos.

$$t = D/25 \quad (109)$$

$$t = 73.8/25$$

$$t = 2.95 \text{ m}$$

$$b_1 = 0.15 \text{ mm de fuego}$$

$$b_2 = 0.30 \text{ mm de compresión}$$

$$b_3 = 0.20 \text{ mm de aceite}$$

El segmento se calcula como una barra curvilínea, cargado uniformemente a lo largo de la periferia. (Jóvaj, 1982, pág. 495)

a) La presión media del segmento sobre la pared del cilindro $E = 1.2 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$

$$P_m = 0.152 E \frac{S_a}{t} / \left\{ \left[\left(\frac{D}{t} - 1 \right) \right]^3 * \left(\frac{D}{t} \right) \right\} \quad (110)$$

$$P_m = \frac{0.152(1.2 * 10^5)(3.6)}{(25 - 1)^3 * 25}$$

$$P_m = 0.19 \text{ N/mm}^2$$

La tensión de flexión de los aros al ser instalados en el émbolo.

$$\sigma_f = \frac{4 \left[1 - 0.114 \left(\frac{S_a}{t} \right) \right]}{m_2 \left[\left(\frac{D}{t} \right) - 1.4 \right] * \left(\frac{D}{t} \right)} \quad (111)$$

$$\sigma_f = \frac{4 [1 - 0.114(3.6)]}{2 [(23) - 1.4] * (23)}$$

$$\sigma_f = 2.37 * 10^{-3} \text{ N/mm}^2$$

Cálculo General de las Válvulas.

El área de sección de las válvulas se determina por la velocidad de paso de las válvulas de admisión y escape.

$$V_{VA} = (60-90) \text{ m/s admisión. (Jóvaj, 1982, pág. 561)}$$

$$V_{VE} = (80-120) \text{ m/s escape. (Jovaj, 1982, pág. 561)}$$

Esto es a velocidad del émbolo de (8-16) m/s

Para un ángulo de bisel de 45° el área de sección de paso de válvula se determina por la siguiente fórmula:

$$f_{VA45^\circ} = \pi h (0,702 d_2 + 0,53 h) \quad (112)$$

De donde,

d_2 , diámetro menor de la superficie de la válvula

h , altura máxima a la que se eleva la válvula

α , ángulo de nivel del asiento a 45°

Por lo tanto:

Válvula de admisión -> $D=73.8\text{mm}$. (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015)

$$d_2 = 0,42 (73.8) = 30.99 \text{ mm}$$

$$d_1 = 1,12 (30.99) = 34.70 \text{ mm}$$

$$h = d_1/4 = 8.67 \text{ mm}$$

$$d_{vv} = 0,25 (d_2) = 0,25 (30,99) = 7.74 \text{ mm}$$

$$e = 0,08 (d_2) = 0,08 (30.99) = 2.47 \text{ mm}$$

$$D_e = 0,72 (d_2) = 0,72 (30.99) = 22.31 \text{ mm}$$

$$D_i = 0,5 (d_2) = 0,5 (30.99) = 15.49 \text{ mm (Dato calculado).}$$

Válvula de escape

$$d_2 = 0,33 (73.8) = 24.35 \text{ mm}$$

$$d_1 = 1,12 (24.35) = 27.27 \text{ mm}$$

$$h = 8.67 \text{ mm}$$

$$e = 0,08 (d_2) = 0,08 (24.35) = 1.94 \text{ mm}$$

$$D_e = 0,72 (d_2) = 0,72 (24.35) = 17.53 \text{ mm}$$

$$D_i = 0,5 (d_2) = 0,5 (24.35) = 12.17 \text{ mm (Dato calculado).}$$

El área de la sección de paso de la válvula de admisión es:

$$f_{v45^\circ} = (3,14) (8.67) [0,702 (30.99) + 0,53 (8.67)]$$

$$f_{v45^\circ} = 717.34\text{mm}^2$$

El área de la sección de paso de la válvula de escape es:

$$f_{v45^\circ} = (3,14) (8.67) [0,702 (24.35) + 0,53 (24.35)]$$

$$f_{v45^\circ} = 816.69 \text{ mm}^2$$

Fuerzas que se aplican en el Pistón con respecto al Giro del Cigüeñal

Fuerza que se aplica en el área del pistón con respecto al giro del cigüeñal (Fe).

Para calcular la fuerza que se aplica en el área del pistón, se utiliza la fórmula:

$$F_e = P_a * A \quad (113)$$

De donde:

P_a = Presión de admisión.

A = Área del pistón.

Entonces:

$$F_e = 1.19 \text{ MPa} * 42,78 \text{ cm}^2 * 100$$

$$F_e = 5133,5 \text{ KN.}$$

Para saber las fuerzas en cada ciclo se sustituye por la presión de cada ciclo. En la Grafica 7 se muestra como la fuerza F_e varía según el giro del cigüeñal.

Fuerza que actúa a lo largo de la biela con respecto al giro del cigüeñal (Ke).

Para calcular la fuerza que actúa a lo largo de la biela, se utiliza la fórmula:

$$K_e = \frac{F_e}{\cos(\beta)} \quad (114)$$

De donde:

β = ángulo que se forma entre la biela y el brazo del cigüeñal. (Jovaj, 1982, pág. 408)

Entonces:

$$K_e = \frac{5133,5 \text{ Kn}}{\cos(\beta)} = 5133,5 \text{ KN}$$

Para saber la fuerza que actúa a lo largo de la biela en cada ciclo se sustituye por la fuerza F_e que se aplica en el pistón en cada ciclo. En la Grafica 8 se muestra como la fuerza K_e varía según el giro del cigüeñal.

Fuerza tangencial que actúa en el pistón con respecto al giro del cigüeñal (Te).

Para calcular la fuerza tangencial que actúa en el pistón, se utiliza la fórmula:

$$T_e = \frac{M_m}{R} \quad (115)$$

De donde:

M_m = momento torsor (131 Nm) (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015)

R = radio de giro del cigüeñal (0.04 m) (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015)

Entonces:

$$T_e = \frac{131 \text{ Nm}}{0.04 \text{ m}} = 3275 \text{ Nm.} \quad (116)$$

En la Grafica 9 se muestra como la fuerza T_e varía según el giro del cigüeñal.

Velocidad del Pistón con respecto al Angulo de Giro del Cigüeñal (V_e).

Para calcular la velocidad del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal, se utiliza la fórmula:

$$V_e = r * W (\sin(\phi) + (r/L) * \sin(2\phi)) \quad (117)$$

De donde:

L = Longitud de biela. (16 cm) (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015)

W = Velocidad angular (70,69 rad/seg) (Chevrolet.ec, chevrolet.com.ec, 2015)

Entonces:

$$V_e = 4,3 \text{ cm} * 70,69 \text{ rad/seg} (\sin(\phi) + (0.27) * \sin(2\phi))$$

$V_e = 313,30 \text{ cm/seg.}$ (Para el ángulo de giro del cigüeñal a 90°).

Para saber la velocidad del pistón en cada ciclo se sustituye el ángulo ϕ según sea el ángulo giro del cigüeñal a $180^\circ, 360^\circ, 540^\circ, 720^\circ$. En la Grafica 10 se muestra como la velocidad V_e varía según el giro del cigüeñal.

RESULTADOS

Una vez realizados los cálculos del motor del Chevrolet Sail 1.4 lt del 2012 se obtuvo los siguientes datos con los que se finaliza el presente trabajo de investigación:

Datos referenciales y calculados del motor Chevrolet Sail 1.4 lt.

Tabla 7.

Datos referenciales brindados por el fabricante y datos calculados del motor.

Datos	Nomenclatura	Valor	Unidad
Temperatura inicial	T_o	288,15	°K
Presión inicial	P_o	1,20	Mpa
Diámetro del pistón	D	7,38	cm
Carrera del pistón	s	8,18	cm
Relación de compresión	ϵ	10,20	-
Longitud de Biela	L	16,00	cm
Número de cilindros	i	4,00	U
Radio del cigüeñal	R	4,30	cm
Revoluciones a ralentí	rpm	675,00	rpm

Nota: Los datos mencionados en la Tabla 1. Fueron tomados de (Chevrolet.ec, 2015)

Como se muestra en la Tabla 7, los datos de temperatura inicial ($T_o = 288 \text{ °K}$) y presión inicial ($P_o = 1.20 \text{ MPa}$), fueron calculados para tener una referencia y poder realizar los cálculos de temperatura y presión en los ciclos de admisión, compresión, expansión y escape. Los datos como diámetro del pistón, relación de compresión, longitud de biela, número de cilindros, radio del cigüeñal y revoluciones a ralentí, fueron brindados por el fabricante y fueron de gran ayuda para los realizar los cálculos de fuerzas y así tener la facilidad de realizar las tablas y gráficas que se muestran más adelante

Cálculo del Combustible.

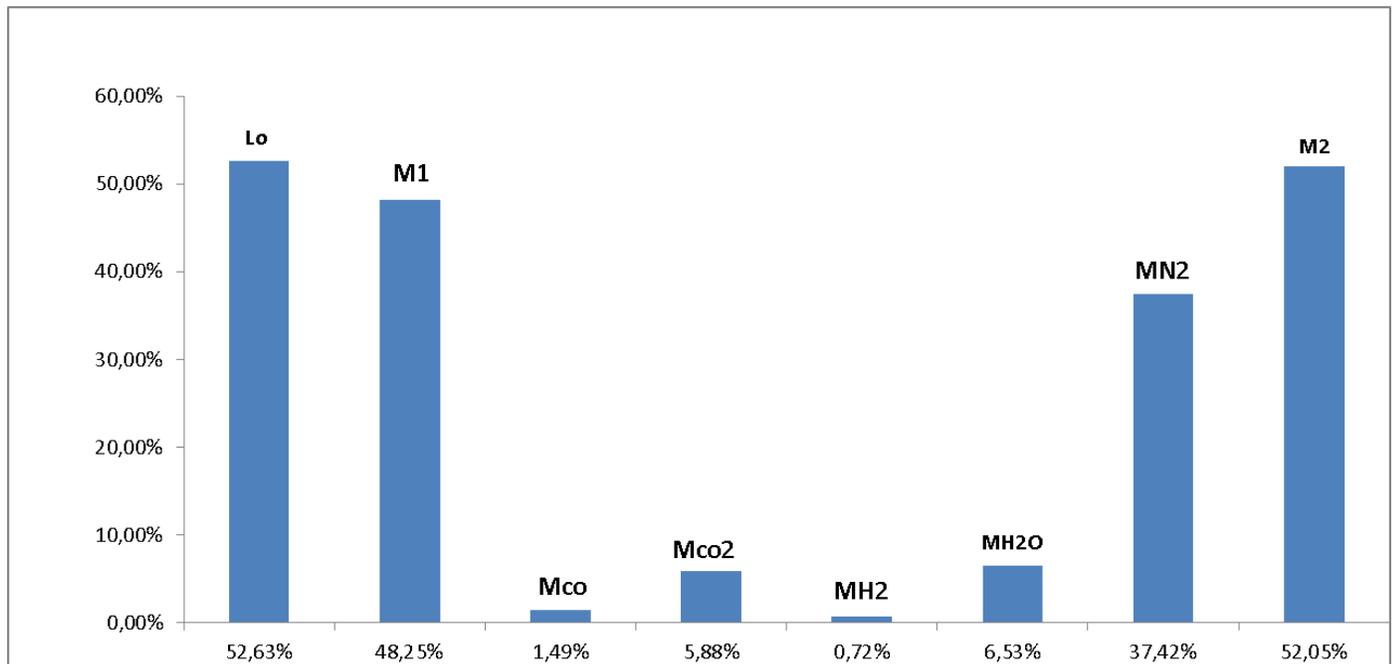
Tabla 8.

Datos de referencia para el cálculo del combustible.

Dato	Nomenclatura	Valor
Coefficiente de exceso de aire	α	0,90
Combustible de motor a gasolina	C	0,89
	H	0,15
Masa molecular de combustible	μ_c	114,00
Relacion entre el numero de moleculas de H y CO	k	0,48
Coefficientes de gases residuales	γ_r	0,06

Nota: Los datos mencionados en la Tabla 9. Fueron tomados de (Jóvaj, 1982, pág. 45)

Los datos expuestos en la Tabla 9, fueron tomados del libro (Jovaj, 1982, pág. 45), que sirvieron de guía para el cálculo del combustible del motor a analizar. El coeficiente de exceso de aire α permite determinar la relación entre la cantidad real de aire que ingresa al cilindro del motor, y la cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión de 1 Kg de combustible, se tomó el valor de 0.90 ya que así se enriquece ligeramente la mezcla para producir la máxima potencia en el motor. En el combustible del motor a gasolina los valores de C = 0,89 y H = 0,15 corresponde a los valores del Carbono e Hidrogeno que fueron el resultado de la reacción con el oxígeno del aire, formando anhídrido carbónico y vapor de agua. El valor de μ_c pertenece a la masa molecular del combustible, tomando como valor de 114 ya que es el admisible para el motor estudiado. El valor de k es la relación entre el número de moléculas de Hidrogeno y Monóxido de Carbono, para el análisis del motor del Chevrolet Sail, se tomó como referencia el valor de 0.48. Finalmente el valor $\gamma_r = 0.06$ es el coeficiente de gases residuales; dichos gases residuales se expanden y se mezclan con la carga fresca durante la admisión, por lo tanto hacen que se disminuya el llenado en el cilindro.



Grafica 1. Análisis de combustible

La Grafica 1, indica el análisis de los componentes del combustible (gasolina), donde muestra el porcentaje más alto que es Lo con el 52,63 % que indica la cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de un kg de aire; seguido del porcentaje de M2 con un 52,05% que corresponde a la cantidad de cada uno de los componentes de la combustión, el porcentaje siguiente es de M1 con un 48,25%, que concierne a la cantidad total de la mezcla. El porcentaje de M_{N_2} con él 37,42%, pertenece a la cantidad total de N_2 (Nitrógeno).

El porcentaje que sigue es de M_{H_2O} con un 6,53%, pertenece a la cantidad total de H_2O (agua), continua el porcentaje de M_{CO_2} con el 5,88%, que atribuye a la cantidad total de CO_2 (dióxido de carbono), en penúltimo lugar aparece el valor de M_{CO} con un 1,49%, que es igual a la cantidad total de CO (monóxido de carbono) y finalmente el valor de M_{H_2} con el 0,72%, que pertenece a la cantidad total de H (hidrogeno).

Cálculo del Ciclo de Admisión.

Tabla 9

Datos de referencia obtenidos para el cálculo de admisión.

Dato	Nomenclatura	Valor	Unidad
Presión inicial	Po	1,20	MPa
Coefficiente sumario	$(\beta^2+\zeta)$	3,00	-
Velocidad de la carga	Wad	80,00	m/s
Masa molecular del aire	Ua	28,96	-
Temperatura inicial	To	288,00	K
Incremento de temp.	ΔT	15,00	K
Temperatura gases residuales	Tr	600,00	K
Presión gases residuales	Pr	1,25	MPa
Relación de la compresión	ε	10,20	-

Como se muestra en la Tabla 10, los datos obtenidos servirán para calcular la temperatura de admisión y la presión de admisión. El valor de la presión inicial $P_o = 1,0$ MPa y temperatura inicial $T_o = 288$ °K (14,85 °C) son los datos más importantes ya que servirán para realizar el análisis, el coeficiente sumario $(\beta^2+\zeta) = 3,00$ es el coeficiente de referencia para el dato de velocidad de carga $W_{ad} = 80,00$ m/s debido al régimen de revoluciones (6000 rpm) del motor analizado. El valor de la masa molecular del aire ya está establecido y es igual a $U_a = 28,96$. El valor del incremento de temperatura $\Delta T = 15$ °K, es un valor que se toma de referencia entre el rango de ($\Delta T = 0 \dots 20$ °K) para el motor analizado. Para el dato de la presión de gases residuales, se asume una presión de $P_r = 1,25$ MPa entre los rangos ($P_r = 1,1 \dots 1,25$ MPa) al igual que la temperatura de gases residuales $T_r = 600$ °K ($T_r = 600-900$ °K), la relación de compresión viene dada por el fabricante con el valor de $\varepsilon = 10,20:1$.

Tabla 10.

Datos obtenidos del cálculo de admisión.

Dato	Formula	Valor	Unidad
Densidad en la carga de admisor	$\rho_o = \frac{P_o}{R * T_o}$	1,44	Kg/m ³
Presion de Admision	$P_a = P_o - (\beta^2 + \xi) \left(\frac{(W_{ad})^2}{2} \right) * \rho_o * 10^{-6}$	1,19	(MPa)
Coefficiente de gases residuales	$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta t}{T_r} * \frac{P_r}{E P_a - P_r}$	0,06	-
Temperatura de Admsion	$T_a = \frac{(T_o + \Delta t) + (\gamma_r * T_r)}{1 + \gamma_r}$	319,33	K

Como se muestra en la Tabla 11, los cálculos más importantes que se obtuvieron fueron la presión $P_a = 1.19$ (MPa) y la temperatura de admisión $T_a = 319,33$ °K (46.18 °C), que dan una idea de cómo la presión y la temperatura dan inicio al proceso de admisión, y como van a ir variando conforme se produce el proceso de compresión, expansión. El valor de la densidad en la carga de admisión $\rho_o = 1,44$ Kg/m² es la densidad del aire a la entrada al cilindro, el valor de $\gamma_r = 0.06$ es el coeficiente de gases residuales; dichos gases residuales se expanden y se mezclan con la carga fresca durante la admisión, por lo tanto hacen que se disminuya el llenado en el cilindro.

Cálculo del Ciclo de Compresión.

Tabla 11.

Datos de referencia para el cálculo de compresión.

Dato	Nomenclatura	Valor	Unidad
Exponente politropico de compresion	n1	1,30	-
Presion de Admision	Pa	1,19	MPa
Relacion de Compresion	ϵ	10,20	-
Temperatura de admision	Ta	319,33	K
Temperatura de compresion maxima	Tz	2366,12	K
Coefficiente real de variacion molecular	Ur	1,07	-

Como se muestra en la Tabla 12, los cálculos más importantes que se obtuvieron fueron la presión $P_a = 1.19$ (MPa) y la temperatura de admisión $T_a = 305, 15$ °K (32 °C), ya que ayudan al cálculo de la presión y la temperatura en la compresión, y dan una idea de cómo la presión y la temperatura van aumentando en este ciclo. El valor del exponente politropico de compresión $n_1 = 1.30$, influye en el sistema de refrigeración. Cuando el líquido refrigerante, y respectivamente, las superficies conductoras del calor, están a baja temperatura, el calor se extrae de la más intensa. La relación de compresión $\epsilon = 10,20:1$ está determinada por la relación existente entre el volumen del cilindro más el volumen de la cámara de combustión, el dato fue brindado por el fabricante.

Tabla 12.

Datos obtenidos del cálculo de compresión.

Dato	Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
Presion final de la compresion	P_c	$P_c = P_a * \epsilon^{n_1}$	24,28	MPa
Temperatura al final de la compresion	T_c	$T_c = T_a * \epsilon^{n_1-1}$	640,94	K
Presion calculada para el final de la compresion	P_z	$P_z = u_r * \frac{T_z}{T_c} * P_c$	96,32	MPa
Presion maxima del ciclo	P_z''	$P_z'' = 0,85 * P_z$	81,88	MPa

Como se muestra en la Tabla 13, los cálculos más importantes que se obtuvieron fueron la presión $P_c = 24.28$ (MPa) y la temperatura de compresión $T_c = 640,94$ °K (367,79 °C), que permiten tener una idea de cómo la presión y la temperatura van en aumento a comparación con el proceso de admisión, el valor de la presión calculada para el final de la compresión $P_z = 96,32$ MPa, es la fuerza con que se realiza la combustión, sobre el área de la cámara de combustión.

Cálculo del Ciclo de Expansión.

Tabla 13.

Datos de referencia para el cálculo de expansión.

Dato	Nomenclatura	Valor	Unidad
Exponente politropico de expansion	n2	1,25	-
Presion final de la combustion	Pz	96,32	MPa
Temperatura de compresion maxima	Tz	2366,12	K
Relacion de compresion	ε	10,20	-

Como se muestra en la Tabla 13, los cálculos más importantes que se obtuvieron fueron la presión final de la combustión $P_z = 96,32$ (MPa) y la temperatura de compresión máxima $T_z = 2366,12$ °K (2092,85 °C), ya que ayudan al cálculo de la presión y la temperatura en la expansión, y dan una idea de cómo la presión y la temperatura van aumentando en este ciclo. El valor del exponente politropico de expansión oscilan entre ($n_2 = 1.23-1.30$); mientras que para el análisis el motor del Chevrolet Sail 1,4 lt se tomó el valor de $n_2 = 1,25$. La relación de compresión $\varepsilon = 10,20:1$ está determinada por la relación existente entre el volumen del cilindro más el volumen de la cámara de combustión, el dato fue brindado por el fabricante.

Tabla 14.

Datos obtenidos del cálculo de expansión.

Dato	Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
Presion al final de la expansion	Pb	$P_b = \frac{P_z}{\varepsilon^{n_2}}$	5,28	MPa
Temperatura al final de la expansion	Tb	$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}}$	1324,00	K

Como se muestra en la Tabla 14, los cálculos más importantes que se obtuvieron fueron la presión $P_b = 5.28$ (MPa) y la temperatura de expansión $T_b = 1324$ °K (1050,85 °C), que se detecta en el P.M.I al final de este ciclo, para tener una idea más clara de cómo fue variando la presión y la temperatura en los diferentes ciclos para así realizar la gráfica correspondiente.

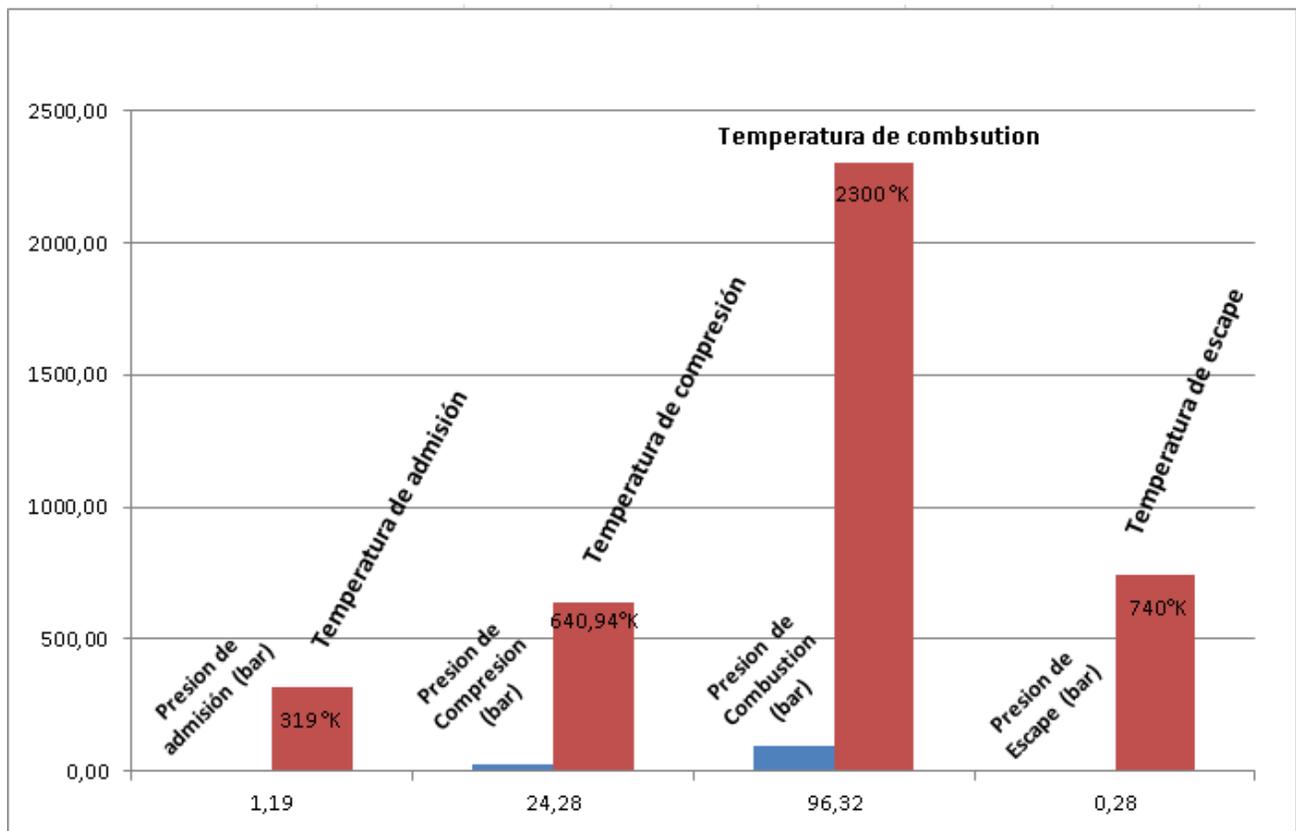
Calculo del Ciclo de Escape.

Tabla 15.

Datos obtenidos del cálculo de escape.

Dato	Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
Presion de escape	Pe	$Pe = \frac{Pb}{E^{n2}}$	0,28	MPa
Temperatura de escape	Te	$Te = \frac{Tz}{E^{n2-1}}$	740°K	K

Como se muestra en la Tabla 15, los cálculos más importantes que se obtuvieron fueron la presión $Pe = 0.28$ (MPa) y la temperatura de escape $Te = 740$ °K (1050,85 °C), que se detecta en el P.M.I al final de este ciclo, para tener una idea más clara de cómo fue variando la presión y la temperatura en los diferentes ciclos para así realizar la gráfica correspondiente.



Gráfica 2. Análisis del aumento de presión y temperatura

Como se observa en la Grafica 2, en el análisis del aumento de presión y temperatura, indica que el valor más alto de la temperatura ocurre en el ciclo de combustión, ya que en este ciclo, la combustión del aire con el combustible hace que aumente la temperatura en el cilindro, la presión es igual alta ya que en este ciclo el pistón se desliza hacia abajo por la mezcla combustionada y por el giro del cigüeñal.

En el ciclo de compresión, la presión tiene el valor más alto ya que el pistón con la ayuda del giro del cigüeñal, comprime el aire que entra en el cilindro, para que llegue al P.M.S y se produzca la mezcla del aire con el combustible, la temperatura es menor con relación a la temperatura de expansión, ya que en este ciclo no se produce aun la combustión del aire con el combustible.

En el ciclo de admisión, la presión disminuye ya que ingresa el aire del exterior y la temperatura será aún más baja, debido a que el aire que ingresa va a enfriar el cilindro antes de que se produzca la compresión y la expansión.

En el ciclo de escape la presión es baja ya que en este ciclo el pistón se encuentra en el P.M.S. y lo que ocurre es que la válvula de escape se abrirá permitiendo que los gases combustionados salgan lo más rápido posible para permitir el ingreso del aire limpio y se vuela a repetir el ciclo de admisión. La temperatura es elevada ya que es el resultado de la combustión del aire con el combustible.

Los valores mencionados en la Gráfica 2, no pudieron ser comparados con los datos reales del fabricante ya que no se lograron obtener datos más detallados por cuestiones de permisos y de seguridad.

Cálculo de Fuerzas.

Tabla 16.

Datos de referencia obtenidos para el cálculo de las fuerzas que ejerce el pistón en el cilindro, en el ciclo de admisión, compresión, expansión y al final del trabajo.

Datos	Nomenclatura	Valor	Unidad
Presion Inicial	Po	1,2	MPa
Presion de Admision	Pa	1,19	MPa
Presion al final de la compresion	Pc	24,28	MPa
Presion calculada para el final de la compresion	Pz	96,3	MPa
Presion al final de la expansion	Pb	5,2	MPa
Presion de escape	Pe	0,28	MPa
Area	A	42,78	cm ²

Como se muestra en la Tabla 16, los datos resultantes calculados de las diferentes presiones, servirán para determinar las fuerzas en el ciclo de admisión, compresión, expansión y escape.

Para tener una idea de cómo el pistón ejerce la fuerza en el cilindro, y de cómo va aumentando o disminuyendo según el ciclo en el que se encuentre.

Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Admisión.

Tabla 17.

Dato obtenido del cálculo de la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro, en el ciclo de admisión.

Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
Fa	$F_a = A * P_a$	50,74	N

Como se indica en la Tabla 17, la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro en el ciclo de admisión, se obtiene al multiplicar el área del cilindro que fue brindada por el fabricante y que es igual a $A = 42,78 \text{ cm}^2$ por la presión en el ciclo de admisión que fue obtenida anteriormente y que

es igual a $P_a = 1,20$ MPa. La fuerza en el ciclo de admisión permite tener una idea de cómo inicia el trabajo en el motor, y así realizar la gráfica que se muestra más adelante

Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Compresión.

Tabla 18.

Dato obtenido del cálculo de la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro, en el ciclo de compresión.

Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
F _c	$F_c = A * P_c$	1038,81	N

Como se indica en la Tabla 18, la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro en el ciclo de compresión, se obtiene al multiplicar el área del cilindro que fue brindada por el fabricante y que es igual a $A = 42,78$ cm² por la presión en el ciclo de compresión que fue obtenida anteriormente y que es igual a $P_c = 24,28$ MPa. La fuerza en el ciclo de compresión permite tener una idea de cómo va progresando el trabajo en el motor, y así realizar la gráfica que se muestra más adelante

Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Expansión.

Tabla 19.

Dato obtenido del cálculo de la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro, en el ciclo de expansión.

Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
F _z	$F_z = A * P_z$	4120,4	N

Como se indica en la Tabla 19, la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro en el ciclo de admisión, se obtiene al multiplicar el área del cilindro que fue brindada por el fabricante y que es igual a $A = 42,78$ cm² por la presión en el ciclo de expansión que fue obtenida anteriormente y que es igual a $P_z = 96,3$ MPa. La fuerza en el ciclo de expansión permite tener una idea de cuál es la fuerza máxima de trabajo en el motor, y así realizar la gráfica que se muestra más adelante

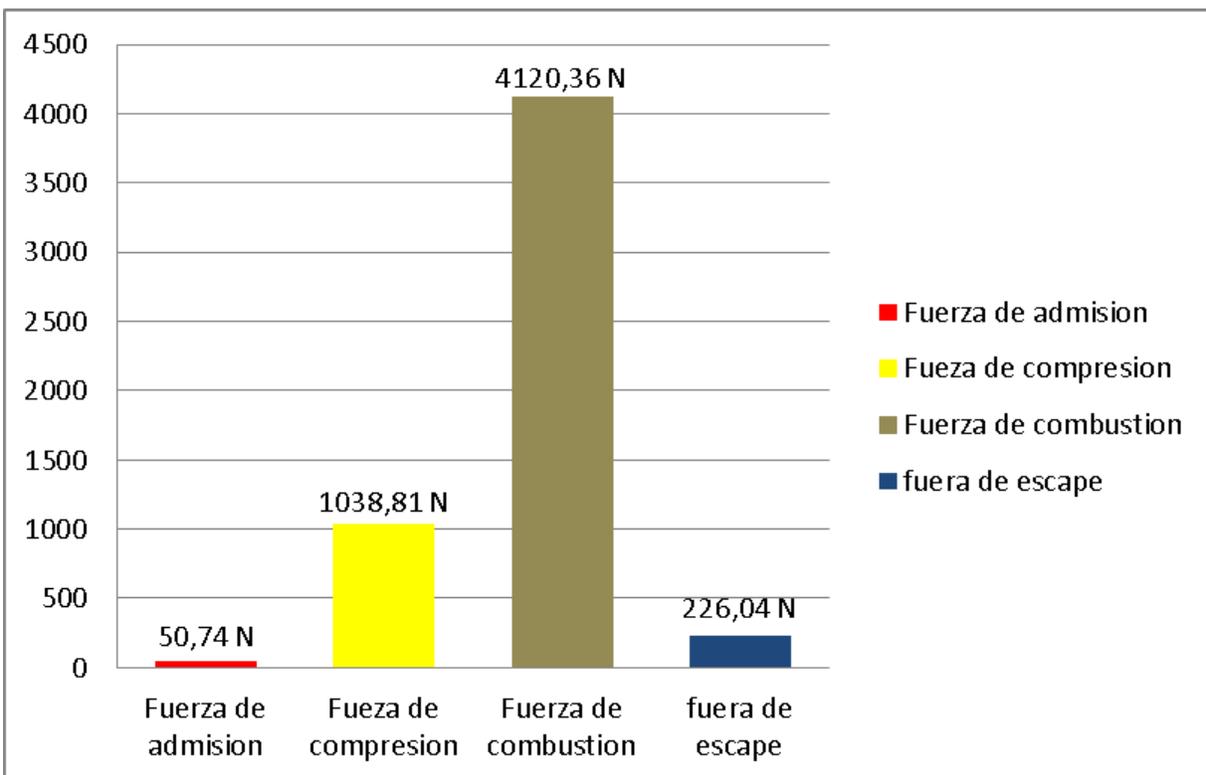
Cálculo de Fuerzas en el Ciclo de Escape.

Tabla 20.

Dato obtenido del cálculo de la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro, en el ciclo de escape o final del trabajo.

Nomenclatura	Formula	Valor	Unidad
Fb	$F_b = A * P_b$	226,04	N

Como se indica en la Tabla 20, la fuerza que ejerce el pistón en el cilindro en el ciclo de escape, se obtiene al multiplicar el área del cilindro que fue brindada por el fabricante y que es igual a $A = 42,78 \text{ cm}^2$ por la presión en el ciclo de escape que fue obtenida anteriormente y que es igual a $P_e = 0,28 \text{ MPa}$. La fuerza en el ciclo de escape permite tener una idea de la fuerza con la que finaliza el trabajo en el motor, y así realizar la gráfica que se muestra más adelante



Grafica 3. Análisis de fuerzas

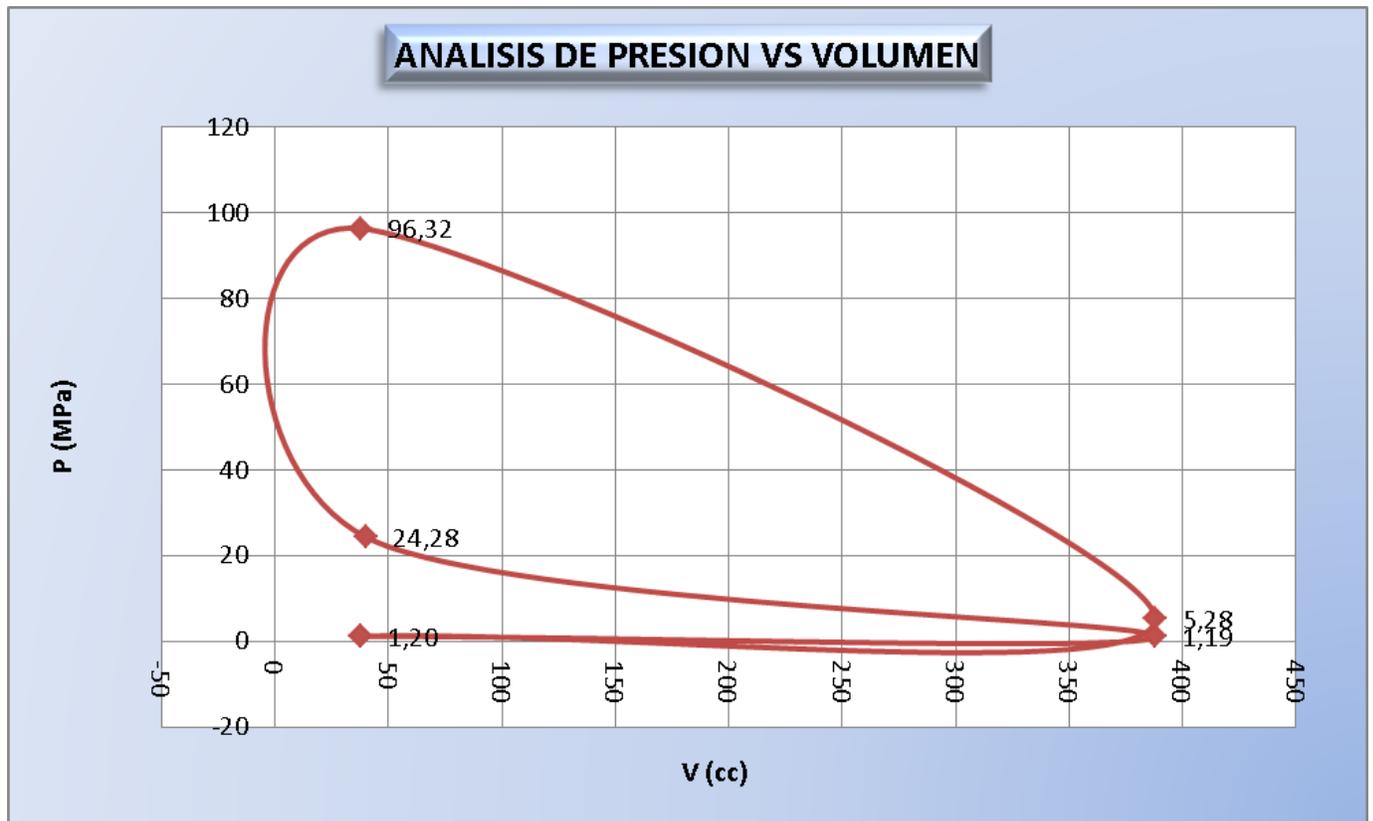
Como se observa en la Grafica 3, la fuerza con mayor porcentaje se produce en el ciclo de combustión por la presión que se produce al final de la compresión, la fuerza que continua es la de compresión ya que en ambos ciclos las presiones son elevadas, la fuerza al final del trabajo es menor a la de compresión y combustión ya que en el ciclo final los gases combustionados deben eliminarse rápidamente y finalmente la fuerza de admisión es la menor de todas ya que en este ciclo la fuerza que se ejerce proviene del exterior cuando el aire entra al cilindro.

Los valores mencionados en la Gráfica 3, no pudieron ser comparados con los datos reales del fabricante ya que no se lograron obtener datos más detallados por cuestiones de permisos y de seguridad.

Tabla 21.

Datos obtenidos del cálculo de la presión que ejerce el pistón con respecto al volumen del cilindro y al ángulo de giro del cigüeñal.

Ángulo (Θ)	Volumen (cc)	Presion(MPa)
0	38,03	1,20
180	387,94	1,19
352	40,30	24,28
360	38,03	96,32
540	387,94	5,28
720	38,03	1,20



Grafica 4. Análisis de Presión – Volumen

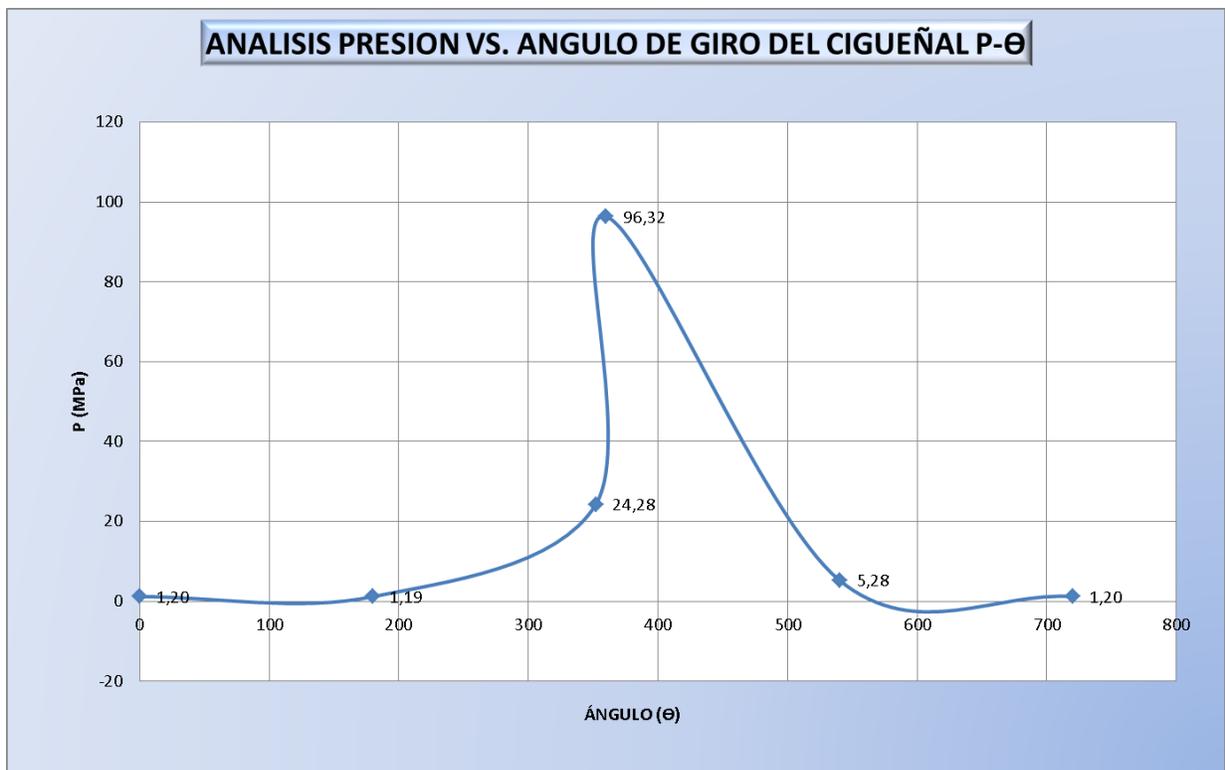
En la Grafica 4, se muestra el análisis de la presión y el volumen, empieza con la presión más baja de 1.19 Mpa que pertenece al ciclo de admisión del motor con un volumen del cilindro de 387.94 cc, el siguiente valor de 24.28 Mpa pertenece al ciclo de compresión donde se va a producir la combustión del aire con el combustible, con un volumen del cilindro de 40.30 cc, el valor de 96,32 MPa pertenece al valor de la presión final de combustión y el inicio del ciclo expansión, con un volumen del cilindro de 38.03 Mpa , el valor de 5.28 MPa pertenece al ciclo final de expansión y principio de escape del motor, con un volumen del cilindro de 387,94 cc y finalmente la presión de 1.20 Mpa pertenece al ciclo de escape del motor, con un volumen del cilindro de 38.03 cc.

Los valores mencionados en la Gráfica 4, no pudieron ser comparados con los datos reales del fabricante ya que no se lograron obtener datos más detallados por cuestiones de permisos y de seguridad.

Tabla 22

Datos obtenidos del cálculo de la presión que ejerce el pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

ÁNGULO (θ)	PRESIÓN (MPa)
0	1,20
180	1,19
352	24,28
360	96,32
540	5,28
720	1,20



Gráfica 5. Análisis de Presión – Ángulo de giro del cigüeñal

En la Gráfica 5, se muestra el análisis de la presión con relación al ángulo de giro del cigüeñal, empieza con la presión más baja de 1.19 Mpa que pertenece al ciclo de admisión con el ángulo

de giro del cigüeñal de 180° , el siguiente valor de 24.28 Mpa pertenece al ciclo de compresión donde se va a producir la combustión del aire con el combustible, con un ángulo de giro del cigüeñal de 352° , el valor de 96,32 Mpa pertenece al valor de la presión final de combustión y el inicio del ciclo expansión, con un ángulo de giro del cigüeñal de 360° , el valor de 5.28 Mpa pertenece al ciclo final de expansión y principio de escape del motor, con un ángulo de giro del cigüeñal de 540° y finalmente la presión de 1.20 Mpa pertenece al ciclo de escape del motor, con un ángulo de giro del cigüeñal de 720° .

Los valores mencionados en la Gráfica 5, no pudieron ser comparados con los datos reales del fabricante ya que no se lograron obtener datos más detallados por cuestiones de permisos y de seguridad.

Resumen de los Datos Generales Calculados del Motor del Chevrolet Sail 1.4 lt.

Tabla 23

Datos generales calculados del motor.

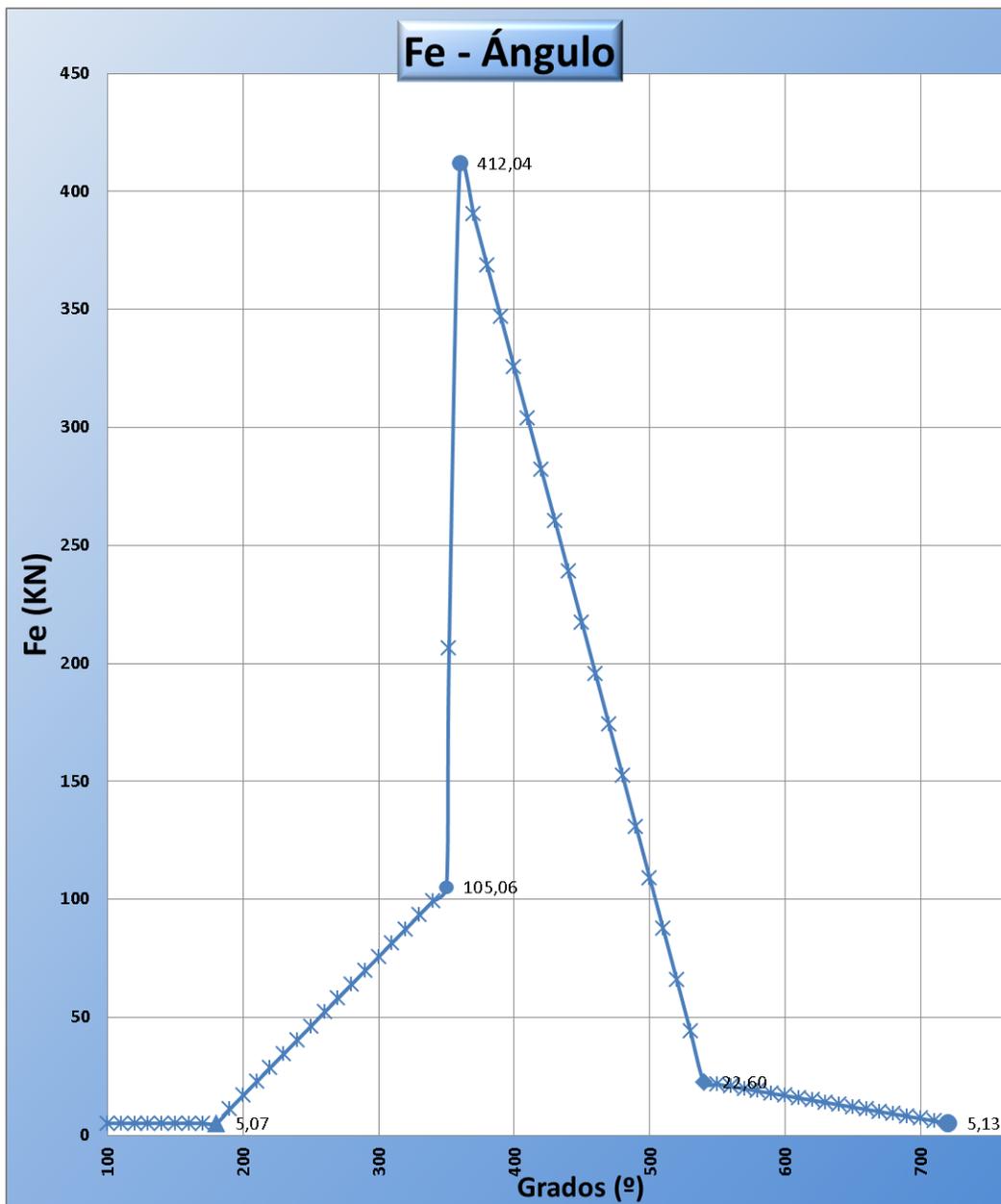
Datos Calculados	Nomenclatura	Valor	Unidad
Temperatura Inicial	To	288,15	°K
Presion Inicial	Po	1,20	Mpa
Diametro del Piston	D	7,38	cm
Carrera del Piston	s	8,18	cm
Relacion de Compresion	ϵ	10,20	-
Longitud de Biela	L	16,00	cm
Numero de Cilindros	i	4,00	U
Radio del Cigüeñal	R	4,30	cm
Revoluciones a Ralenti	rpm	675,00	rpm
Cilindrada Total	VH	1399,64	(cm^3)
Cilindrada Unitaria	Vh	349,91	(cm^3)
Volumen Muerto	Vc	38,03	(cm^3)
Volumen Total del Cilindro	Va	387,94	(cm^3)
Relacion (λ)	(λ)	0,27	-
Presion de Admision	Pa	1,19	(MPa)
Temperatura de Admision	Ta	319,33	K
Temperatura al Final de la Compresion	Tc	640,94	K
Presion Calculada para el final de la Comp.	Pz	96,32	MPa
Presion Maxima del Ciclo	Pz"	81,88	MPa
Presion al Final de la Expansion	Pb	5,28	MPa
Temperatura al Final de la Expansion	Tb	1324,00	K
Fuerza Inicial de Admision	Fo	50,74	N
Fuerza Final de Admision	Fa	50,74	N
Fuerza de Compresion	Fc	1038,81	N
Fuerza de Combustion	Fz	4120,40	N
Fuerza Final de Trabajo	Fb	226,04	N

Como se indica en la Tabla 22, se realizó una tabla general con todos los datos brindados por el fabricante y con los datos calculados, para tener una idea de cómo va variando la presión en el ciclo de admisión, compresión, expansión y como la temperatura va incrementando en cada ciclo.

Se puede observar también la diferencia de las fuerzas que aplica el pistón en el cilindro en el ciclo de admisión, compresión, expansión y escape. Todos los resultados obtenidos no pudieron ser comparados con los datos reales del fabricante por cuestiones de permiso.

Graficas de las distintas Fuerzas que ejerce el Pistón en el Cilindro con respecto al Angulo de giro del Cigüeñal.

Fuerza que actúa en el área del pistón.

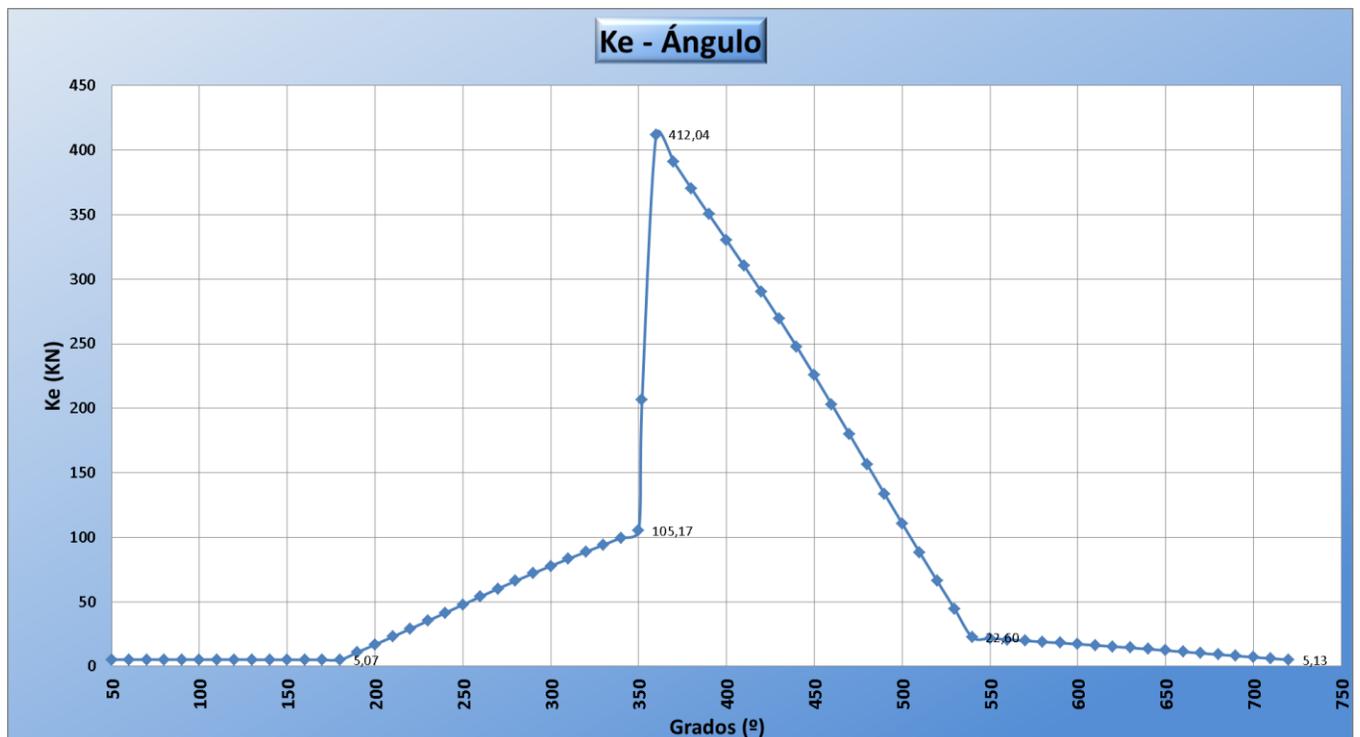


Grafica 6 .Fuerza que se aplica en el área del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

Como se aprecia en la Grafica 6, la mayor fuerza que se aplica en el área del pistón es cuando finaliza el ciclo de combustión y se da inicio al ciclo de expansión, con un ángulo de giro del cigüeñal de 360° ; el valor de la fuerza en este punto es de $F_e = 412 \text{ KN}$

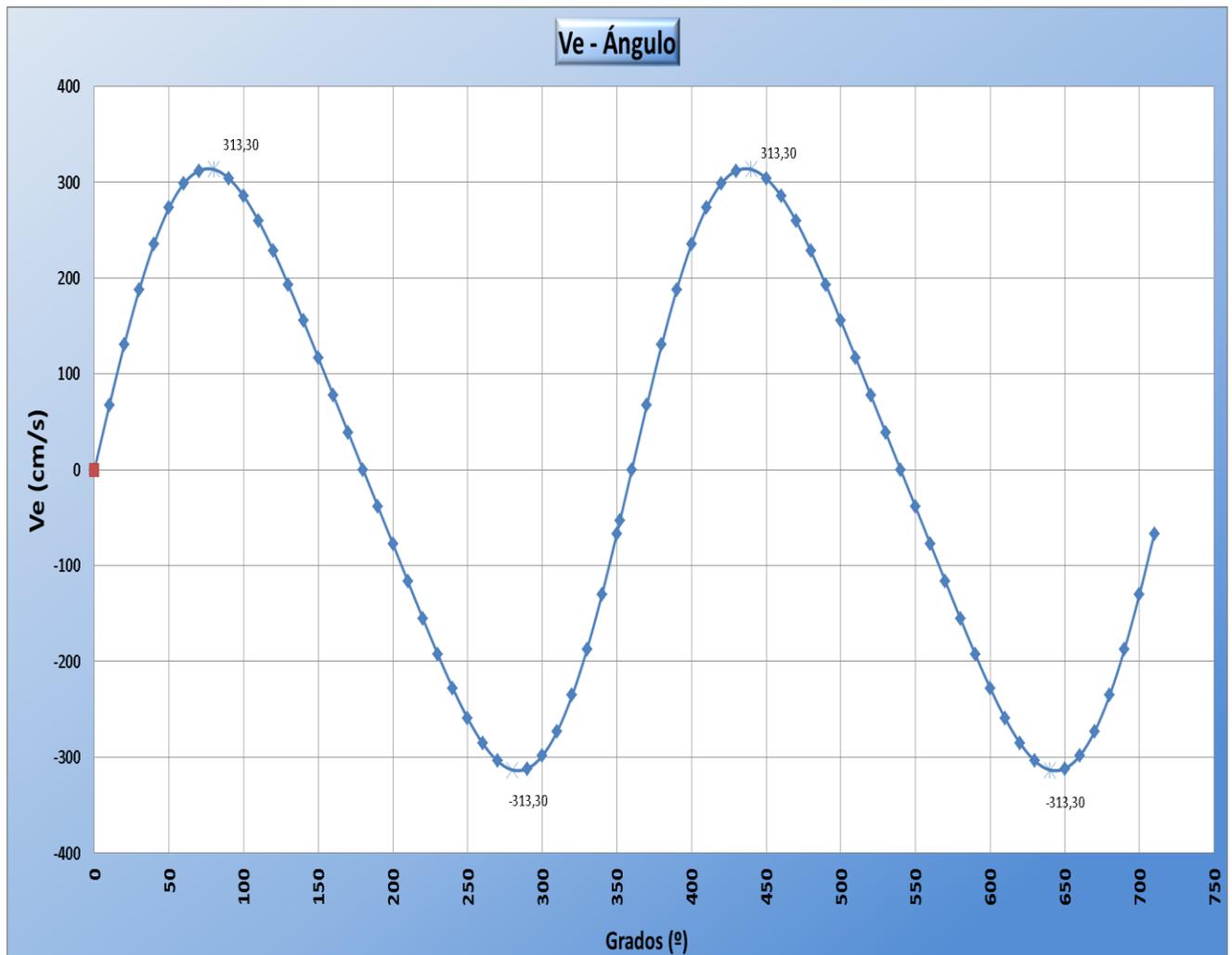
La fuerza máxima que puede soportar el área del pistón es de $F_e = 540 \text{ KN}$, lo que indica que el pistón del motor estudiado puede soportar la fuerza calculada sin causar ninguna falla en el rendimiento del motor.

Fuerza que actúa a lo largo de la biela.



Grafica 7. Fuerza que actúa a lo largo de la biela con respecto al giro del cigüeñal.

Como se aprecia en la Grafica 7, la fuerza que actúa a lo largo de la biela con respecto al ángulo de giro del cigüeñal, indica un valor máximo de $412,03 \text{ KN}$ cuando finaliza el ciclo de combustión y se da inicio al ciclo de expansión, con un ángulo de giro del cigüeñal de 360° , la fuerza es similar a la que se aplica en el pistón porque el pistón y la biela forman un solo elemento.

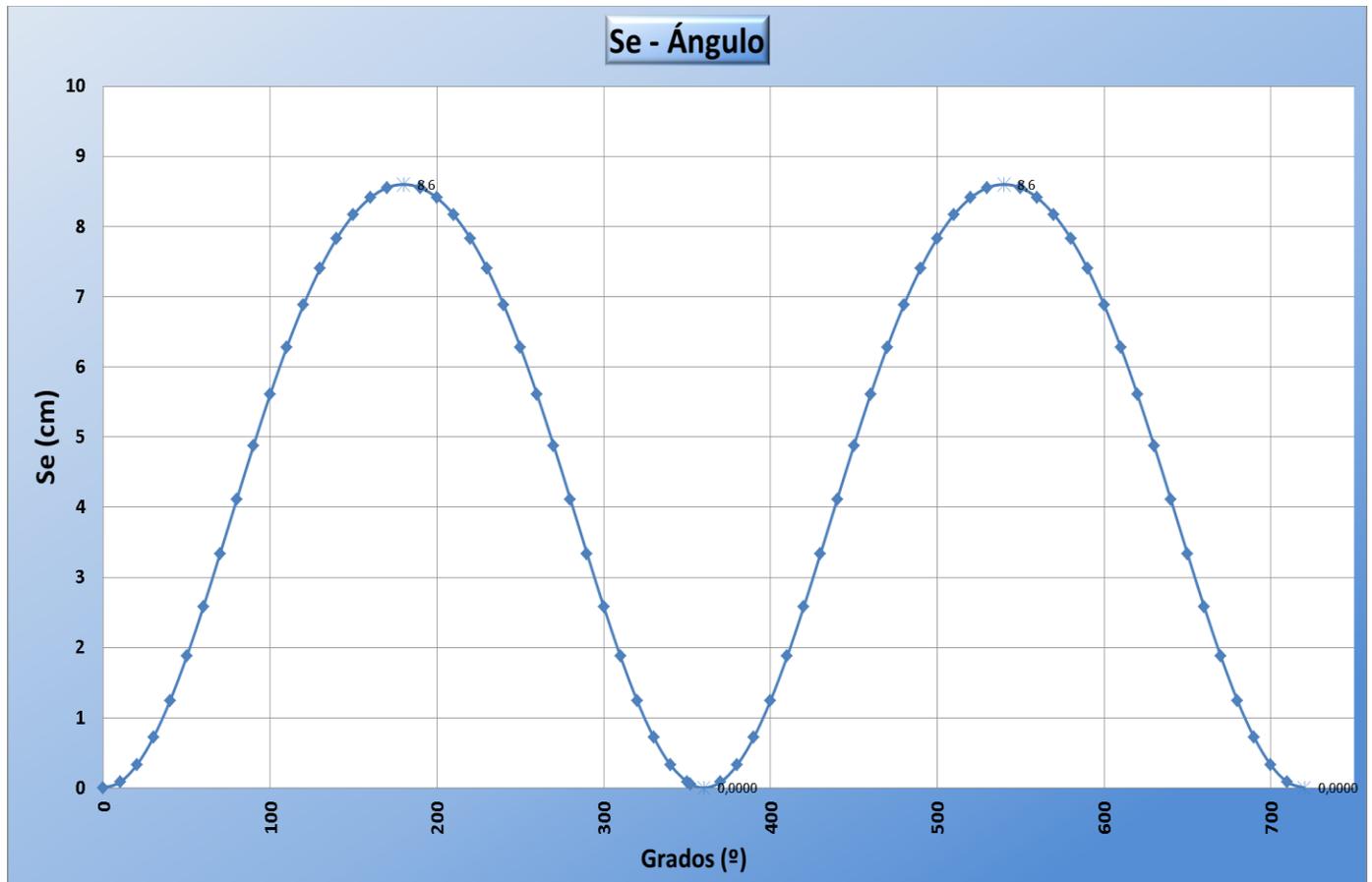
Velocidad del pistón.

Grafica 8. Velocidad del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal

Como se observa en la Grafica 8, la velocidad del pistón va a ir variando según el ciclo en el que se encuentra, cuando el pistón se encuentra en el P.M.S. para dar inicio al ciclo de admisión se encuentra a una velocidad de 311,87 cm/s, con un ángulo de 80°. La velocidad disminuye cuando el pistón llega al P.M.I. con una velocidad de -311,87 cm/s, con un ángulo de 280°, cuando finaliza el proceso de admisión. La velocidad aumenta y alcanza nuevamente el P.M.S. a una velocidad de 311,87 cm/s, con un ángulo de 440° cuando se produce el ciclo de compresión.

La velocidad disminuye cuando el pistón nuevamente llega al P.M.I, con una velocidad de -311,87 cm/s, con un ángulo de 640° cuando termina el ciclo de expansión, finalmente la velocidad aumenta hasta alcanzar nuevamente el P.M.S., a una velocidad de 311,87 cm/s, con un ángulo de 720° cuando finaliza el ciclo de escape e inicia el ciclo de admisión.

Desplazamiento del pistón.

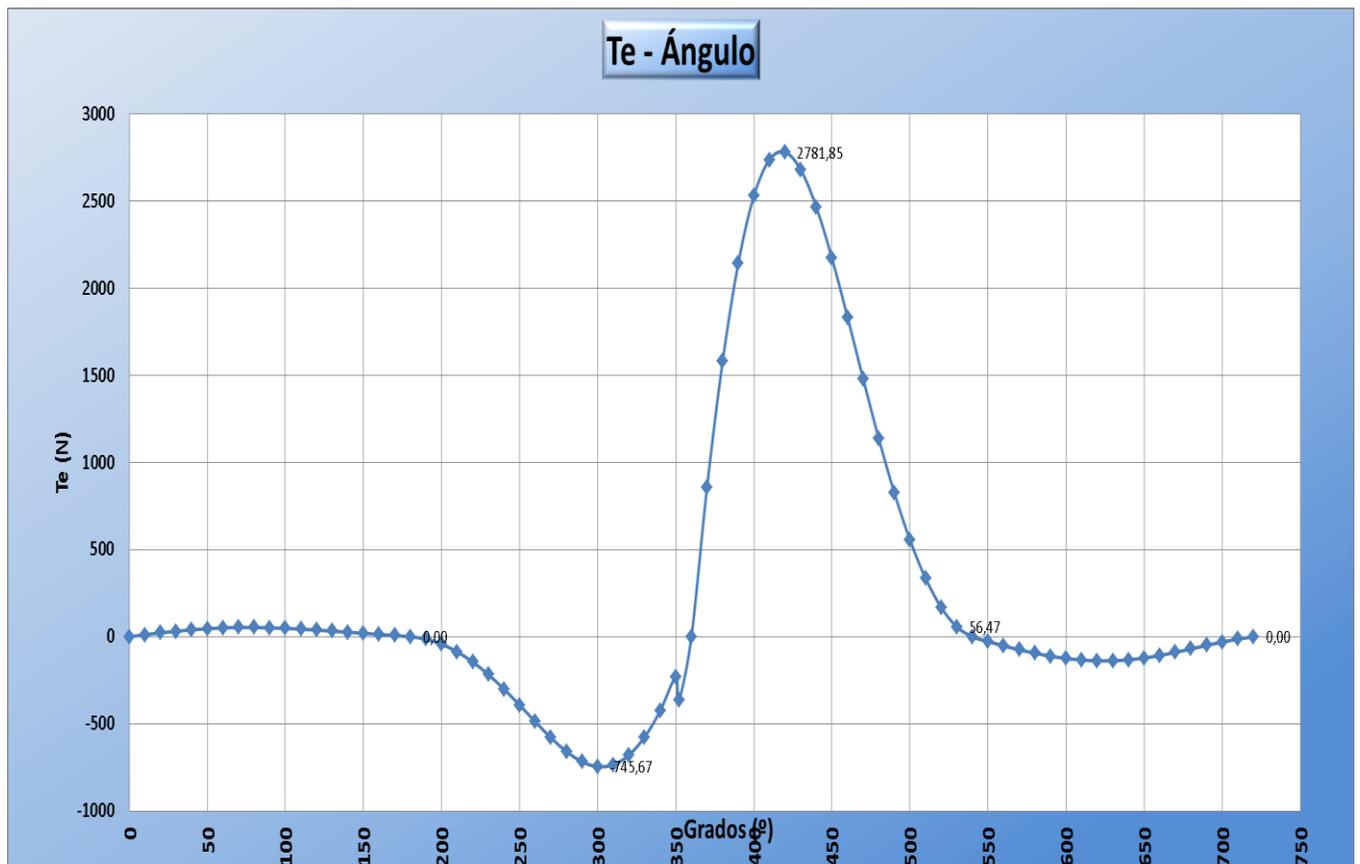


Grafica 9. Desplazamiento del pistón con respecto al ángulo de giro del cigüeñal

Como se observa en la Grafica 9, el pistón va desplazándose en el interior del cilindro según el ciclo en el que se encuentra, en el ciclo de escape e inicio de la admisión, el pistón se encuentra en el P.M.S. con un ángulo de 180° , el pistón ha recorrido una distancia de 8,6 cm que es la distancia del cilindro del motor del Chevrolet Sail 1.4 lt desde el P.M.I al P.M.S.

Cuándo finaliza el ciclo de admisión y empieza el ciclo de compresión, el pistón se encuentra en el P.M.I. y empieza el recorrido del pistón hacia el P.M.S. alcanzando nuevamente los 8,6 cm cuando está en el ciclo de compresión. El pistón regresa el P.M.I cuando empieza el ciclo de expansión y finalmente vuelve al P.M.S para empezar el ciclo de escape e iniciar nuevamente el proceso de admisión.

Fuerza tangencial de la biela con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.



Grafica 10. Fuerza tangencial de la biela con respecto al ángulo de giro del cigüeñal.

Como se observa en la Grafica 10, la fuerza tangencial de la biela con respecto al ángulo de giro del cigüeñal va a ir variando dependiendo del ángulo en el que forma entre la biela y el brazo del cigüeñal, cuando el pistón se encuentra en el P.M.S. no se produce ninguna fuerza ya se forma una línea recta entre la biela y el brazo del cigüeñal, pero a media que empieza el proceso

de admisión, compresión y expansión el ángulo entre el biela y el brazo del cigüeñal va a variar, hay que tomar en cuenta que en el proceso de compresión y combustión va a existir una presión por la mezcla del aire con el combustible lo que aumenta la fuerza tangencial, en el ciclo de escape la fuerza tangencial va a disminuir ya que el pistón se encuentra en el P.M.S.

DISCUSION

Conclusiones

Una vez realizados los distintos cálculos del motor del Chevrolet Sail 1.4 lt se llega a las siguientes conclusiones:

- Se realizaron los cálculos térmicos, cinemáticos y mecánicos del motor para tener una idea clara de cómo es el funcionamiento del motor del Chevrolet Sail 1.4 lt.
- Se realizó una gráfica de los distintos compuestos del combustible, para tener una idea de cuáles son los porcentajes más altos de los gases de escape del motor
- Los datos calculados de la presión y de la temperatura sirvieron para analizar cómo va aumentando tanto la presión como la temperatura en los diferentes ciclos del motor y a si tener la facilidad de realizar la gráfica de Presión-Temperatura.
- Se realizó un análisis de las fuerzas en el ciclo de admisión, compresión, expansión y al final del trabajo, si se desea obtener datos comparativos más precisos, se sugiere el uso del dinamómetro para poder comparar los datos calculados, con los datos obtenidos en el dinamómetro
- Los diagramas de Presión – Volumen y Presión- Angulo de giro del cigüeñal, son muy similares a los datos que se encuentran en el ciclo de trabajo de un motor de cuatro tiempos.
- Los datos obtenidos de cada una de las fuerzas en el ciclo del motor, sirvieron para dar una idea de cómo se ejercen dichas fuerzas el interior del motor, tomando como referencia el ángulo de giro del cigüeñal y también tomando como referencia las formulas expuestas en algunos textos de Ingeniería Mecánica Automotriz que sirvieron de guía para realizar dichos cálculos.

- Los datos obtenidos no pudieron ser relacionados con los datos reales del motor ya que fue difícil obtener los diagramas de las distintas fuerzas del fabricante.

Recomendaciones

- Es importante señalar que para el análisis de un motor, en este caso del motor de un Chevrolet Sail 1.4 lt, los datos obtenidos deben ser de una fuente segura para evitar que en los resultados calculados no exista variación de datos y se pueda llegar a obtener información muy similar a los datos expuestos en la ficha técnica del fabricante.
- Es importante recordar que los cálculos expuestos en el presente trabajo de fin de carrera, fueron basados en cálculos explicados en libros de Mecánica Automotriz, algunos de los datos fueron tomados de dichas fuentes para el análisis del motor, por lo cual se recomienda tener una fuente guía para facilitar el análisis de cualquier motor.
- Una recomendación muy importante si se tiene el motor desarmado es limpiar con cuidado cada una de sus partes y asegurarse de tomar las medidas correctas de cada pieza necesaria para el cálculo del mismo, ya que si no se toman las medidas correctas, los resultados del análisis final podrían tener mucha variación y no se llegarían a tener los valores deseados.
- Para el análisis de las distintas fuerzas que se aplica en el motor, se realizaron los cálculos mediante fórmulas sin la posibilidad de comparar los datos obtenidos ya que no se pudieron obtener los datos reales del fabricante Chevrolet por cuestiones de permisos, se recomienda el uso del dinamómetro siempre y cuando se tengan los recursos económicos necesarios para poder comparar los datos calculados y los datos obtenidos en el dinamómetro, y así poder realizar mejoras en el rendimiento del motor, si fuese necesario.

BIBLIOGRAFIA

- JARA, T. I. (2005). *MOTORES DIESEL DE COMBUSTION INTERNA II*.
- Jovaj, M. (1982). *Motores del Automovil*. Moscu: MIR.
- Jóvaj, M. S. (1982). *Motores del automóvil*. Lima: MIR-MOSCU.
- Cascajosa, M. (2000). *Ingenieria de Vehículos*. Madrid: Tébar Flores, S.L.
- Prof.F.Payri-Prof.J.M.Desantes. (2011). *Motores de Combustion Interna Alternativos*. Barcelona: Reverte.
- www.Todos Autos.com*. (8 de Marzo de 2013). Obtenido de *www.Todos Autos.com*:
<http://www.todoautos.com.pe/portal/auto/mecanica/4820-motores-gasolina-combustion>
- http://www.autobild.es*. (1936). Obtenido de
http://www.autobild.es/sites/default/files/imce/u63966/1936_toyota_model_aa_sedan_pri mermodelo_0.jpg
- blogspot*. (2000). Obtenido de <http://1.bp.blogspot.com/-OYzYvz5BZqI/VH-UK6hGwDI/AAAAAAAKqok/aJeJSO2VbJo/s1600/logos-adictamente%2B%282%29.jpg>
- farrellones.cl*. (2001). Recuperado el Domingo de Octubre de 2015, de <http://www.camionetas-farellones.cl/blog/toyota-hilux-historia-de-una-leyenda/>
- Pilot friend*. (2002). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Pilot friend:
<http://www.pilotfriend.com/>
- elemprendedor*. (2003). Obtenido de <http://www.elemprendedor.ec/toyota/>
- Toyota Ecuador*. (2005). Obtenido de <http://www.toyota.com.ec/?q=toyota-hilux>
- www.maestrojuandeavila.es*. (2005). Obtenido de *www.maestrojuandeavila.es*:
<http://www.maestrojuandeavila.es/tecnologia/temas/mec/mec.htm>
- cnice.mec*. (30 de Marzo de 2006). Recuperado el 16 de Diciembre de 2015, de *cnice.mec*:
<http://concurso.cnice.mec.es>
- todoautos*. (2006). Recuperado el 25 de 10 de 2015, de
<http://www.todoautos.com.pe/portal/auto/mecanica/2325-sistema-vvt-i-motor-toyota>
- motorhistoria*. (2007). Obtenido de <http://motorhistoria.blogspot.com/2011/01/la-historia-de-toyota.html>

- cne.gob.sv*. (2008). Obtenido de http://www.cne.gob.sv/index.php?option=com_content&view=article&id=118&Itemid=160
- ociomotor*. (2008). Recuperado el 25 de 10 de 2015, de <http://www.ocio.net/wp-content/uploads/2008/11/motor-133-vvti-1108-00-480x373.jpg>
- diariomotor*. (2009). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de <http://www.diariomotor.com/imagenes/coches/big/toyota-hilux.jpg>
- sistemas de distribución*. (2009). Obtenido de <http://sistemasdedistribucion.blogspot.com/2009/02/dohc.html>
- http://www.toyota.com.ar*. (2010). Obtenido de http://www.toyota.com.ar/experience/the_company/historia_toyota_index.aspx
- motorgiga*. (20 de 8 de 2010). Obtenido de <http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/asiento-de-valvula-definicion-significado/gmx-niv15-con311.htm>
- todoautos*. (2010). Obtenido de <http://www.todoautos.com.pe/portal/autos/200-especiales/2339-historia-logo-nombre-toyota>
- iol Motoring*. (3 de Agosto de 2011). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de *iol Motoring*: <http://www.iol.co.za/motoring/cars>
- tutallermecanico.com*. (8 de Junio de 2011). Recuperado el 14 de Diciembre de 2015, de *tutallermecanico.com*: <http://www.tutallermecanico.com.mx>
- ultimasnoticias*. (2011). Obtenido de [8020-gasolinas-en-ecuador-cambian.html](http://www.ultimasnoticias.ec/noticias/8020-gasolinas-en-ecuador-cambian.html): <http://www.ultimasnoticias.ec/noticias/8020-gasolinas-en-ecuador-cambian.html>
- (2012). Recuperado el 26 de Noviembre de 2015, de *Mecanica facil.net*: <http://www.mecanicafacil.info>
- Blog de WordPress.com*. (10 de Julio de 2012). Obtenido de *Blog de WordPress.com*: <https://jasf1961.wordpress.com/tag/isentropico/>
- elcomercio*. (2012). Recuperado el 2012, de <http://especiales.elcomercio.com/2012/04/gasolina/>
- Glosario Automocion*. (2 de Marzo de 2012). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de *Glosario Automocion*: <http://glosarios.servidor-alicante.com>
- El TIEMPO.COM*. (2013). Recuperado el 3 de Noviembre de 2015, de *El TIEMPO.COM*: <http://www.eltiempo.com/>
- fierrosclasicos*. (8 de Enero de 2015). Obtenido de <http://www.fierrosclasicos.com/las-valvulas-que-son-y-como-funcionan/>

profesoratecno.blogspot. (22 de Octubre de 2015). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de profesoratecno.blogspot: <http://profesoratecno.blogspot.com/>

Alvarez, J. A. (Septiembre de 2015). *asifunciona.com*. Recuperado el 26 de Octubre de 2015, de asifunciona.com: <http://www.asifunciona.com>

Angelfire. (2014). *angelfire.com*. Recuperado el 26 de Noviembre de 2015, de <http://angelfire.com>

angelfire.com. (s.f.). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de [angelfire.com](http://www.angelfire.com): <http://www.angelfire.com>

arcomariaje. (2000). *wordpress.com*. Obtenido de <https://arcomariaje2000.files.wordpress.com/2015/04/ciclodiese9.gif>

AS-SL. (16 de Septiembre de 2015). *as-sl.com*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2015, de as-sl.com: <http://www.as-sl.com>

AutoDato. (s.f.). *AutoDato.com*. Recuperado el 3 de Noviembre de 2015, de AutoDato.com: <http://www.autodato.com/>

automotor. (24 de Enero de 2015). *Partes Automoviles*. Obtenido de <https://sites.google.com/site/partesautomovil/home/biela>

calidad-del-combustible-en-ecuador. (s.f.). Recuperado el 2011, de <http://es.slideshare.net/marcelmid/calidad-del-combustible-en-ecuador>

Chevrolet.ec. (s.f.). *chevrolet.com.ec*. Recuperado el 26 de Octubre de 2015, de [chevrolet.com.ec](http://www.chevrolet.com.ec): <http://www.chevrolet.com.ec/>

Dinamica, C. y. (28 de Abril de 2005). *uclm.e*. Recuperado el 16 de Diciembre de 2015, de [uclm.e](https://www.uclm.es): <https://www.uclm.es>

Educativa.catedu.es. (s.f.). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de [Educativa.catedu.es](http://e-educativa.catedu.es): <http://e-educativa.catedu.es/>

Energia, E. V. (s.f.). *eve.es*. Recuperado el 1 de Noviembre de 2015, de [eve.es](http://www.eve.es): <http://www.eve.es/>

Fernando. (8 de Octubre de 2009). *Combust-biodiesel*. Recuperado el 5 de Enero de 2016, de Combust-biodiesel: <https://alojamientos.uva.es>

Gonzalez, D. (s.f.). *books.google.es*. Recuperado el 23 de Noviembre de 2015, de books.google.es: <https://books.google.es>

Imgoldaracena. (28 de Abril de 2005). *UCLM.es*. Recuperado el 22 de Noviembre de 2015, de [UCLM.es](https://www.uclm.es): <https://www.uclm.es>

Index Sistemas Auxiliares del Motor de Combustion Interna. (s.f.). Recuperado el 25 de 10 de 2015, de Index Sistemas Auxiliares del Motor de Combustion Interna:
<https://sites.google.com/site/auxiliareoscarmelendez21020/>

Leonidez, M. (17 de Diciembre de 2011). *Slide Share*. Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Slide Share: <http://es.slideshare.net>

Lopez, G. (4 de 11 de 2011). *Scribd*. Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Scribd:
<https://es.scribd.com>

Madema, I. R. (2009). *ing.unne.edu*. Recuperado el 23 de Noviembre de 2015, de ing.unne.edu:
ing.unne.edu.ar

MAHLE. (2015). *Mahle driven by performance*. Recuperado el 18 de Diciembre de 2015, de Mahle driven by performance: <http://www.mahle-aftermarket.com>

Max, B. (2009). Matematic GTZ. En B. Max, *Matematica aplicada GTZ* (pág. 110). Barcelona: Reverte.

Mecanica del Automovil. (s.f.). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Mecanica del Automovil: www.almuro.net

Mecanica Facil.info. (s.f.). Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Mecanica Facil.info:
<http://www.mecanicafacil.info>

meganeboy, D. (2014). *Aficionados a la mecanica.net*. Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de Aficionados a la mecanica.net: <http://www.aficionadosalamecanica.net/>

Moreno, A. (2 de Mayo de 2005). *mailxmail.com*. Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de [mailxmail.com](http://www.mailxmail.com): <http://www.mailxmail.com>

Motor, G. (3 de Noviembre de 2011). *corvetteassembly.com*. Recuperado el 25 de Octubre de 2015, de [corvetteassembly.com](http://www.corvetteassembly.com/): <http://www.corvetteassembly.com/>

Motor, G. (19 de Diciembre de 2012). *media.gm.com*. Recuperado el 26 de Octubre de 2015, de [media.gm.com](http://www.media.gm.com/): <http://www.media.gm.com/>

Motores, M. y. (11 de Septiembre de 2012). *Mecanica y Motores*. Recuperado el 5 de Enero de 2016, de Mecanica y Motores: <http://www.mecanicaymotores.com>

Motores, R. d. (14 de Junio de 2014). *SlideShare*. Recuperado el 23 de Noviembre de 2015, de SlideShare: <http://es.slideshare.net>

Motors, G. (2015). *General Motors Colmotores*. Recuperado el 26 de Octubre de 2015, de General Motors Colmotores: <http://www.chevrolet.com.co/>

- Motorservice. (s.f.). *Motorservice.com*. Recuperado el 18 de Diciembre de 2015, de Motorservice.com: <http://www.ms-motorservice.com>
- Navigator84. (28 de Abril de 2012). *Own work.com*. Recuperado el 3 de Noviembre de 2015, de Own work.com: commons.wikimedia.org
- Pozo, P. (17 de Octubre de 2014). *academia.edu*. Recuperado el 26 de Octubre de 2015, de academia.edu: <http://www.academia.edu/>
- Rodríguez, A. (15 de Marzo de 2015). *AlbrodpulF1*. Recuperado el 27 de Noviembre de 2015, de <https://albrodpulf1.wordpress.com/2015/03/25/analisis-tecnico-arbol-de-levas/>
- Stuttgart, H. G. (1980). *Tecnología del automovil*. Mexico: Reverté, S.A.
- Tecnico, A. (25 de Marzo de 2015). *AlbrodpulF1*. Recuperado el 5 de Enero de 2016, de AlbrodpulF1: <https://albrodpulf1.com>
- TOYOTA. (2010). *Manual del propietario HILUX*. Quito, Pichincha, Ecuador: TOYOTA MOTOR CORPORATION.
- Virtual, T. (13 de Enero de 2009). *Actualidad Motor*. Recuperado el 15 de Diciembre de 2015, de Actualidad Motor: <http://www.actualidadmotor.com>
- Virtual, T. (23 de Octubre de 2012). *Actualidad Motor*. Recuperado el 24 de Noviembre de 2015, de Actualidad Motor: <http://www.actualidadmotor.com>

Anexos

Anexo 1.

Ficha Técnica del Chevrolet Sail 1.4 lt 2012.

CHEVROLET 4 PUERTAS 1.4

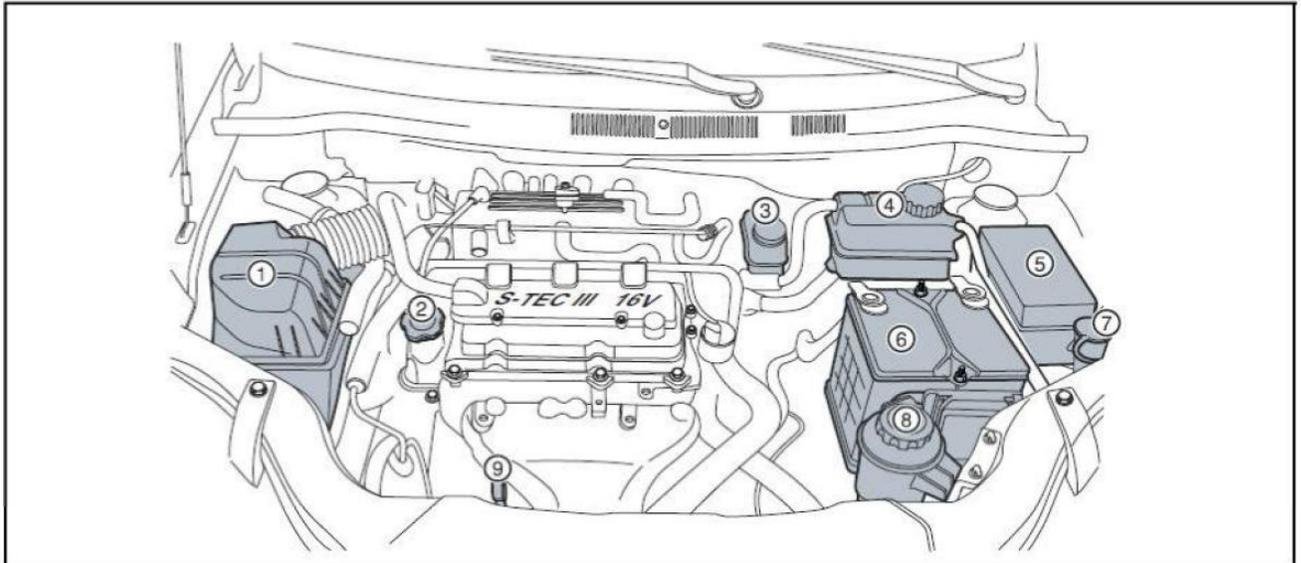
DIMENSIONES EXTERNAS (mm)								
 <p>Dimensión(mm.) Largo: 4249 Ancho: 1690 Alto: 1505 Distancia entre ejes: 2465 Trocha delantera: 1462 Trocha posterior: 1457 Voladizo delantero: 808 Voladizo posterior: 806</p>								
								
MOTOR		CHASIS		TRANSMISION MANUAL		PESOS Y CAPCIDADES		
Tipo / Código	C14 DOHC	Dirección	- POWER - RACK & PINION - STEERING LOCK	Tipo / Código	MT SH63A	Peso Vacío (kg)	1070	
Disposición	Delantera	Suspensión delantera	Macpherson	Marchas	1°	3,727	Peso bruto vehicular (kg)	1435
Desplazamiento (cc.)	1398.4	Suspensión posterior	Twist		2°	2,050	Capacidad de carga (kg)	375
N° de cilindros	4	Frenos Delanteros	Disco ventilado 9"		3°	1,323	Capacidad del tanque (L)	42
N° de válvulas	16	Frenos Posteriores	Tambor		4°	0,943		
Potencia (HP @ RPM)	102 @ 6000	Freno de estacionamiento	Mecánico en ruedas posteriores		5°	0,743		
Torque (Nm @ RPM)	131 @ 4200	Cauchos	Radiales	Reversa	3,454			
Relación de compresión	10.2	Medidas	185/60 R14	Relación Final	4,118			
Diámetro y Carrera (mm.)	73.8 x 81.8	Rines	Acero (incluye repuesto)	Tipo de tracción	4x2			
Combustible	90 RON							

Nota: Relación final definitiva bajo desarrollo por SGM

Anexo 2.

Compartimiento del motor.

Compartimiento del motor



- | | | |
|--|---|---|
| 1. Filtro de aire | 4. Receptáculo del líquido refrigerante | limpiaparabrisas |
| 2. Cubierta del tanque de aceite de motor | 5. Caja de fusible y relés | 8. Receptáculo del líquido de dirección servoasistida |
| 3. Receptáculo del líquido de freno/embrague | 6. Batería | 9. Varilla del aceite de motor |
| | 7. Receptáculo del líquido del | |

Anexo 3.

Especificaciones mecánicas del motor.

ID del documento: 4194728

Página 1 de 4

2015 Chevrolet Sail (New - VIN H) | Manual de servicio de Sail SGM | Motor | Mecánica del motor - 1.4L LCU |
 Instrucciones de reparación - fuera del vehículo | ID del documento: 4194728

Especificaciones mecánicas del motor (LEW)

Especificaciones mecánicas del motor

Aplicación	Especificaciones	
	Métrico	Inglés (EE.UU.)
Datos generales		
• Tipo de motor	4 cilindros en línea	
• Desplazamiento	1,349 Litros	82 CID
• Orificio x Carrera	73,8 x 78,8 mm	2,90 x 3,10 pulg.
• Coeficiente de compresión	10,8:1	
• Orden de encendido	1-3-4-2	
• Huelgo de bujía	0,8-0,9 mm	0,03-0,04 pulg.
• Revoluciones al ralentí	675 R.P.M.	
Bloque motor		
• Diámetro interior del cilindro	74,810-74,820 mm	2,9453-2,9457 pulg.
• Redondez del orificio del cilindro	0,005 mm	0,0002 pulg.
• Conicidad del orificio del cilindro	0,008 mm	0,0003 pulg.
Árbol de levas		
• Inestabilidad del muñón	0,04 mm	0,002 pulg.
• Diámetro del muñón del árbol de levas - Extremo delantero	31,934-31,950 mm	1,257-1,258 pulg.

© 2015 General Motors. Todos los derechos reservados.

<https://gsi.ext.gm.com/gsi/showDoc.do?docSyskey=4194728&cellId=208575&pubObjSyske...> 27/11/2015

Anexo 4.

Especificaciones mecánicas del motor.

ID del documento: 4194728

Página 2 de 4

Aplicación	Especificaciones	
	Métrico	Inglés (EE.UU.)
• Diámetro del muñón de árbol de levas - Otros	22,939- 22,960 mm	0,903- 0,904 pulg.
Cigüeñal		
• Huelgo del cigüeñal	0,08-0,29 mm	0,003- 0,011 pulg.
• Holgura de los cojinetes de bancada del cigüeñal	0,018-0,050 mm	0,0007-0,0020 pulg.
• Alabeo del muñón de cojinete de bancada del cigüeñal	0,005 mm	0,0002 pulg.
• Alabeo del muñón de la varilla de unión del cigüeñal	0,005 mm	0,0002 pulg.
• Conicidad de alabeo del muñón de cojinete de bancada del cigüeñal	0,005 mm	0,0002 pulg.
• Inestabilidad de alabeo del muñón de cojinete de bancada del cigüeñal	0,03 mm	0,001 pulg.
• Diámetro del muñón de la varilla de unión	39,983- 39,995 mm	1,5741- 1,5746 pulg.
• Diámetro del muñón principal	48,983- 48,995 mm	1,9284- 1,9289 pulg.
• Anchura del muñón principal del cigüeñal	23,0-23,3 mm	0,906- 0,917 pulg.
• Anchura del muñón de la varilla de unión	22,1-22,2 mm	0,870- 0,874 pulg.
• Tolerancia del cojinete de empuje del cigüeñal	0,08-0,29 mm	0,003- 0,011 pulg.
Pistón		
• Hueco con orificio de cilindro	0,019-0,031 mm	0,0007- 0,0012 pulg.

Anexo 5.

Especificaciones mecánicas del motor.

ID del documento: 4194728

Página 3 de 4

Aplicación	Especificaciones	
	Métrico	Inglés (EE.UU.)
<ul style="list-style-type: none"> Diámetro del pistón 	73,758-73,772 mm	2,9039-2,9044 pulg.
Bulón del pistón		
<ul style="list-style-type: none"> Diámetro del bulón del pistón 	17,997-18,000 mm	0,709-0,709 pulg.
Segmento de pistón		
<ul style="list-style-type: none"> Hueco entre los extremos del segmento 1 y el hueco lateral 	0,15-0,30 mm	0,006-0,012 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Hueco entre los extremos del segmento 2 y el hueco lateral 	0,30-0,45 mm	0,012-0,018 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Hueco entre los extremos del retén de aceite y el hueco lateral 	0,20-0,70 mm	0,008-0,276 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Tolerancia entre el segmento 1 y la ranura 	0,04-0,08 mm	0,002-0,003 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Tolerancia entre el segmento 2 y la ranura 	0,03-0,07 mm	0,001-0,003 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Tolerancia entre el retén de aceite y la ranura 	0,04-0,12 mm	0,002-0,005 pulg.
Biela		
<ul style="list-style-type: none"> Diámetro interior de la varilla de unión - Extremo del pasador 	18,006-18,014 mm	0,709-0,709 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Hueco entre el extremo menor de la varilla de unión y el bulón del pistón 	0,006-0,017 mm	0,0002-0,0007 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Holgura del cojinete de biela 	0,018-0,050 mm	0,0007-0,0020 pulg.
Válvulas		
<ul style="list-style-type: none"> Juego de válvula - Admisión 	0,075-0,125 mm	0,0030-0,0049 pulg.

Anexo 6.

Especificaciones mecánicas del motor.

Aplicación	Especificaciones	
	Métrico	Inglés (EE.UU.)
<ul style="list-style-type: none"> Juego de válvula - Escape 	0,245-0,295 mm	0,0096-0,0116 pulg.
Muelle de válvula		
<ul style="list-style-type: none"> Longitud libre del muelle de válvula 	44,2 mm	1,74 pulg.
<ul style="list-style-type: none"> Verticalidad del muelle de la válvula 	2°	
Sistema de lubricación		
<ul style="list-style-type: none"> Cantidad de llenado de aceite - con filtro 	3,5 Litros	3,7Cuartos