



# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**



## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **DESARROLLO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE CÁLCULO PARA AUMENTAR LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA Y PRESIÓN MEDIA DEL PISTÓN EN LA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES CICLO OTTO EN AUTOS DE COMPETENCIA**

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
MAGISTER EN SISTEMAS AUTOMOTRICES**

**JUAN PABLO ANDRADE CORDERO**  
Juanpacordero@hotmail.com

**WELLINGTON PATRICIO BAUTISTA ILLESCAS**  
wellracing@hotmail.com

**DIRECTOR:**  
Ing. **ÁLVARO AGUINAGA BARRAGÁN, Ph.D.**  
alvaro.aguinaga@epn.edu.ec

**CODIRECTOR:**  
Ing. **Cristian Garcia, M.Sc.**  
crisitan.garcia@ups.edu.ec

**Quito, Enero, 2019**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores **Juan Pablo Andrade Cordero y Wellington Patricio Bautista Illescas** bajo mi supervisión.

---

**Ing. Álvaro Aguinaga, Ph.D.**

**DIRECTOR DE PROYECTO**

---

**Ing. Cristian Garcia, M.Sc.**

**CO-DIRECTOR DE  
PROYECTO**

## **DECLARACIÓN**

Nosotros, **Juan Pablo Andrade Cordero y Wellington Patricio Bautista Illescas**, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

**Juan Pablo Andrade**

---

**Wellington Patricio Bautista**

## **DEDICATORIA**

Este trabajo es dedicado a cada uno de los miembros de nuestras familias, en especial a nuestras esposas e hijos, por el apoyo brindado en cada etapa de este logro académico.

## **AGRADECIMIENTO**

A Dios, por brindarnos la oportunidad de realizarnos profesionalmente y ser Él la guía en cada una de las etapas de nuestras vidas.

Al doctor Álvaro Aguinaga y al Magister Cristian García por su apoyo durante todo el proceso investigativo de este proyecto.

Un agradecimiento sincero al doctor Homero Barragán y su equipo de colaboradores en la dirección de posgrados.

## • ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN .....	i
DECLARACIÓN .....	ii
DEDICATORIA .....	iii
AGRADECIMIENTO .....	iv
RESUMEN .....	viii
ABSTRACT .....	ix
DESARROLLO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE CÁLCULO PARA AUMENTAR LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA Y PRESIÓN MEDIA DEL PISTÓN EN LA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES CICLO OTTO EN AUTOS DE COMPETENCIA .....	1
INTRODUCCIÓN .....	1
1. FUNDAMENTOS Y MARCO TEÓRICO .....	3
1.1 Fundamentos .....	3
1.1.1. Antecedentes .....	3
1.2 Marco teórico .....	4
1.2.1. Arquitectura del motor ciclo Otto .....	5
1.2.2. Ciclo teórico del motor Otto alternativo .....	7
1.2.3. Análisis ciclo Real o Práctico .....	8
1.2.4. Análisis de las curvas características del motor .....	8
1.2.5. Parámetros normalizados del motor alternativo .....	11
1.2.6. Recursos para incrementar la potencia de un motor .....	12
2. RECOPIACIÓN DE LOS CÁLCULOS NECESARIOS PARA POTENCIAR UN MOTOR DE USO COMERCIAL CON FINES DEPORTIVOS .....	14
2.1. Introducción .....	14
2.2. Datos necesarios para los cálculos .....	14
2.3. Cálculos de potencia y torque .....	15
2.4. Bloque motor .....	21
2.4.1. Cigüeñal .....	24
2.4.2. Pistones .....	26
2.4.3. Bielas .....	28
2.4.4. Volante de inercia .....	29
2.5. Tapa de cilindros .....	30
2.5.1. Árbol de levas .....	30

2.5.2. Válvulas .....	32
2.5.3. Resortes de válvulas .....	36
2.6. Conductos de admisión .....	38
2.7. Conductos de escape.....	40
2.8. Alimentación de combustible.....	43
2.8.1. Determinación del tamaño del inyector.....	43
2.8.2. Flujo efectivo del inyector .....	44
2.8.3. Cálculo de tiempo inyección.....	44
2.9. Diagrama UML.....	46
3. REALIZACIÓN DEL SOFTWARE EN MATLAB PARA LA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES .....	47
3.1. Descripción de la plataforma de Matlab .....	47
3.2. Programación para repotenciación de motores ciclo Otto.....	47
3.2.1. Diseño de las pantallas en la interfaz gráfica de guide .....	48
3.2.2. Diseño de la programación de cálculo matemático en Matlab .....	53
3.2.3. Validación teórica del programa 4Tracing.....	56
3.2.3.1. Vehículo Chevrolet corsa T18NE. ....	56
3.2.3.2. Vehículo Huinday Matrix .....	64
4. EJEMPLO DE REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR G10 SUZUKI .....	72
4.1. Datos técnicos del motor a modificar.....	72
4.2. Modificación del motor de acuerdo a los datos entregados por el software .....	73
4.2.1. Aumento de la cilindrada .....	73
4.2.2. Cigüeñal.....	75
4.2.3. Volante de inercia .....	76
4.2.4. Pistones.....	78
4.2.5. Aumento de la relación de compresión Reducción de la cámara de combustión .....	80
4.2.6. Árbol de levas.....	82
4.2.7. Válvulas .....	82
4.2.8. Resortes de válvulas .....	84
4.2.9. Conductos de admisión y escape .....	85
4.2.10. Determinación del tamaño del inyector.....	87
5. COMPARACIÓN DE DATOS Y CONCLUSIONES .....	90
5.1. Prueba de potencia del motor G10 en el banco dinamométrico.....	90
5.2. Descripción y características del banco dinamométrico .....	90

5.3. Procedimiento de prueba.....	91
5.4.Resultados y comparación de las pruebas .....	96
5.4.1. Resultados en el banco dinamométrico con el motor estándar. ....	96
5.4.2. Resultados en el banco dinamométrico con el motor modificado .....	97
5.4.3.Análisis de resultados.....	99
5.4.4.Comparación de los resultados con otros trabajos de titulación .....	103
Referencia Bibliográfica .....	105
Anexos.....	106
Anexos1 Cd Programa 4TRacing.....	106
Anexos 2.....	107
Manual técnico GM.....	107
Anexo 3 .....	111
Manual técnico HyunMotors.....	111
Anexo 4 .....	118
Manual inyectores Bosch Motorsport.....	118
Anexo 5 .....	123
Catálogo de pistones .....	123



## RESUMEN

La actividad del deporte automotor en el país, se ha desarrollado por varios años sin la utilización de herramientas técnicas de cálculo y diseño, lo que ha generado un campo automotriz falto de competitividad y desarrollo. Razón por la cual en esta investigación se realizó la recopilación de información teórica de varias bibliografías de cálculo, diseño y construcción de motores, con la información segmentada y analizada se desarrolló un software mediante programación en MATLAB, que permite calcular y dimensionar las variables de un motor para obtener mayor potencia y rendimiento del mismo, y así automatizar el rediseño de los motores de uso comercial con fines deportivos. Los datos entregados por el software se pusieron en práctica en el desarrollo de un motor G10 obteniendo un incremento del 10% en eficiencia volumétrica; la velocidad media del pistón cambio de 15 m/s a 20 m/s, razón por la cual la potencia y las revoluciones por minuto (rpm) incrementaron un 16% y 30% respectivamente. Estos resultados se corroboraron con la ayuda de un banco dinamométrico por lo que se concluye que la automatización del proceso de repotenciación a más de incrementar la potencia, reduce el riesgo a sobrepasar los límites constructivos del motor; reduciendo así los tiempos y costos de los proyectos al eliminar la metodología de ensayo y error que se aplica hoy en día en muchos de los proyectos.

**Palabras Claves:** Automatización, cinemática, presión media efectiva, RPM, repotenciación, velocidad media del pistón.

## ABSTRACT

The activity of motor sport in the country has been developed for several years without the use of technical tools of calculation and design, which has generated an automotive field lacking in competitiveness and development. Reason for this research was the compilation of theoretical information of several bibliographies of calculation, design and construction of engines, with the information segmented and analyzed software was developed by programming in MATLAB, which allows to calculate and size the variables of a Motor to obtain greater power and performance of the same, and thus to automate the redesign of the motors of commercial use for sports purposes. The data provided by the software were put into practice in the development of a G10 engine obtaining a 10% increase in volumetric efficiency; the average speed of the piston changed from 15 m/s to 20 m/s, which is why the power and revolutions per minute (rpm) increased by 16% and 30% respectively. These results were corroborated with the help of a dynamometric bench, which concludes that the automation of the repowering process to more than increase the power, reduces the risk to exceed the constructive limits of the engine; thus reducing project times and costs by eliminating the trial and error methodology that is applied today in many of the projects.

**Keywords:** Automation, kinematic, effective mean pressure, RPM, repowering, mean piston speed.

# **DESARROLLO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE CÁLCULO PARA AUMENTAR LA EFICIENCIA VOLUMÉTRICA Y PRESIÓN MEDIA DEL PISTÓN EN LA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES CICLO OTTO EN AUTOS DE COMPETENCIA**

## **INTRODUCCIÓN**

El deporte automotor es una actividad que se viene desarrollando a lo largo de muchos años, tanto a nivel internacional, nacional y local; en la mayoría de países a nivel mundial, nuestro país en la actualidad carece de herramientas técnicas de cálculo destinadas a la preparación de vehículos para competencias, lo que ha generado un campo automotriz carente de conocimiento y falta de competitividad.

En las últimas décadas la tendencia a nivel mundial ha sido la misma para todos los campos profesionales, que es automatizar los distintos procesos de producción y funcionamiento. El campo automotriz ha sido uno de ellos, en la actualidad se puede ver automatizaciones por medio de herramientas de cálculo para efectuar modificaciones precisas y con costos menores, debido a que se elimina el método de experimentación continúa basado en el ensayo y error, lamentablemente en el Ecuador no se usa estos sistemas de cálculo producidos fuera del país debido a que tienen costos muy altos, y en la mayoría de los casos viene dado en un idioma distinto y con nomenclaturas técnicas diferentes a las de nuestro medio; por lo que los preparadores de vehículos han suprimido el uso de esta herramienta, trayendo como consecuencia que muchos de estos proyectos no tengan los resultados esperados, y es así que este sistema automatizado de cálculo toma importancia ya que se convierte en una solución directa y fiable a este problema.

El desarrollo de este sistema automatizado de cálculo estará basado en la recopilación y sistematización de las ecuaciones proporcionadas por varias bibliografías especializadas en este tema, se planteará una solución al brindar a los usuarios las herramientas necesarias para mejorar el desempeño de su motor repotenciado de manera fiable mediante el uso de este software.

Con el uso de este sistema automatizado de cálculo se pretende, reducir los gastos económicos innecesarios al momento de la modificación y repotenciación del motor alternativo, además se tendrá la oportunidad de realizar cambios y estudios de resultados

de acuerdo a los requerimientos específicos de cada motor, debido a que se podrá calcular de forma teórica y precisa parámetros muy importantes como: velocidad instantánea del pistón, velocidad media del pistón, cargas en el cigüeñal, régimen de giro máximo del motor, relación de compresión, cilindrada total, estimación de potencia, diseño del múltiple de admisión y escape, entre otros.

### **Pregunta de investigación**

¿Es posible desarrollar un software de automatización para la repotenciación de motores de turismo ciclo Otto basado en la investigación de varias bibliografías y validar el programa de manera práctica?

### **Objetivo general**

Desarrollar un sistema automatizado de cálculo para aumentar la eficiencia volumétrica y presión media del pistón en la repotenciación de motores ciclo Otto en autos de competencia.

### **Objetivos específicos**

Los objetivos planteados para este trabajo son:

1. Determinar los parámetros que intervienen en la modificación de la eficiencia volumétrica y presión media del pistón; en busca del incremento de la potencia.
2. Recopilar los cálculos necesarios para potenciar un motor de uso comercial con fines deportivos.
3. Realizar la programación en Matlab de forma que sea amigable y de fácil uso para los usuarios.
4. Comprobación del software mediante la repotenciación de un motor de manera práctica.

# **1. FUNDAMENTOS Y MARCO TEÓRICO**

## **1.1 Fundamentos**

Con la creación del motor de combustión interna se origina una serie de necesidades e intereses de parte de los usuarios; haciendo del motor un elemento de constante desarrollo en sus distintos componentes, con el fin de satisfacer las necesidades y requerimientos de su campo de aplicación.

Una de las aplicaciones más comunes de los motores de combustión interna es el de la propulsión de vehículos de competencia, en sus distintas modalidades; lo que a generando que gran parte de los fabricantes de vehículos incurse en las competencia en busca de una estrategia comercial para incrementar sus ingresos económicos.

El deporte automovilístico se ha convertido en uno de los deportes con mayor número de seguidores; por lo que muchas de las fábricas de automóviles dedican grandes cantidades de dinero a desarrollar los vehículos en busca de obtener los primeros lugares y así tener el mayor número de seguidores.

Los vehículos de competencia pueden dividirse en dos grandes grupos, el primero que engloba la fabricación de vehículos y motores exclusivamente diseñados para competencias y el otro grupo de vehículos que son convertidos de vehículos comunes y corrientes diseñados para el transporte de personas, en vehículos de altas prestaciones con fines deportivos.

Así es como nace el proyecto de investigación en busca de tecnificar estas modificaciones en los motores de uso comercial en motores con fines deportivos.

### **1.1.1. Antecedentes**

El deporte automotor es una actividad que se viene desarrollando a lo largo de muchos años, tanto a nivel internacional, nacional y local; en la mayoría de países a nivel mundial, razón por la cual gran cantidad de personas realizan estudios en post de alcanzar los mejores resultados de potencia y efectividad en sus motores. La ingeniería de los vehículos de competencia ha tenido muchísimos avances, los mismos que al pasar de los

años ha venido a incorporarse a los vehículos de serie con sus respectivas modificaciones para que estos brinden un nivel mayor de seguridad y funcionalidad.

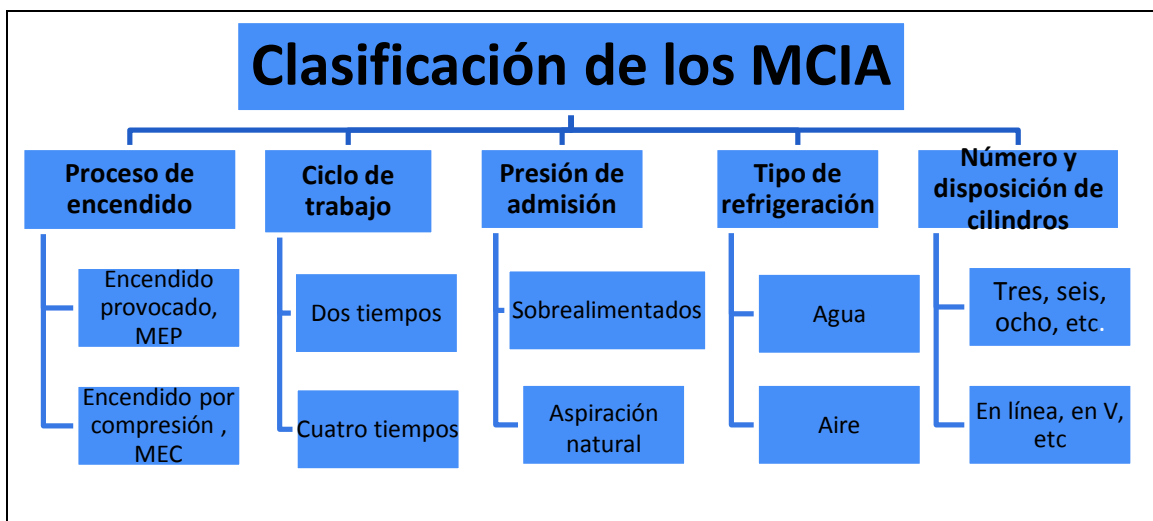
En las últimas décadas la tendencia a nivel mundial ha sido la misma para todos los campos profesionales, que es automatizar los distintos procesos de producción y funcionamiento. El campo automotriz ha sido uno de ellos así se puede ver automatizaciones desde la fabricación de un tornillo, hasta el ensamble completo de vehículos. Es por esto que el proyecto de titulación pretende aportar con una automatización para el desempeño de la repotenciación de motores de serie con fines deportivos.

## 1.2 Marco teórico

El motor de combustión interna alternativo (**MCIA**) puede definirse como el conjunto de elementos mecánicos que mediante un movimiento alternativo permite obtener energía mecánica a partir de la energía generada por un proceso de combustión de la mezcla aire- combustible que lo alimenta.

Los motores de combustión interna alternativos pueden dividirse en distintos tipos de acuerdo a las características que posee, se presenta el siguiente cuadro en el que se enmarca la mayoría de las variables de este tipo de motores (Payri, 2011).

Tabla 1.1. Clasificación de los motores de combustión interna alternativos.



Fuente: (Autores, 2017)

Siendo los más usados, para fines deportivos en nuestro país los motores de combustión interna de encendido provocado de cuatro tiempos, con aspiración natural y de refrigeración por agua, en este tipo de motor se centrara el proyecto.

### **1.2.1. Arquitectura del motor ciclo Otto**

El motor ciclo Otto alternativo es un sistema de ingeniería que genera trabajo mecánico por unidad de tiempo (Potencia) de manera discontinua, pero periódica en el tiempo. En el motor alternativo el momento en el eje no es contante y para obtener una regularidad razonable en su funcionamiento hay que implementar otros elementos mecánicos tales como volantes de inercia.

Este tipo de motor se describe como un sistema cilindro-pistón accionado por un sistema biela manivela de un grado de libertad que de forma general son:

**Eje del cigüeñal:** Es el eje alrededor del cual gira la manivela. Sobre el mismo la manivela ejerce un momento torsor que es compensado por el momento resistente que viene primero de la trasmisión y luego de las ruedas.

**Manivela:** Efectúa rotaciones completas alrededor del eje del cigüeñal y conecta a este con la biela.

**Biela:** Conecta la manivela con el pistón y su movimiento; es una combinación de traslación y rotación en un plano.

**Pistón:** Forma la cámara de combustión de volumen variable en donde se quema el combustible y trasmite la fuerza de los gases sobre los otros elementos.

La generación de trabajo mecánico, que es una integral de fuerza por desplazamiento, requiere que haya elementos móviles para que haya desplazamiento, la ventaja que tiene la cadena cinemática pistón-biela-manivela es que se trata de un mecanismo de un solo grado de libertad por lo que no hay indeterminaciones en el movimiento. Este trabajo mecánico ocurre por unidad de tiempo el necesario para que el cigüeñal de dos vueltas y a su cociente se le denomine potencia.

En el cigüeñal, esa potencia tiene la forma de un momento multiplicado por una velocidad angular (GERSCHLER, 2004).

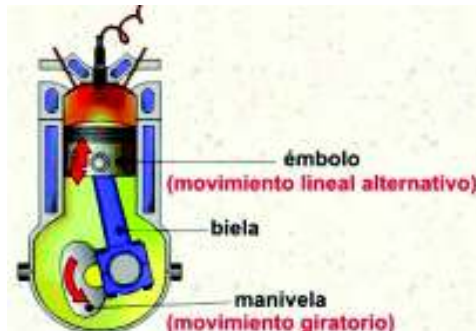


Figura 1.1. Sistema biela manivela.  
Fuente: (GERSCHLER, 2004)

Dentro de la arquitectura del motor no están solo los sistemas cilindro pistón y biela manivela sino que intervienen otras partes que permiten el funcionamiento y sincronización del motor, a continuación se analiza de forma general estas partes que forman parte importante de la arquitectura del motor.

**Culata:** También llamada cabeza del motor, construida generalmente de hierro fundido o de aluminio con aleaciones, sella herméticamente la parte superior del motor alternativo formando la cámara de combustión, en la culata se encuentran alojados las válvulas, bujías, árbol de levas, inyectores entre otros elementos (GERSCHLER, 2004).

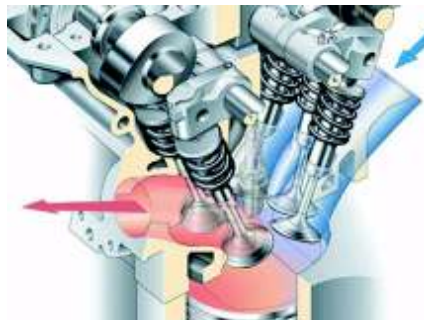


Figura 1.2. Culata.  
Fuente: (GERSCHLER, 2004)

**Árbol de levas:** Es un mecanismo formado por un eje en el que se colocan distintas levas, que pueden tener distintas formas y tamaños, y están orientadas de diferente manera para controlar la apertura y el cierre de las válvulas de admisión y escape en el motor alternativo.



**Válvulas:** Se fabrican fundidas y mecanizadas en aceros especiales, debido a que soportan las altas temperaturas. Las válvulas son elementos que tienen la simple función de cerrar y abrir los conductos de admisión y de escape de gases, teniendo función principal en la combustión de la mezcla aire-combustible.

**Volante de inercia:** Es un elemento totalmente pasivo que únicamente aporta al sistema una inercia adicional de modo que le permite almacenar energía cinética. Este volante continúa su movimiento por inercia cuando cesa el par motor que lo propulsa. De esta forma, el volante de inercia se opone a las aceleraciones bruscas en un movimiento rotativo. Así se consiguen reducir las fluctuaciones de velocidad angular. Es decir, se utiliza el volante para suavizar el flujo de energía entre una fuente de potencia y su carga.

### **1.2.2. Ciclo teórico del motor Otto alternativo**

Los procesos fluidodinámicos y termodinámicos que ocurren teóricamente en la cámara de combustión de volumen variable de un motor de gasolina son cuatro.

**Fase de admisión:** El pistón se desplaza desde PMS al PMI y efectúa su primera carrera, durante esta carrera el cigüeñal gira 180 grados, cuando comienza esta fase se supone que instantáneamente se abre la válvula de admisión y mientras se realiza este recorrido la válvula permanece abierta y debido a la depresión o vacío se aspira una mezcla de aire y combustible que entra por el conducto de admisión.

**Fase de compresión:** Con las válvulas de admisión y escape cerradas el pistón va del PMI al PMS comprimiendo la mezcla que hay en el interior. Durante este recorrido la muñequilla del cigüeñal efectúa otro giro de 180 grados.

**Fase de explosión:** La chispa que produce la bujía enciende la mezcla de aire combustible y la llama se propaga por la cámara de combustión provocando la liberación de energía del combustible y, por tanto, elevando la presión de la cámara. Esta presión ejercida sobre la cabeza del pistón genera la fuerza de empuje que hace que el pistón se desplace hacia el PMI.

**Fase de escape:** La válvula de escape se abre y los gases de escape al principio salen muy rápido debido a su presión más alta que la atmosférica en el interior del cilindro, y el resto empujado por el pistón en su desplazamiento hacia el PMS.

### 1.2.3. Análisis ciclo Real o Práctico

Si el motor funcionara como se describe en el ciclo teórico tendríamos muchos inconvenientes y el desempeño del motor se vería completamente afectado.

**Fase de admisión:** En esta fase el cilindro se llena con mezcla a presión ambiente, pero en la práctica se producen muchas pérdidas de carga en el sistema debido a la resistencia que produce el filtro de aire, el múltiple de admisión, flujo por la válvula de admisión y por lo tanto tenemos que la presión de llenado sea menor que la presión ambiente el rendimiento del motor será menor.

**Fase de compresión:** Esta etapa es en un principio adiabática, pero como la presión es menor que la del ambiente por lo que ocurrió en la fase de admisión, esta presión termina por debajo de lo que ocurre en el ciclo teórico.

**Fase de explosión:** En esta fase la combustión es en teoría a volumen constante pero esto sería así si el tiempo de combustión fuera instantáneo.

**Fase de escape:** En la fase de escape tenemos al inicio menos presión atmosférica, pero en realidad la presión va cayendo hasta la presión atmosférica, justo al llegar al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la válvula de admisión y una cierta cantidad de gases de escape quedan dentro de la cámara de combustión y dan lugar a un volumen muerto en el cilindro por lo tanto el rendimiento del próximo ciclo disminuye.

Con el fin de acercar el ciclo real al teórico para tener un buen rendimiento del motor se tienen que hacer algunas modificaciones entre los cambios más importantes esta adelantar o retasar la apertura de las válvulas adecuadamente entre estos cambios tenemos (AAA) avance a la apertura de la admisión, (RCA) retraso al cierre de la admisión, (AAE) avance a la apertura del escape, (RCE) retraso al cierre del escape, además también se debe modificar el avance del encendido (Payri, 2011).

### 1.2.4. Análisis de las curvas características del motor

Las curvas características de un motor nos permiten evaluar el desempeño del motor en función de las rpm.

Las curvas más comunes para un análisis de un motor son:

- Torque
- Potencia
- Consumo específico de combustible

Las curvas se obtienen en un banco de pruebas con aceleración constante y velocidad variable.

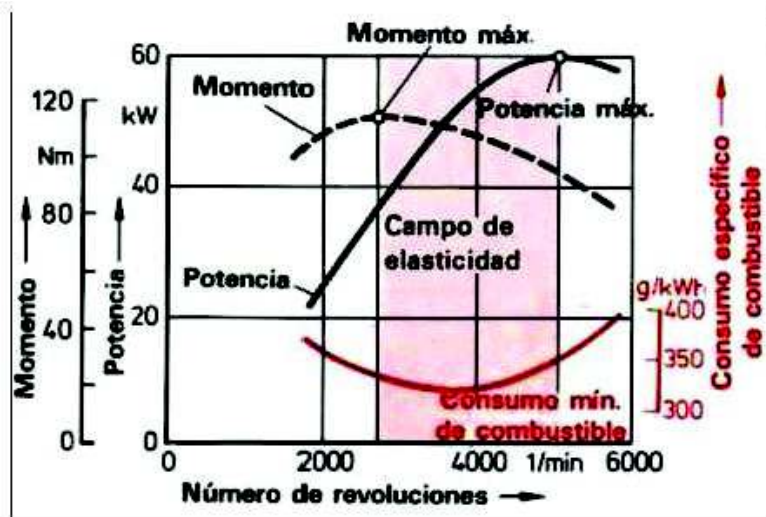


Figura 1.3. Curvas Características del Motor.  
Fuente: (GERSCHLER, 2004)

En el trazado de la curvas podemos sacar la curva de torque y potencia máxima, y también la curva de consumo específico de combustible mínimo para el número de revoluciones.

Entre el torque y potencia máxima tenemos el campo de elasticidad del motor, en esta zona la potencia es compensada por medio del torque creciente y cuando el torque empieza a decaer la potencia se compensa por medio del aumento de las rpm.

Existe una relación de dependencia entre las curvas de torque y potencia, en función del régimen de giro.

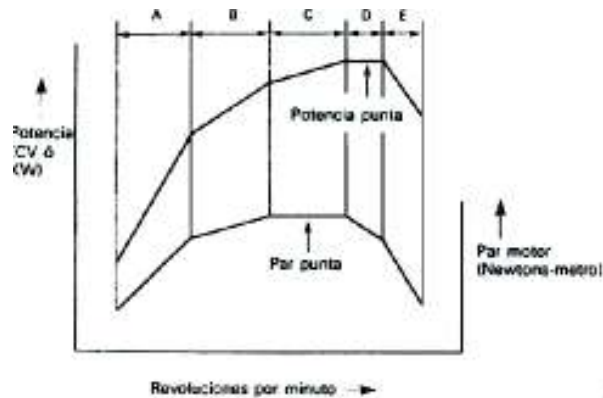


Figura 1.4. Relación entre par motor y potencia asociados por las rpm.  
Fuente: (Calleja, 2015)

En los tramos A y B se puede apreciar que al incrementarse la curva del torque en función de las rpm, la potencia aumenta cada vez más, en el tramo C, al mantenerse la curva del torque constante, la potencia aumenta de forma progresiva, en el tramo D, al caer la curva del torque ligeramente, la potencia se mantiene constante ya que la pérdida de torque es compensada por el aumento del régimen de giro.

Finalmente en el tramo E, se puede observar que cuando cae la curva de torque bruscamente, la potencia también lo hará, la caída del torque se produce porque al incrementar el régimen de giro los rozamientos aumentan y el rendimiento volumétrico disminuye.

El incremento de los rozamientos es consecuencia de la potencia de fricción. Al igualarse las pérdidas por fricción con la potencia indicada se produce el embalamiento del motor, que es la caída brusca de la potencia al freno. El embalamiento indica la velocidad crítica del motor cuando este deja de empujar.

Por lo tanto un motor es más eficiente en el punto donde alcanza su torque máximo. El punto máximo se encuentra aproximadamente a 2/3 partes de la velocidad de giro, ya que bajo este punto tiene suficiente tiempo para un llenado completo de los cilindros sobre este no.

Al incrementar el rango de las revoluciones del motor nos permite estirar la curva de torque y por lo tanto tener una mejor eficiencia del motor a altas revoluciones.

Y en cuanto al consumo específico de combustible la distribución del mismo es variable entorno al régimen de giro del motor.

### **1.2.5. Parámetros normalizados del motor alternativo**

**Potencia:** Es la cantidad de trabajo que se realiza por unidad de tiempo. Puede asociarse a la velocidad de un cambio de energía dentro de un sistema, o al tiempo que demora la concreción de un trabajo. Por lo tanto, es posible afirmar que la potencia resulta igual a la energía total dividida por el tiempo.

**Potencia específica:** Se denomina potencia específica a la relación entre la potencia de un motor y su cilindrada total. Por lo general, resulta más fácil conseguir potencias específicas altas con motores de gasolina de poca cilindrada capaces de girar a altas rpm.

**Potencia indicada:** Es la potencia realmente desarrollada en el interior del cilindro por el proceso de combustión.

**Potencia por fricción:** Es la potencia utilizada para vencer los rozamientos entre las partes mecánicas en movimiento y accionar los mecanismos del motor. Resulta de la diferencia entre la potencia indicada y la potencia al freno.

**Potencia al freno:** Es obtenida en el eje de salida del motor, viene a ser la fuerza verdadera que impulsa el automóvil, esta fuerza es medida en el dinamómetro.

**Presión media efectiva (pme):** Es la media de todas las presiones instantáneas que se producen en la fase de combustión y expansión de los gases dentro del cilindro. La presión media está en función del llenado del cilindro y del aprovechamiento del combustible que se introduce al motor. La presión media se mide en kilopondios por centímetro cuadrado o en Newton por metro cuadrado.

**Par motor o Torque:** La fuerza obtenida en cada cilindro se obtiene multiplicando la presión media por la superficie de la cabeza del pistón, y junto con la palanca de las muñequillas del cigüeñal determinan el par motor o dicho de otro modo no es más tendencia de una fuerza para girar un objeto alrededor de un eje, punto de apoyo, o de pivote. La potencia desarrollada por el par motor es proporcional a la velocidad angular del eje de transmisión.

**Sistema SAE:** Este sistema americano omite todos los accesorios que puedan consumir esfuerzo, cada medición se realizó en intervalos de 200 rpm, donde se efectúan ajustes de carburación y encendido, este es el valor máximo de potencia (Potencia bruta).

**Velocidad media del pistón:** Si por cada vuelta que da el cigüeñal del motor, el pistón recorre una distancia que es igual a dos veces la carrera, se puede calcular su velocidad media, expresada en metros por cada segundo, multiplicando el doble de la carrera en milímetros por el régimen de giro y dividiendo por 60.000 para pasar a las unidades correctas. Es un dato importante, pues las fuerzas alternas de inercia que provocan esfuerzos mecánicos en el motor dependen de la velocidad media del pistón y de la cilindrada unitaria. En un motor convencional la velocidad media del pistón suele estar entre 10 y 20 m/s.

Paralelamente, al aumentar la velocidad media crecen también las aceleraciones a que se hallan sometidos los pistones, las cuales constituyen la mayor causa de la sollicitación mecánica a que se halla sometido el mecanismo biela-manivela y que, en el límite, pueden provocar roturas de los aros y del propio pistón (Rocha-Martinez, 2002).

### **1.2.6. Recursos para incrementar la potencia de un motor**

#### **Aumentar la cilindrada**

Para esto hay dos caminos, agrandando el diámetro del cilindro, o modificar el cigüeñal para tener mayor carrera, al alargar la carrera se consigue mayor torque pero disminuye el régimen de revoluciones máximas que puede girar. Es común tomar como límite la velocidad de 20 m/s a 21 m/s para la velocidad media máxima del pistón (Funes, 2010).

El uso de bielas más cortas aumenta la velocidad instantánea del pistón lo que es inconveniente lo ideal sería utilizar bielas de longitud infinita. Las bielas tienen un movimiento complejo; 1/3 parte tiene movimiento alternativo y 2/3 partes movimiento de rotación. Mientras más cortas su situación es más crítica.

Por lo tanto agrandar el diámetro del cilindro es una muy buena alternativa ya que al tener cilindros más grandes se puede lograr una mejor alimentación sin reducir las rpm.

## **Mejorar la eficiencia volumétrica**

Trabajar sobre el carburador, de ser posible usar más de uno, o de preferencia usar un sistema de inyección electrónica de combustible para competición.

- ✓ Modificar el múltiple de admisión.
- ✓ Trabajar en la cámara de cilindros, conductos, válvulas, casquillos, cámara de combustión.
- ✓ Modificar el árbol de levas cambiando los tiempos de apertura y cierre de válvulas.
- ✓ Bajar la temperatura de la mezcla aire combustible que ingresa por la admisión de manera de incrementar el llenado en peso.
- ✓ Quemar combustible de alto valor calórico.
- ✓ Rediseñar el sistema de escape para lograr un mejor barrido de los gases.
- ✓ Trabajar en el filtro de aire tratando de que ofrezca la menor resistencia posible al paso del aire.

## **Mejorar la eficiencia térmica**

- ✓ Aumentar la relación de compresión.
- ✓ Estudiar diferentes cámaras de combustión.
- ✓ Eliminar puntos calientes que puedan ocasionar el fenómeno de autoencendido.
- ✓ Trabajar sobre el sistema de encendido.

## **Mejorar el rendimiento mecánico**

Tiene que ver con la energía que se gasta para mover todos los mecanismos, aquí juega un papel fundamental el gran enemigo de la mecánica que es el rozamiento.

- ✓ Trabajar sobre cojinetes y luces de armado.
- ✓ Trabajar sobre la lubricación y la refrigeración.
- ✓ Balancear y equilibrar todos los órganos de movimiento alternativo y de rotación.

## **Elevar el régimen de revoluciones**

- ✓ Alivianar piezas de movimiento alternativo y de rotación.
- ✓ Reducir la carrera del pistón.
- ✓ Variar los ángulos de incidencia del eje de levas (Gillieri, 2005).

## 2. RECOPIACIÓN DE LOS CÁLCULOS NECESARIOS PARA POTENCIAR UN MOTOR DE USO COMERCIAL CON FINES DEPORTIVOS

### 2.1. Introducción

En este capítulo 2, se va analizar parte por parte cada uno de los componentes del motor, que será repotenciado con el fin de obtener las mejores prestaciones en una competencia.

Como se detalló en el capítulo 1, será siempre necesario comprender la teoría de funcionamiento en plenitud del motor antes de realizar cualquier modificación, y determinar las consecuencias que esto podría provocar en el motor; con el fin de evitar daños y gastos innecesarios.

### 2.2. Datos necesarios para los cálculos

Para iniciar la modificación será necesario conocer ciertos datos para poder empezar el trabajo con los números en busca de lograr el mayor rendimiento del motor. Así se presenta a continuación una tabla de datos que deben conocerse para el rediseño de un motor.

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.

Datos del motor a calcular
Marca del motor
Modelo del motor
Carrera del motor
Número de pistones
Diámetro del cilindro
Volumen cámara de compresión
Longitud de la biela
Diámetro del volante de inercia
Presión atmosférica
Relación aire –combustible AFR
Temperatura ambiente
AAA ° avance de apertura de admisión.
RCA ° retraso de cierre de admisión.
AAE ° avance de apertura de escape.
RCE ° retraso de cierre de escape

Fuente: (Autores, 2017)

Una vez conocidos estos valores se procede a calcular los distintos factores y elementos del motor comenzando por la potencia y trabajo que tendrá el motor.



## 2.3. Cálculos de potencia y torque

Para realizar el cálculo de la potencia del motor en estudio se realizará una aproximación considerando un ciclo ideal del motor, para luego hacer unas aproximaciones de acuerdo a las correcciones que proponen algunos autores de libros de diseño de motores ciclo Otto. Al considerar un ciclo ideal del ciclo Otto, los autores se imponen las siguientes consideraciones:

**Fase 1-2** El proceso es adiabático e isotrópico (sin transferencia de calor con el exterior) compresión del fluido de trabajo, correspondiente al trabajo  $W_1$  realizado por el pistón

**Fase 2-3** Este proceso se da a volumen constante, introducción instantánea del calor aportado  $Q_1$

**Fase 3-4** La fase de expansión es adiabática e isotrópica, el trabajo  $W_2$  es realizado por el fluido de trabajo.

**Fase 4-1** Finalmente este proceso se da a volumen constante y se tiene la generación de calor  $Q_2$

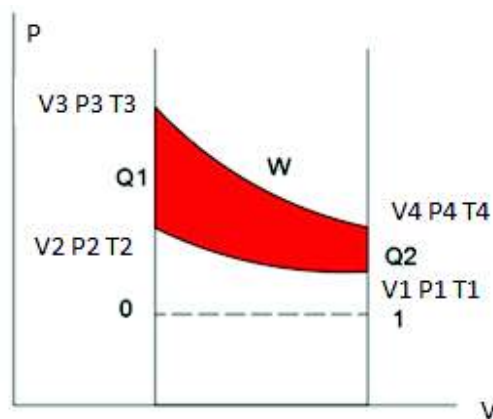


Figura 2.1. Ciclo Otto teórico.  
Fuente: (Autores, 2017)

Primero se calcula la masa de aire en el cilindro y para ello se utiliza la siguiente relación:

$$m_1 = \frac{P_1 V_1}{RT_1}$$

Fórmula 2.1. Masa del aire.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

$m_1$  = masa de aire en el cilindro Kg

$P_1$  = presión atmosférica 1,01325 bar

$T_1$  = temperatura ambiente en grados kelvin ( $^{\circ}\text{C}+273$ ) ( $20^{\circ}$ )

$R$  = constante de los gases  $287 \frac{\text{J}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$

Luego se calcula la masa de combustible con la siguiente expresión matemática:

$$m_f = \frac{m_1}{AFR}$$

Fórmula 2.2. Masa del combustible.

Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

$m_f$  = masa de combustible en el cilindro en kg

$AFR$  = relación aire-combustible para vehículos de competencia 13.5: 1

Una vez con la cantidad de combustible a quemar se puede establecer la cantidad de calor agregado al ciclo y esta se la realiza de la siguiente forma:

$$Q_1 = m_f * PCI$$

Fórmula 2.3. Calor agregado al ciclo.

Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

$Q_1$  = cantidad de calor que se agrega al ciclo en J

$PCI$  = poder calorífico del combustible y es igual a  $43.5 * 10^{-6} \frac{\text{J}}{\text{kg}}$

Luego se debe encontrar la  $P_2$  en el ciclo y para ello se utiliza la siguiente igualdad

$$P_2 = P_1 * r^K$$

Fórmula 2.4. Presión de compresión de los gases en el cilindro.

Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

P2= presión de compresión de los gases en el cilindro en Pa.

P1= presión atmosférica 1,01325 bar

r= relación de compresión.

K= coeficiente calorimétrico del aire 1.4

Continúa el cálculo y se encuentra la temperatura T2 y para aquello se lo determina de la siguiente manera:

$$T2 = T1 * r^{K-1}$$

Fórmula 2.5. Temperatura en el punto 2.

Fuente: (Blair, 1999)

El volumen V2 se asume como el volumen de la cámara de combustión que es dato entregado o medido en el motor.

Con los datos obtenidos se calcula el trabajo W de esta fase de la siguiente forma:

$$W_{1-2} = -ma * CV * (T2 - T1)$$

Fórmula 2.6. Trabajo de la fase 1-2.

Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

$W_{1-2}$ = trabajo de la fase 1-2 en J.

CV= constante del aire 718 JKg/°k

Conocido esto se debe pasar a los siguientes puntos del diagrama y para ello se aplica las siguientes formulaciones:

Cálculo de T3:

$$T3 = T2 + \frac{Q1}{m1 * CV}$$

Fórmula 2.7. Temperatura en el punto 3.

Fuente: (Blair, 1999)

Luego se calcula la presión P3:

$$P3 = P2 * \frac{T3}{T2}$$

Fórmula 2.8. Presión en el punto 3.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

P3= presión en el punto 3 en Pa.

Finalmente para la fase 3-4 tenemos que:

$$T4 = T3 * r^{1-k}$$

Fórmula 2.9. Temperatura en el punto 4.  
Fuente: (Blair, 1999)

$$P4 = P3 * r^{-k}$$

Fórmula 2.10. Presión en el punto 4.  
Fuente: (Blair, 1999)

Finalmente para calcular el trabajo de W3-4:

$$W_{3-4} = -ma * CV * (T4 - T3)$$

Fórmula 2.11. Trabajo de la fase 3-4.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

W<sub>3-4</sub>= trabajo de la fase 3-4 en J.

CV= constante del aire 718 JKg/°k

Finalmente se calcula el valor de Q2:

$$Q2 = ma * CV * (T1 - T4)$$

Fórmula 2.12. Calor que se agrega al ciclo en la fase de escape.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

Q2= Cantidad de calor que se agrega al ciclo en la fase de escape en J.

Para calcular el trabajo neto del motor considerando un ciclo ideal sería de la siguiente forma:

$$W_{net\ i} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

Fórmula 2.13. Trabajo neto ideal.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

$W_{net\ i}$  = trabajo neto ideal en J.

Por otra parte es interesante calcular el rendimiento térmico indicado y este será igual a:

$$n_t = \frac{W_{net}}{Q_1}$$

Fórmula 2.14. Rendimiento térmico indicado.  
Fuente: (Blair, 1999)

La presión media indicada será igual a:

$$p_{mi} = \frac{W_{net}}{V_d}$$

Fórmula 2.15. Presión media indicada.  
Fuente: (Blair, 1999)

Para el cálculo de la potencia indicada tenemos:

$$N_i = i * W_{net\ i} * \frac{n}{60}$$

Fórmula 2.16. Potencia indicada.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

$N_i$  = potencia indicada en Watts

$n_{max}$  = número máximo de rpm

$$n_{max} = \frac{630}{S}$$

Fórmula 2.17. Número máximo de rpm.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

S = carrera en mts.

$W_{net i}$  = trabajo neto ideal en J

$i$  = numero de ciclos por vuelta 4T es de 0,5

El rendimiento indicado será igual a:

$$n_i = \frac{Ni}{Q1}$$

Fórmula 2.18. Rendimiento indicado.  
Fuente: (Blair, 1999)

Para calcular la potencia total indicada:

$$N_{i total} = N_i * z$$

Fórmula 2.19. Potencia indicada.  
Fuente: (Blair, 1999)

Dónde:

Z= número de cilindros

Finalmente la presión media efectiva al igual a la potencia efectiva variara de los valores del ciclo indicado debido a la presencia de pérdidas en su funcionamiento, es por esto que se establecen tablas para distintos tipos motores en los que presentan rendimientos mecánicos de cada uno de estos; de manera que así podemos estimar la potencia efectiva de los distintos motores a los que se vaya a desarrollar una repotenciación.

Tabla 2.2. Valores máximos efectivos de varios tipos de motores.

	Motor MEP	$\eta_e$ (%)	$g_{ef}$ (g/KWh)	Motor MEC	$\eta_e$ (%)	$g_{ef}$ (g/KWh)
4T	Motocicletas	32	260	Automóvil (IDI)	35	240
4T	Automóvil	35	240	Automóvil (DI sobrealimentado)	44	190
2T	2T Pequeño tamaño	25	335	Industrial/Vehículo pesado	47	180

Fuente: (Payri, 2011)

En la tabla presentada anteriormente se referencia los valores máximos efectivos de varios tipos de motores y combustibles a partir de estos valores se determinará la potencia efectiva a partir de conocer el rendimiento mecánico.

Por ende tenemos que la potencia efectiva, considerando la evolución de los motores será igual a:

$$N_e = N_{i total} * 0,4$$

Fórmula 2.20. Potencia indicada.  
Fuente: (Payri, 2011)

Así también se puede encontrar la presión media efectiva y esta será igual a:

$$P_{me} = P_{mi} * n_m$$

Fórmula 2.21. Potencia indicada.  
Fuente: (Payri, 2011)

Finalmente se presenta las siguientes fórmulas para poder graficar los valores de potencia y par del motor.

$$N_e = N_e \max * \frac{n}{n_o} \left[ 0,81 + 1,19 \frac{n}{n_o} - \left( \frac{n}{n_o} \right)^2 \right]$$

Fórmula 2.22. Potencia indicada.  
Fuente: (Heywood, 1988)

Dónde:

$N_e \max$ = potencia máxima antes calculada

$n$ = numero de revoluciones

$n_o$ = número de revoluciones máximas

Por último se grafica el par motor de la siguiente manera:

$$M = \frac{9550 N_e}{n}$$

Fórmula 2.23. Par motor.  
Fuente: (Heywood, 1988)

## 2.4. Bloque motor

El bloque motor es uno de los componentes fundamentales y tal vez el más importante puesto que en este elemento se alojan muchos de los componentes que deberá ser modificado en busca de una mayor potencia del motor.

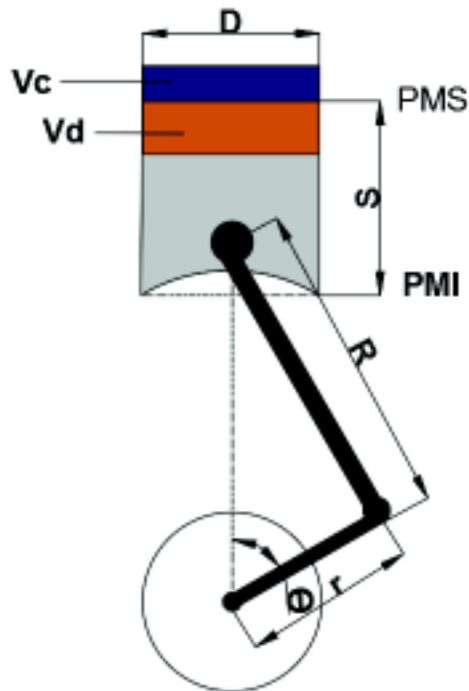


Figura 2.2. Relación S/D.  
Fuente: (Payri, 2011)

Al ser el bloque motor un componente robusto y diseñado para un vehículo de turismo, dependerá mucho de esta condición al momento de tratar de modificarlo. Una de las características importantes del bloque motor es sin duda su forma de lo cual se deduce ciertas características que influyen directamente en las prestaciones del motor, así tenemos el siguiente cuadro descriptivo, de acuerdo a la relación “carrera del pistón-diámetro del pistón” S/D (Payri, 2011).

Tabla 2.3. Tipos de motores por su geometría.

	RELACIÓN S/D	VENTAJAS	INCONVENIENTES
SUPER CUADRADO	Menor a 1	Motores de altas RPM. Espacio para válvulas suficiente.	Culata robusta y grande. Cigüeñal robusto para soportar RPM.  Muchas pérdidas de calor por su superficie
CUADRADO	Igual a 1	Condiciones intermedias; la mayoría de motores diseñados en la actualidad se encuentran aquí.	
ALARGADO	Mayor a 1	Cámaras de combustión compactas	Motores de bajas RPM Válvulas pequeñas

Fuente: (Payri, 2011)



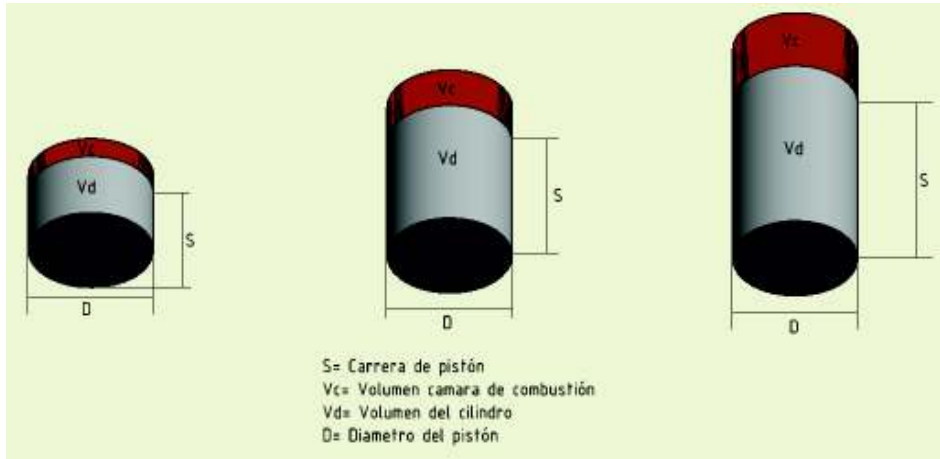


Figura 2.3. Tipos de motores por su geometría.  
 Fuente: (Payri, 2011)

Para el caso de repotenciación muchos autores recomiendan que los bloques motores sean cuadrados o SÚPER CUADRADO por lo expuesto anteriormente lo que nos genera la primera posibilidad de cambio en nuestro motor.

Los motores diseñados exclusivamente para competencias tienen una relación de 0,5 a 0,6 S/D, igualmente de la forma y dimensiones geométricas del bloque motor se puede obtener uno de los parámetros más importantes a considerar en el proceso de repotenciación de un motor que es las revoluciones máximas que el motor puede trabajar con un grado de seguridad mínimo y no superando una velocidad media del pistón de 21m/s recomendado por varios autores para motores de turismo con fines deportivos (Funes, 2010).

Tabla 2.4. Velocidad media del pistón según su uso.

	Motor MEP	n(rpm)	$C_n$ (m/s)	Motor MEC	n(rpm)	$C_n$ (m/s)
4 T	Competición (F1)	18000	25	Automóvil	5000	15
4 T	Motocicletas	13500	19	Industrial	2200	13
4 T	Automóvil	7500	20	V. pesado	2200	13
2 T	Pequeño tamaño	20000	19	Gran tamaño	200	8

Fuente: (Payri, 2011)

$$n_{max} = \frac{630}{S}$$

Fórmula 2.24. Velocidad media del pistón según su uso.

Fuente: (Payri, 2011)

Dónde:

$n_{max}$  = revolución por minuto máximas del motor.

$S$  = carrera en mts.

### 2.4.1. Cigüeñal

El cigüeñal es el eje principal del motor el cual está sometido a la fuerza generada por la combustión, misma que produce esfuerzos de torsión y flexión, tanto mayores a medida que se aumenta el régimen de giro y la relación de compresión. Es muy poco probable modificar la estructura de un cigüeñal que viene diseñado para un motor por parte del fabricante; pero si resulta conveniente realizar ciertos cálculos para tener en cuenta las consecuencias de las modificaciones del motor sobre este elemento.

El primer cálculo que podemos realizar es la fuerza o carga a la que el cigüeñal va a estar sometido durante su funcionamiento; para aquello se puede calcular a partir de la siguiente ecuación:

$$F_{exp} = P_{exp} * A_p \quad (N)$$

Fórmula 2.25. Fuerza expansiva sobre el pistón.

Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$F_{exp}$  = fuerza expansiva sobre el pistón en newton.

$P_{exp}$  = presión de expansión del pistón en pascales

$A_p$  = área del pistón en  $m^2$ .

Mediante formulaciones propuestas en varias bibliografías se puede obtener un valor muy cercano de  $P_{exp}$  aplicando la siguiente igualdad (1):

$$P_{exp} = P_{comb} * 4 - (P_{comb} * 4 * 0,15)$$

Fórmula 2.26. Presión de expansión del pistón.

Fuente: (Funes, 2010)

De donde:

$P_{comb}$  = presión de combustión

0,15 = porcentaje de pérdidas de presión dentro del motor.

Pero se conoce que según (4):

$$P_{comb} = P_2 = P_{atm} * r^k$$

Fórmula 2.27. Presión de combustión.  
Fuente: (Funes, 2010)

De donde:

$P_{atm}$  = presión atmosférica 101 325 N/m<sup>2</sup>

$r$  = relación de compresión

$K$  = coeficiente calorimétrico del aire 1.4

La relación de compresión  $r$  se calcula de la siguiente manera

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_D + V_c}{V_c}$$

Fórmula 2.28. Relación de compresión.  
Fuente: (Payri, 2011)

Dónde:

$V_c$  = volumen de la cámara de combustión en m<sup>3</sup>

$V_D$  = volumen del cilindro en m<sup>3</sup>

El  $V_D$  se calcula de la siguiente manera

$$V_D = A_p * S \quad m^3$$

Fórmula 2.29. Volumen del cilindro.  
Fuente: (Payri, 2011)

Para determinar el  $A_p$  partimos de la siguiente fórmula.

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

Fórmula 2.30. Área del pistón.  
Fuente: (Payri, 2011)

Dónde:

$A_p$  = área del pistón en  $m^2$

$D$  = diámetro del pistón en  $m$

Una de las fuerzas que tiene el cigüeñal es la fuerza de inercia que es proporcional a la masa de las piezas que intervienen en movimiento alternativo. Es muy importante aclarar que la biela está constituida por un movimiento complejo de lo cual tiene un 1/3 parte de movimiento alternativo y 2/3 de movimiento de rotación.

Las fuerzas de inercia en el cigüeñal van a ser máximas en los PMS y PMI y esta puede calcularse de la siguiente manera.

$$F_{i\text{ cig}} = \frac{P * V_t^2}{g * r_{\text{cig}}} \quad kg$$

Fórmula 2.31. Fuerza de inercia sobre el cigüeñal.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$F_{i\text{ cig}}$  = fuerza de inercia sobre el cigüeñal.

$P$  = peso de todos los elementos con movimiento alternativo (pistón, pernos, rines, más 1/3 del peso de la biela).

$V_t$  = velocidad tangencial que resulta ser la misma del pistón 21 m/s,

$g$  = aceleración de la gravedad 9,81 m/s

$r_{\text{cig}}$  = radio del cigüeñal en  $m$

### 2.4.2. Pistones

Los pistones al ser elementos que están sometidos a distintas fuerzas y condiciones severas de funcionamiento como temperaturas altas; son muy susceptibles a presentar fallos estructurales en procesos de modificación de motores para competencia. Por esta

razón se recomienda el cambio de pistones por otros de mayor resistencia y con formas distintas a los originales en busca de mayores prestaciones del motor.

Los pistones de competencia por lo general deben cumplir con las siguientes características:

- Poseen un solo rin de compresión o caso contrario dos pero lo más fino posible.
- No tienen faldas.
- Alojamiento del bulón lo más alto posible para evitar cabeceo.
- Los apoyos del bulón están más cerca.
- Bulón más corto y más liviano.
- Utilizan material forjado.
- Bajo espesor de los rines

Los pistones al igual que el cigüeñal en el apartado anterior están sometidos a la fuerza expansiva la misma que ya se calculó. Al aumentar el diámetro de los pistones es muy importante considerar el incremento de la cilindrada que sufrirá el motor y su correspondiente aumento en la relación de compresión.

Es importante considerar que la relación de compresión calculada anteriormente no es del todo real, por la razón que el motor cuenta con un cruce de válvulas que no siempre cierran en el PMI o PMS sino se adelantan o retrasan los mismos. Por esto es importante considerar una relación de compresión efectiva que será siempre inferior a la relación de compresión volumétrica teórica vista anteriormente y a decir de ciertos investigadores esta oscilara en un porcentaje de 0,7-0,85 % de r.

$$r_{real} = 0,7 * r$$

Fórmula 2.32. Área del pistón.  
Fuente: (Payri, 2011)

Un valor muy importante es el cálculo de la velocidad media del pistón la misma que equivale a un movimiento uniforme supuesto con que el pistón tardaría lo mismo en hacer la carrera con su velocidad variable; es decir es una velocidad promedio y esta puede calcularse de la siguiente manera.

$$Cm = \frac{2 * S * n}{60} \text{ m/s}$$

Fórmula 2.33. Velocidad media del pistón.  
Fuente: (Payri, 2011)

Dónde:

$C_m$  = velocidad media del pistón.

$S$  = carrera en m.

$n$  = revoluciones por minuto.

### 2.4.3. Bielas

Las fuerzas y torques que actúan sobre los componentes del mecanismo biela-cigüeñal son una composición de las fuerzas y torques generadas por las masas y momentos de inercia propios de los elementos, y de la fuerza del gas en la cámara de combustión; un punto muy importante a tomar en cuenta es la relación:

$$\gamma = \frac{r}{l}$$

Fórmula 2.34. Relación biela-cigüeñal.  
Fuente: (Payri, 2011)

De esta relación varios autores coinciden en su influencia en el rendimiento volumétrico del motor de la manera que se detalla a continuación.

Para un valor de  $\gamma$  pequeño la velocidad del pistón cuando recorra desde  $90^\circ$  APMS hasta  $90^\circ$  DPMS es pequeña en relación a un valor de  $\gamma$  mayor ayudando esto a que las fuerzas de inercia que actúan sobre el ingreso del aire sean menores. En cuanto a los gases del escape tenemos que por esta condición y gracias a las velocidades menores se reduce el fenómeno de la reversión, ingresando gases calientes dentro de la cámara de combustión.

Por otro lado una relación  $r/l$  grande hace que el recorrido cercano a PMS sea con mayor velocidad del pistón, por lo que la primera parte de la carrera de aspiración, esto es desde PMS hasta  $90^\circ$  DPMS, sea muy susceptible al diseño del múltiple de admisión; pero si se sabe controlar estas fuerzas se podrá mejorar el llenado del cilindro lo que permite reducir la reversión de los gases por la admisión.

En cuanto a los gases de escape, la relación  $r/l$  grande permite abrir unos grados antes la válvula de escape ya que la presión del gas dentro del cilindro en esa etapa es mayor.

#### 2.4.4. Volante de inercia

Es el elemento del motor encargado de almacenar la energía producida en el motor para devolverla en los tiempos muertos como son la admisión, compresión, y escape. En los motores de cuatro cilindros el volante absorbe el 40 % de la energía producida, en los de seis cilindros solo el 20 % por lo que se podría deducir que a menor número de cilindros aumenta la importancia del volante de inercia.

Un volante de inercia cumple múltiples funciones entre ellas:

- Disminuir las variaciones de velocidad de rotación de un eje y hacer más uniforme la transmisión de un movimiento rotatorio.
- Absorber las variaciones de velocidad por efecto de su inercia a la rotación.
- Almacenar energía para el impulso entre los tiempos de combustión.
- Transmitir la potencia a la transmisión.

Se puede realizar el cálculo para determinar el peso ideal de un volante de inercia de motor de un vehículo comercial repotenciado para competencia de la siguiente manera:

$$G = \frac{K}{\delta} * \frac{Ne}{n^3 * D^2}$$

Fórmula 2.35. Peso del volante.  
Fuente: (Coatzacoalcos, 2011)

Dónde:

$G$ = peso del volante

$K = 1,28 \times 10^3$

$\delta$ = coeficiente de fluctuación cuyo valor está en 0,64

$n^3$ = número de revoluciones

$D^2$ = diámetro del volante de inercia

$Ne$ = potencia efectiva del motor watts.

## 2.5. Tapa de cilindros

La tapa de cilindros es uno de los componentes con más subelementos, y en la cual se puede trabajar mucho por parte de los preparadores ya que de este trabajo dependerá mucho del rendimiento que tenga nuestro motor. Por esta situación se analizará parte por parte cada uno de estos elementos.

### 2.5.1. Árbol de levas

El eje de levas es responsable en gran parte del rendimiento de un motor. Pues este elemento determina el número de revoluciones que se requieren para obtener el mejor rendimiento volumétrico. La creación de un buen eje de levas obliga a mucho conocimiento de geometría, cálculo matemático y de mecánica de los gases. En motores de carrera el eje de levas es pieza central de una buena preparación.

El perfil de la leva definirá la alzada, y consecuentemente las velocidades y aceleraciones de la válvula; además de acuerdo a su geometría estas pueden ser de tres distintos tipos.

Tipo Circular: las válvulas abren y cierran a velocidad moderada.

Tipo Tangencial: las válvulas abren con mayor velocidad

Tipo Aceleración Constante: Las válvulas se abren y se cierran acelerando uniformemente.



Figura 2.4. Tipos de válvulas según su geometría.  
Fuente: (Anclamotorsport, 2016)

Un método para diseñar las levas tanto de admisión como de escape es la de la velocidad instantánea del pistón; como es sabido las velocidades en los puntos muerto superior e inferior son iguales a cero, razón por la ley de apertura de la válvula va a estar en directa relación con la longitud de la biela, con el radio del cigüeñal y con el ángulo que este se desplace en su carrera descendente.



Este método presenta en un diagrama de las sucesivas velocidades del pistón según los ángulos de giro del cigüeñal en un eje X y en el eje Y las velocidades del pistón, pudiendo la máxima corresponder a la altura de la máximaalzada de la leva. No hay que olvidar que el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones del cigüeñal por lo que los ángulos correspondientes a este último hay que dividirlos por dos para realizar el trazado.

Para el cálculo de las velocidades instantáneas se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$C_{instantanea} = \frac{3,1416 * r * n}{30} * \left[ \left( \sin \theta + \left( 0,5 * \frac{r}{L} \right) \right) * (\sin 2\theta) \right] \frac{m}{s}$$

Fórmula 2.36. Velocidad instantánea del pistón.  
Fuente: (Payri, 2011)

Dónde:

$C_{instantanea}$  = velocidad instantánea del pistón en m/s.

$\theta$  = ángulo de giro del cigüeñal que va de 0° a 180°.

$r$  = radio del cigüeñal en m.

$L$  = longitud de la biela en m.

$n$  = régimen en el cual se desea un buen llenado.

Los valores de la velocidad instantánea a 190° será igual la velocidad a 170°, la de 200° será igual a 160° y así sucesivamente.

Para el trazado de la leva se debe tener en cuenta que los grados del cigüeñal deben ser divididos para dos en el caso del árbol de levas. Además se toma como referencia que la alzada máxima se da en la velocidad máxima instantánea del pistón por lo que con estos valores y una regla de tres se puede determinar el punto de trazado de la leva a los diferentes grados de giro del árbol de levas.

$$punto Y leva para \frac{\theta}{2} = \frac{He * \left\{ \frac{3,1416 * r * n}{30} * \left[ \left( \sin \theta + \left( 0,5 * \frac{r}{L} \right) \right) * (\sin(2 * \theta)) \right] \right\}}{\frac{3,1416 * r * n}{30} * \left[ \left( \sin 80 + \left( 0,5 * \frac{r}{L} \right) \right) * (\sin(2 * 80)) \right]}$$

Fórmula 2.37. Punto de trazado de la leva.  
Fuente: (Funes, 2010)

Donde  $\theta$  va a ir cambiando de  $0^\circ$  a  $180^\circ$  grados del cigüeñal.

También es importante calcular el ángulo entre levas de admisión y escape para poder montar con precisión el eje de levas con respecto al giro del cigüeñal mediante un proceso de calado del eje de levas.

$$\theta_{\text{entre levas}} = \frac{AAA + 180^\circ + RCA}{4} + \frac{AAE + 180^\circ + RCE}{4} + \frac{AAA + RCE}{2}$$

Fórmula 2.38. Ángulo entre levas.  
Fuente: (Heywood, 1988)

Dónde:

$AAA$ = avance de apertura de admisión.

$RCA$ = retraso de cierre de admisión.

$AAE$ = avance de apertura de escape.

$RCE$ = retraso de cierre de escape

Se puede calcular de igual manera la duración de la carrera de admisión y escape en grados del cigüeñal de la siguiente manera.

$$\text{Duración}_{\text{Adm}} = AAA + RCA + 180 \qquad \text{Duración}_{\text{esc}} = AAE + RCE + 180$$

Fórmula 2.39. Duración carrera de admisión y escape.  
Fuente: (Heywood, 1988)

## 2.5.2. Válvulas

Muchas de las ocasiones se ha pensado por parte de los preparadores de motores que al incrementar el diámetro de las válvulas se consigue más rendimiento del motor, pero no siempre es así siempre puesto que la velocidad del aire en el paso por conductos y válvulas suele estar en un estrecho rango para dar el máximo rendimiento del motor; y si se sobredimensiona estos diámetros, lo que ocurre es que baja la velocidad del aire y el par máximo y la máxima potencia se conseguiría a unas revoluciones más altas del máximo permitido por nuestro motor, razón que hace imprescindible determinar primero el valor máximo de RPM mediante la fórmula antes usada y explicada. Otro problema es que las válvulas pesarán más y tendrán más inercia, lo que llevará a revisar los muelles.

Calcular la velocidad del aire por los conductos y válvulas mediante la depresión creada por el pistón al descender es muy difícil, la velocidad del pistón no es constante en su carrera, en la primera mitad de la carrera el pistón acelera muy rápido creando más depresión que en la segunda mitad por ello para simplificar los cálculos se suele utilizar la velocidad media del pistón calculada anteriormente con la siguiente fórmula.

$$Cm = \frac{2 * S * n}{60} \text{ m/s}$$

Fórmula 2.40. Velocidad media del pistón.  
Fuente: (Payri, 2011)

Con la velocidad media del pistón se puede calcular el diámetro de la válvula de admisión considerando que el aire para garantizar el llenado del cilindro tiene que entrar a una velocidad promedio de 70 a 80 m/s (Funes, 2010); valores tomados a decir de varios preparadores para garantizar el llenado del mismo; por nombrar a uno de ellos tenemos a el Ing. Carlos A. Funes que cuenta con más de treinta años en diseños de culatas y ejes de levas.

Se aplica la siguiente condición:

$$\frac{Cm}{Ap} = \frac{C \text{ fluido}}{Aflu}$$

Fórmula 2.41. Condición llenado del cilindro.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

*C Fluido* = constante velocidad media de la mezcla 100m/s.

*Cm* = velocidad media del pistón.

*Ap* = superficie del pistón.

*Aflu* = superficie del conducto liberado por la válvula de admisión.

Al Despejar el área que libera el fluido a través de la válvula se obtiene

$$Aflu = \frac{Cm * Ap}{C \text{ fluido}}$$

Fórmula 2.42. Superficie del conducto liberado por la válvula de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

La superficie del conducto liberado por la válvula (*Aflu*) está relacionada con los diámetros de la válvula, ángulo del asiento y alzada de la siguiente manera.

$$Aflu = 0,7854 * (Dval adm^2 - d^2) * He * \cos \theta val$$

Fórmula 2.43. *Aflu* en función de diámetros de las válvulas.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

0,7854= constante

*Dval adm*<sup>2</sup>= diámetro válvula admisión.

*d*<sup>2</sup>=diámetro vástago válvula.

*He*= alzada de la válvula.

$\cos \theta val$  = ángulo asiento de la válvula

Despejando el *D*<sup>2</sup>:

$$Dval adm^2 = \frac{Aflu}{0,7854 * He * \cos \theta val} + (d^2)$$

$$Dval adm = \sqrt{\frac{Aflu}{0,7854 * He * \cos \theta val} + d^2}$$

Fórmula 2.44. Diámetro válvula de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Para el cálculo del diámetro de la válvula de escape se debe cumplir con la siguiente relación; para garantizar la evacuación de los gases de la combustión a una velocidad de 110 a 120 m/s:

$$Dval esc = Dval adm * 0,85$$

Fórmula 2.45. Diámetro válvula de escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Otro cálculo importante es la determinación de la velocidad media de las válvulas para evitar roturas durante su funcionamiento. Para ello tenemos que esta velocidad no debería sobrepasar de los 3.5 m/s para evitar roturas. Para este cálculo se usa la siguiente fórmula:

$$cm\ val\ adm = \frac{12 * n * HE}{AAA + RCA + 180} \text{ m/S}$$

$$cm\ val\ esc = \frac{12 * n * HE}{AAE + RCE + 180} \text{ m/S}$$

Fórmula 2.46. Velocidad media de las válvulas de admisión y escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Finalmente se puede calcular la aceleración de las válvulas tanto de admisión y escape con las siguientes fórmulas:

$$Aval\ adm = \frac{2HE}{Tc\ adm^2} \text{ m/s}^2$$

$$Aval\ esc = \frac{2HE}{Tc\ esc^2} \text{ m/s}^2$$

Fórmula 2.47. Aceleración de las válvulas de admisión y escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

HE = alzada de la válvula.

Tc adm = tiempo de cierre de la válvula de admisión en segundos.

Tc esc = tiempo de cierre de la válvula de escape en segundos.

$$Tc\ adm = \frac{\emptyset\ cierre\ adm}{360^\circ} * \frac{60 * n}{0,5}$$

$$Tc\ esc = \frac{\emptyset\ cierre\ esc}{360^\circ} * \frac{60 * n}{0,5}$$

Fórmula 2.48. Tiempo de cierres de las válvulas de admisión y escape.  
Fuente: (Heywood, 1988)

Dónde:

$\emptyset$  cierre adm = ángulo de cierre de admisión en grados.

$\emptyset$  cierre esc = ángulo de cierre de escape en grados.

n = revoluciones por minuto.

Los ángulos de cierre tanto de admisión como de escape pueden obtenerse de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}\varnothing \text{ cierre adm} &= \frac{AAA + RCA + 180}{4} \\ \varnothing \text{ cierre esc} &= \frac{AAE + RCE + 180}{4}\end{aligned}$$

Fórmula 2.49. Ángulos de cierres de las válvulas de admisión y escape.  
Fuente: (Heywood, 1988)

Dónde:

AAA = avance de apertura de admisión.

RCA = retraso de cierre de admisión.

AAE = avance de apertura de escape.

RCE = retraso de cierre de escape.

### 2.5.3. Resortes de válvulas

Es de vital importancia el cálculo exacto de la tensión en los muelles de válvulas pues la energía acumulada en estos, proviene del combustible que estamos quemando; razón por la cual el desempeño de un motor de competencia está íntimamente relacionado con la resistencia de los muelles. Otra situación importante a tener en cuenta es que los resortes son los que al final cierran las válvulas que fueron abiertas por el eje de levas y además son estos los encargados de mantenerlas cerradas en la fase de admisión soportando la depresión creada por el pistón.

La carga para mantener cerrada la válvula de admisión se conoce como carga mínima y esta puede calcularse de la siguiente manera:

$$F_{min} = 0,7854 * D_{val adm}^2 * p_{suc} * 1,5$$

Fórmula 2.50. Carga mínima de los resortes de las válvulas de admisión y escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

0,7854 = constante de cálculo.

$D_{val adm}$  = diámetro de la válvula en cm

$p_{suc}$  = presión de succión ejercida por el pistón 1,5 kg/cm<sup>2</sup>

1,5= porcentaje de seguridad.

La carga máxima que debe soportar el resorte debe ser considerada con el mayor número de revoluciones de nuestro motor; ya que de existir una mal cálculo podría presentarse una destrucción total del motor durante una aceleración constante; por lo que muchos de los preparadores le dan un margen de seguridad de un 25 % a este valor.

$$F_{max} = \frac{P_{com}}{g} * A. val * 1,25$$

Fórmula 2.51. Carga máxima de los resortes de las válvulas de admisión y escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

$P_{com}$ = peso total de los componentes que el resorte tiene que levantar (balancín, levantadores, seguros, etc.)

$g$  = gravedad 9,81 m/s<sup>2</sup>

$A_v$ = aceleración de la válvula m/s<sup>2</sup>

1,25= constante de seguridad.

Una vez conseguida la fuerza máxima se puede comenzar a calcular el diámetro del alambre del muelle de válvula con la siguiente fórmula:

$$d_{muelle} = \sqrt[3]{\frac{f_{max} * R}{0,2 * Kt}} \text{ cm}$$

Fórmula 2.52. Diámetro del alambre del muelle.  
Fuente: (Funes, 2010)

$d_{muelle}$ = diámetro del muelle.

$R$ = radio del muelle.

$K_t$ =coeficiente de trabajo del material para resortes de válvulas 5500 kg/cm<sup>2</sup>

## 2.6. Conductos de admisión

La optimización del múltiple de admisión tiene como objetivo lograr un aumento del rendimiento volumétrico, a través de las dimensiones de los tubos que lo componen y su geometría. Para ello es importante tener en consideración los siguientes aspectos:

En un tubo de admisión con una longitud dada, cuanto menor es el diámetro del mismo mayor será la velocidad de admisión de la mezcla aire combustible y menor será la velocidad del motor a la cual se den los picos de presión.

A mayor longitud del tubo de admisión mayor será el efecto de embestida de la columna de aire, pero también mayor será la resistencia al flujo por lo tanto más rápido será el decrecimiento de la eficiencia volumétrica en el cilindro una vez que este ha alcanzado el pico de presión de la columna de aire, y la velocidad del motor aumente.

Con un diámetro pequeño del tubo de admisión se tendrá una velocidad de flujo relativamente alta de manera que es capaz de mantener, a través de él, la carga de mezcla de aire y combustible en su estado atomizado a una baja velocidad de motor. En contraste, un tubo de admisión largo no es capaz de mantener las partículas líquidas en suspensión cuando la carga fluye a través del mismo a una baja velocidad del motor. Así, la velocidad de carga en conjunto con la resistencia al flujo se vuelve excesiva hacia la máxima velocidad del motor, por lo que da lugar a una rápida disminución de la eficiencia volumétrica del cilindro.

Cada vez que la válvula de admisión se abre, la reducción de presión en el cilindro produce una onda negativa de presión que viaja a través de la columna de aire a la velocidad del sonido según los investigadores, desde la zona posterior de la válvula de admisión hacia el final de la parte abierta a la atmósfera del tubo de admisión. Inmediatamente, cuando este pulso de onda de presión alcanza la atmósfera, ocurre una expansión; es decir, el aire en la entrada del tubo de admisión repentinamente se vuelve menos denso y por lo tanto se crea una depresión. Instantáneamente, el aire circundante trata de llenar esta depresión; como resultado de aquello, se produce una onda reflectada de presión positiva debido a la inercia del aire, y esto causa que el pulso de presión viaje de regreso hacia el puerto de la válvula de admisión.



Para el cálculo de la longitud y sección del múltiple de admisión se usa la siguiente ecuación al igual que en el caso de las válvulas de admisión por consecuencia se tiene que (Funes, 2010):

$$\frac{C_m}{A_p} = \frac{C_{fluido}}{A_{mult adm.}}$$

Fórmula 2.53. Igualdad de  $C_m/A_p$ .  
Fuente: (Funes, 2010)

De esta igualdad se puede despejar el área o sección del conducto de admisión de la siguiente manera:

$$A_{mult adm} = \frac{C_m * A_p}{C_{fluido}}$$

Fórmula 2.54. Área del múltiple de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

$C_{fluido}$  = constante velocidad media de la mezcla 100m/s.

$C_m$  = velocidad media del pistón.

$A_p$  = superficie del pistón.

Escribiendo esta fórmula en relación a los datos requeridos por el programa de cálculo se tiene:

$$A_{mult adm} = \frac{\frac{2 * S * n}{60} * \frac{3,1416 * D^2}{4}}{100} \text{ m}^2$$

Fórmula. 2.55 Área del múltiple de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Pero se sabe que el área del múltiple se puede calcular

$$A_{mult adm} = \frac{3,1416 * d^2}{4}$$

Fórmula. 2.56 Área del múltiple de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Entonces tenemos que el diámetro del conducto del múltiple de admisión será igual a:

$$d = \sqrt{\frac{\left(\frac{2 * S * n}{60} * \frac{3,1416 * D^2}{4}\right) * 4}{3,1416}} \quad m$$

Fórmula 2.57. Diámetro del múltiple de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Una vez con el diámetro del conducto y sabiendo que el grado de inclinación para los múltiples con respecto a la culata deben estar de alrededor de 3° a 6° para un correcto funcionamiento en múltiples de entradas individuales y con aleta de obturación tenemos que:

$$L_{mult \text{ admisión}} = \frac{98100}{n * 100} \quad m$$

Fórmula 2.58. Longitud del múltiple de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$L_{mult \text{ admisión}}$  = longitud del múltiple de admisión para n revoluciones donde queremos que trabaje el motor; o bien puede expresarse para las máximas revoluciones de trabajo del motor, de la siguiente manera:

$$L_{mult \text{ admisión}} = \frac{98100 * S}{630 * 100} \quad m$$

Fórmula 2.59. Longitud del múltiple de admisión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

S = carrera del pistón en m.

## 2.7. Conductos de escape

Es muy importante el cálculo de los conductos de escape puesto que si el múltiple de escape tiene tubos cortos antes de que se unan entre sí, habrá un tiempo insuficiente para que la onda de compresión deje detrás de ella una depresión capaz de extraer el gas estancado de manera que impide a la mezcla fresca que llega del conducto de admisión pueda ingresar a la cámara de combustión en la primera parte del ciclo de admisión.

De lo contrario, si el tubo de escape es muy largo la resistencia al flujo se vuelve excesiva creando así una propia onda de presión de retorno, lo cual también disminuirá el proceso de extracción y llenado del cilindro; así tenemos (Funes, 2010):

$$L_{mult\ escape} = \frac{12980 * (AAE + 180^\circ + RCE)}{n * 6 * 100} \quad m$$

Fórmula 2.60. Longitud del múltiple de escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$L_{mult\ escape}$  = longitud del múltiple de escape para n revoluciones de funcionamiento medido desde la válvula en cm.

$n$  = revoluciones por minuto a la que se requiere que el motor trabaje de manera óptima.

$AAE$  = adelanto de apertura de escape.

$RCE$  = retraso al cierre de escape.

Por otra parte para el cálculo del diámetro del conducto de escape desde la culata se tiene lo siguiente.

$$d_{mult\ escape} = 2 * \sqrt{\frac{D^2 * S * 2}{L_{mult\ escape} * 10}} \quad m$$

Fórmula 2.61. Diámetro de los conductos individuales de escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$d_{mult\ escape}$  = diámetro de los conductos individuales de escape.

$L_{mult\ escape}$  = longitud del múltiple de escape en m.

$D$  = diámetro del pistón en m.

$S$  = carrera del pistón en m.

Luego se tiene el cálculo del diámetro del tubo de escape para la salida de gases al exterior y este se calcula de la siguiente manera:

$$d_{salida\ escape} = 2 * \sqrt{\frac{D^2 * S * N}{L_{mult\ escape} * 4}} \text{ m}$$

Fórmula 2.62. Diámetro salida del escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$N$ = número de cilindros del motor.

Continuando con el cálculo de la salida de los gases de escape se tiene que calcular la cámara de expansión de los mismos que va colocado después de un tramo de la salida unificada de los gases. Esta cámara esta llamada a expansionar los gases y lograr una reflexión de ondas de presión.

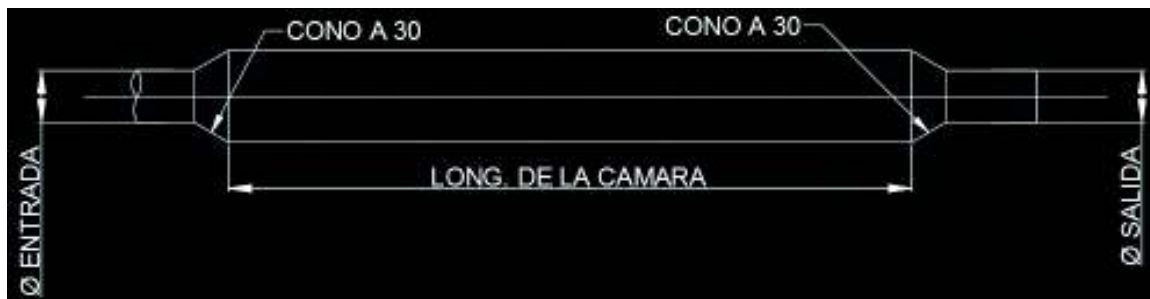


Figura 2.5. Diámetro de salida del escape.  
Fuente: (Funes, 2010)

El volumen de esta cámara está dado por:

$$V_{ca\ expansion} = 8 * \frac{3,1416 * D^2}{4} * S$$

Fórmula 2.63. Volumen de la cámara de expansión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$V_{ca\ expansion}$  = volumen de la cámara de expansión en  $m^3$

$D$ = diámetro del pistón en m.

$S$ = carrera del pistón en m.

El diámetro de ingreso de la cámara de expansión será la misma que el diámetro del conducto de salida unificada de los gases de escape; sin embargo el diámetro de salida de esta será calculado de la siguiente manera.

$$d_{salida\ camara} = \sqrt{\frac{4 * B}{3,1416}} \quad m$$

Fórmula 2.64. Diámetro de salida de la cámara de expansión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$d_{salida\ camara}$  = diámetro de salida de la cámara de expansión.

$B$ = diámetro de la cámara dependerá del mercado y disponibilidad 0,0762 m que será igual a 3 pulgadas.

Finalmente el largo de la cámara puede ser obtenido con esta ecuación:

$$l_{camara} = \frac{4 * V_{ca\ expansion}}{3,1416 * D^2} \quad m$$

Fórmula 2.65. Longitud de la cámara de expansión.  
Fuente: (Funes, 2010)

Dónde:

$l_{camara}$  = longitud de la cámara de expansión.

$V_{ca\ expansion}$  = volumen de la cámara de expansión en m<sup>3</sup>

$D$ = diámetro del pistón en m.

## 2.8. Alimentación de combustible

El siguiente paso en la preparación de los motores para competición es garantizar el suministro de combustible adecuado para cada uno del rango de rpm del motor; existen varias formas de suministrar el combustible en los motores de combustión interna; partiendo desde el tradicional carburador, pasando por los primeros sistemas de inyección electrónica, hasta llegar hoy en día a la inyección directa de combustible.

### 2.8.1. Determinación del tamaño del inyector

Esta fórmula sirve para calcular en base a la potencia que buscamos, el inyector ideal para el motor; la fórmula es la siguiente.

$$Tamaño\ inyector = \frac{BSFC * NE\ cigueñal\ (HP)}{duty\ cycle * n^{\circ}\ inyectores}$$

Fórmula 2.66. Tamaño del inyector.  
Fuente: (Anclamotorsport, 2016)

Dónde:

*BSFC* = medida sobre la eficiencia del motor sobre la gasolina que consume y tiene un valor de 0,45

*Ne* = potencia a conseguir en el volante de inercia en HP

*duty cycle* = es el porcentaje de uso inyectores, recomiendan no pasar del 70 % para que funcionen bien.

*n° inyectores* = número de inyectores que tiene nuestro motor.

## 2.8.2. Flujo efectivo del inyector

Es importante realizar una corrección del flujo del inyector, como es lógico este cambiará al variar la presión de la riel de combustible, y para aquello es muy importante realizar el cálculo efectivo del inyector que variará al flujo nominal del inyector.

$$flujo_{efectivo\ del\ inyector} = \frac{flujo_{nominal} * presión\ de\ inyección\ real}{presión\ de\ inyección\ nominal}$$

Fórmula 2.67. Flujo efectivo del inyector.  
Fuente: (Anclamotorsport, 2016)

## 2.8.3. Cálculo de tiempo inyección

El cálculo de la carga y la eficiencia volumétrica son dos métodos usados para describir el flujo másico de aire a través del motor, comparado con el flujo másico teórico basado en su desplazamiento y la velocidad (Banish, 2009).

La cantidad teórica de llenado de carga es la masa de aire que ocuparía el mismo volumen que el motor desplaza y esta se puede calcular de la siguiente manera:

$$m_{aire} = V_T * \rho$$

Fórmula. 2.68 Masa de aire en el motor.  
Fuente: (Banish, G. 2009).

Dónde:

$m_{\text{aire}}$  = masa de aire en el motor Kg

$\rho$  = densidad del aire es igual a 1,2929 kg/m<sup>3</sup>

$V_T$  = cilindrada total motor m<sup>3</sup>

Una vez que se sabe cuál es la masa de aire entrante, es posible calcular la cantidad de masa de aire desplazada, y se puede encontrar con la ecuación siguiente

$$m_{\text{aire desplazado}} = \frac{m_{\text{aire}} * \text{rpm ralenti}}{2000}$$

Formula 2.69 Masa de aire desplazado por minuto  
Fuente: (Banish, G. 2009).

Dónde:

$m_{\text{aire desplazado}}$  = cantidad de aire desplazado por minuto gr/min

$$m_{\text{combustible x cilindro}} = \frac{m_{\text{aire desplazado}}}{AFR * z * 453,59 * \text{rpm ralenti}}$$

Fórmula 2.70. Masa de combustible por cilindro.  
Fuente: (Banish, G. 2009).

$m_{\text{combustible}}$  = masa de combustible por cilindro en lb.

AFR= relación aire-combustible para vehículos de competencia 13.5: 1

$z$  = número de cilindros

453,59= factor de conversión para pasar de gramos a libras.

Ahora se calcula el ancho de pulso para ese régimen de rpm

$$P_w = \frac{m_{\text{combustible x cilindro}} * (3,6 * e^6)}{\text{flujo efectivo del inyector}}$$

Fórmula 2.71. Pulso de inyección por cilindro.  
Fuente: (Banish, G. 2009).

Donde:

$P_w$  = Pulso de inyección en s

*flujo efectivo del inyector* = flujo efectivo del inyector en libras por hora

$3,6 * e^6$  = Factor de conversión para pasar de libras hora a libras por segundo.

## 2.9. Diagrama UML

Se indica mediante el siguiente diagrama (figura 2.6) la forma y el orden en que se realizará el procedimiento de cálculo en el software a desarrollarse.

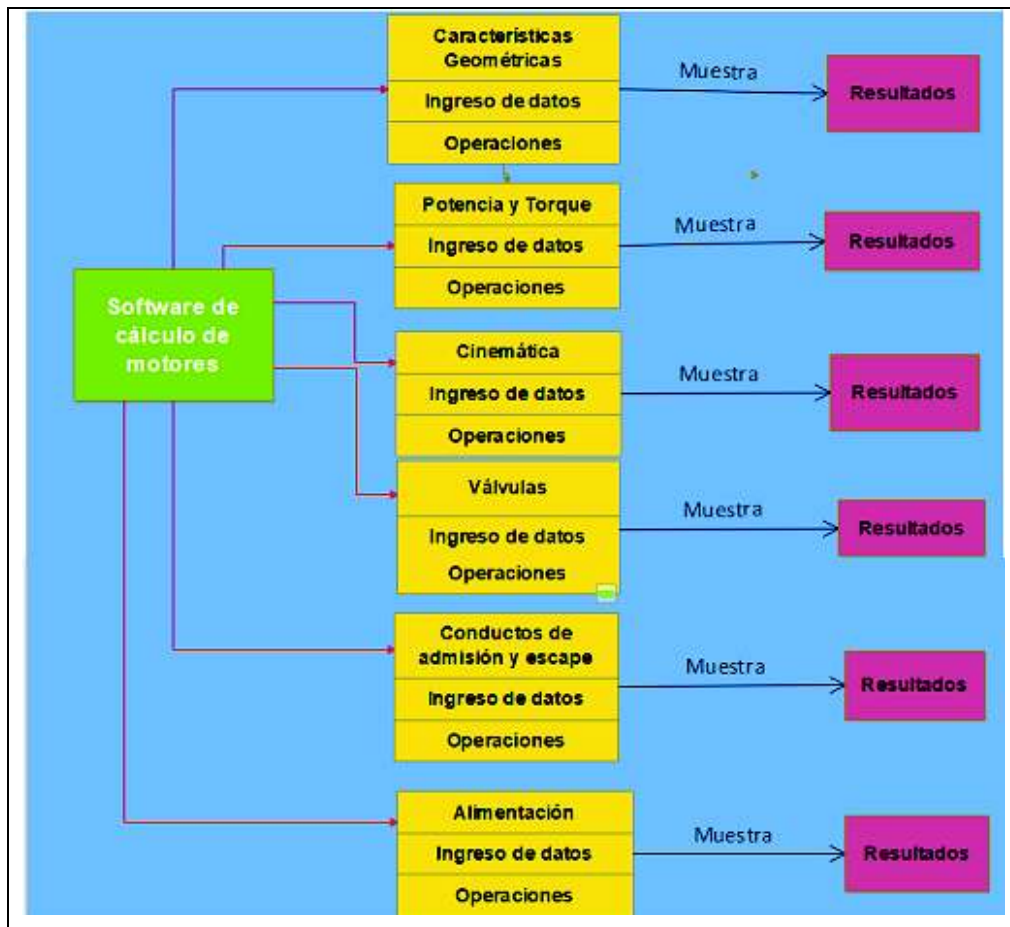


Figura 2.6. Diagrama UML procedimiento de cálculo.

Fuente: (Autores, 2017)



### **3. REALIZACIÓN DEL SOFTWARE EN MATLAB PARA LA REPOTENCIACIÓN DE MOTORES**

Una vez concluida con la recopilación de las fórmulas de cálculo, a tener en cuenta durante una repotenciación de un motor de construcción en serie; se procede a dar paso a la construcción de la automatización de este proceso mediante la ayuda de un sistema de cálculo. El sistema elegido es Matlab y sus herramientas gráficas como guide. El programa se ha nombrado como *4T Racing*

#### **3.1. Descripción de la plataforma de Matlab**

MATLAB es el nombre abreviado de “MATriz LABoratory”; y este es un programa para realizar cálculos numéricos con vectores y matrices, se puede trabajar también con números escalares, con cadenas de caracteres y con otras estructuras de información más complejas.

Matlab es un lenguaje de alto rendimiento para cálculos técnicos, es al mismo tiempo un entorno y un lenguaje de programación. Uno de sus puntos fuertes es que permite construir nuestras propias herramientas reutilizables. Podemos crear nuestras propias funciones y programas especiales conocidos como “M-archivos” en código Matlab, para trabajar en clases particulares de problemas como.

- Cálculos matemáticos
- Desarrollo de algoritmos
- Modelado y simulación
- Análisis de datos
- Obtención de gráficas
- Desarrollo de interfaces gráficas

#### **3.2. Programación para repotenciación de motores ciclo Otto**

El objetivo de este proyecto es desarrollar una interfaz gráfica en MATLAB, que se ha denominado “MOTOR”, que permita realizar el cálculo de las diferentes variables que conlleva una repotenciación de motor ciclo Otto.

El interfaz diseñado permite ingresar datos reales para el cálculo mecánico de un motor devolviendo resultados muy cercanos a la realidad, y así brindar al técnico una visión general de los posibles cambios en el motor para incrementar su potencia.

La programación tiene las siguientes características.

- Sencilla de utilizar.
- Desarrollo de forma secuencial, de forma que el usuario se sienta guiado a través de la interfaz.
- Análisis previo de datos.
- Presentación de resultados numéricos y gráficos para el análisis del motor.

### 3.2.1. Diseño de las pantallas en la interfaz gráfica de guide

La interfaz gráfica guide de MATLAB permite desarrollar fácilmente un conjunto de pantallas con botones, menús, ventanas, etc., para representar y guiar los cálculos diseñados por la plataforma de cálculo. Así nosotros realizamos las siguientes pantallas para presentar los cálculos de repotenciación de un motor.

Comenzamos con la pantalla principal de la forma más sencilla como se muestra a continuación.

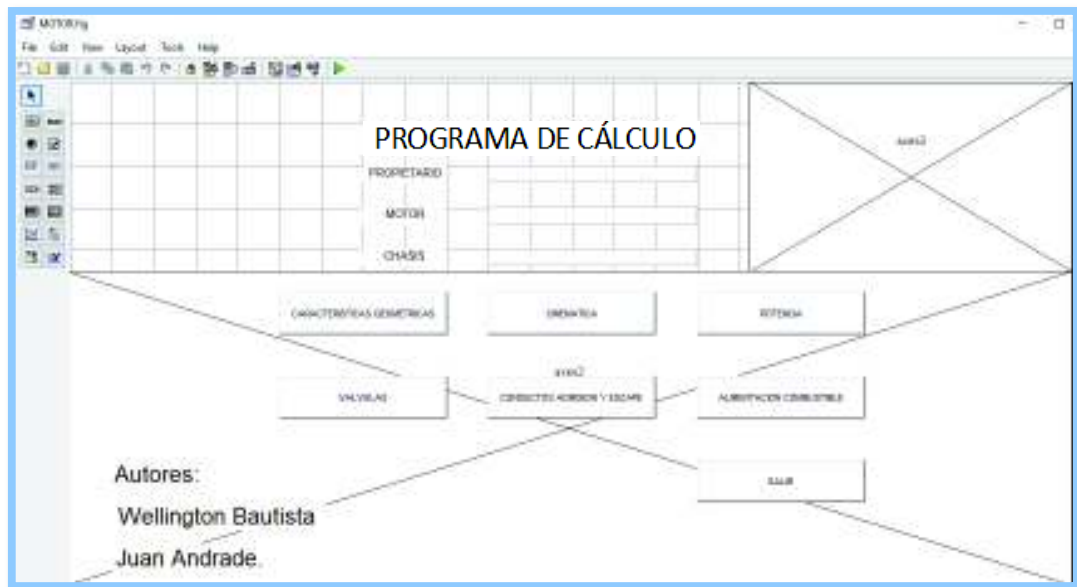


Figura 3.1. Pantalla de inicio del programa Motor.  
Fuente: (Autores, 2017)

Esta pantalla contiene información para el usuario con el fin de identificar el proyecto; además cuenta con siete botones para redirigir el programa, de los cuales seis son para ingresar a un submenú de cálculo y un séptimo para salir del programa.

La pantalla de guide nos entrega opciones para hacerle más agradable la presentación a la vista del usuario, quedando la pantalla inicial de la siguiente manera.



Figura 3.2. Pantalla de inicio del programa Motor.  
Fuente: (Autores, 2017)

Una vez que se ingresan a cada una de las opciones como características geométricas, cinemática, potencia, válvulas, conductos de admisión y escape, alimentación de combustible; se desplegará una pantalla nueva exclusivamente para el cálculo de ese punto de diseño.

Así por ejemplo para citar una de ella se presenta la pantalla de características geométricas la cual queda establecida de la siguiente manera.

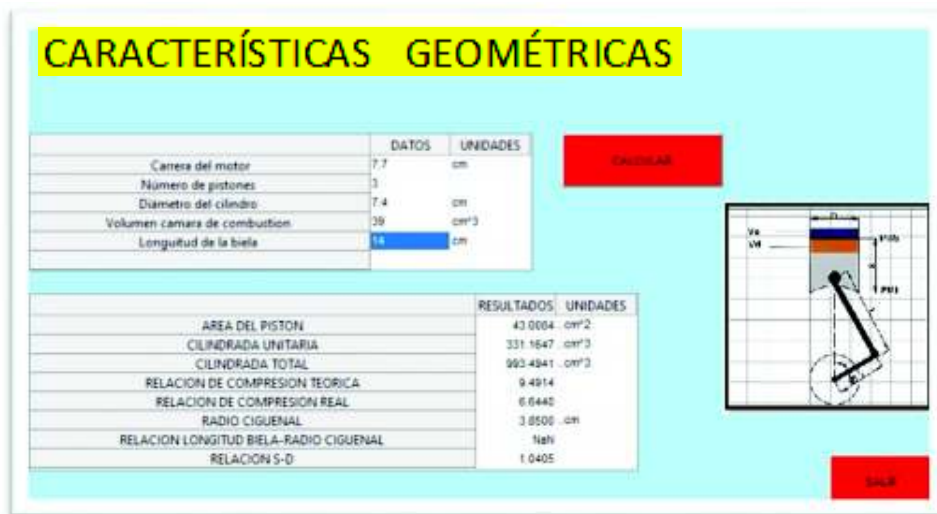


Figura 3.3. Pantalla de cálculo de características geométricas.  
Fuente: (Autores, 2017)

Como se observa en la figura 3.3 la pantalla está conformada de dos matrices; la primera tiene un tamaño de 7X3 en donde serán ingresados los datos necesarios para realizar el cálculo de algunos parámetros del motor como área del pistón, cilindrada unitaria, cilindrada total, relación de compresión teórica, relación de compresión real, radio del cigüeñal, relación biela-cigüeñal y la relación carrera-diámetro; los valores de estos parámetros son presentados en una matriz de 9x3 como se observa.

Para dar inicio al cálculo se introdujo un botón llamado “*calcular*”, y para salir al menú principal la pantalla consta de un botón llamado “*salir*”, por último como ilustración de los valores se introdujo un gráfico.

Al igual que esta pantalla se realizaron las otras para el resto de cálculos quedando de la siguiente forma.

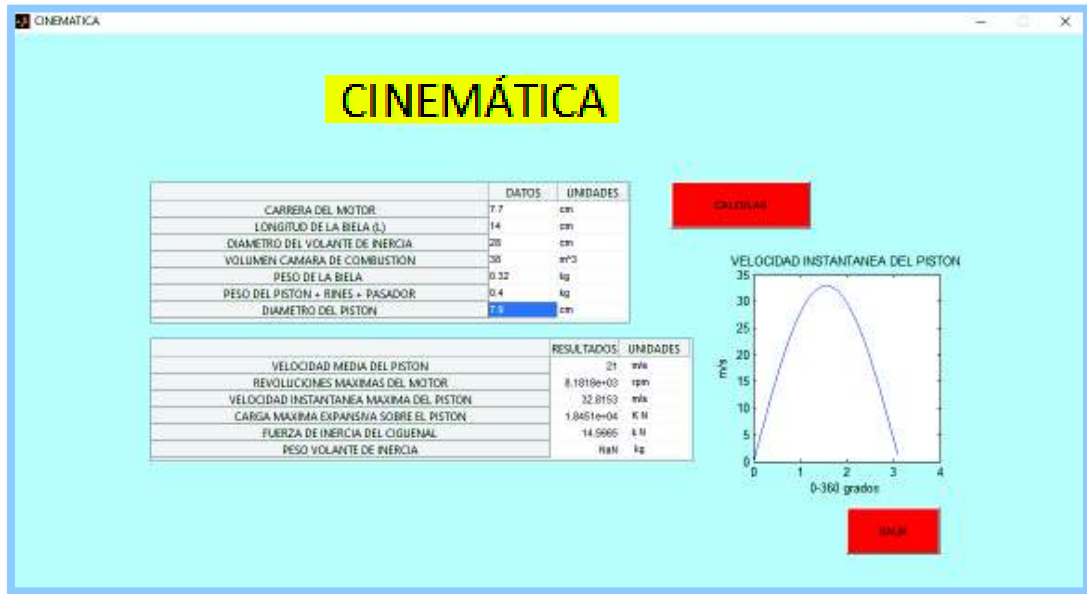


Figura 3.4. Pantalla de cálculo de características geométricas.  
Fuente: (Autores, 2017)



Figura 3.5. Pantalla de cálculo de potencia y par motor.  
Fuente: (Autores, 2017)



Figura 3.6. Pantalla de cálculo de válvulas.  
Fuente: (Autores, 2017)



Figura 3.7. Pantalla de cálculo de conductos de admisión y escape.  
Fuente: (Autores, 2017)



Figura 3.8. Pantalla de cálculo de alimentación de combustible.  
Fuente: (Autores, 2017)

### 3.2.2. Diseño de la programación de cálculo matemático en Matlab

Una vez construida la pantalla esta tiene que vincularse con la programación de la plataforma de cálculo en Matlab y para ello se realizó una programación tal que cada uno de los espacios de las pantallas sean utilizados en la programación; por ejemplo primero se determinan las condiciones al programa en este caso denominado "motor".

```

Editor - C:\Users\Usuario\Downloads\aguinaga\MOTOR.m
MOTOR.m x +
3      % MOTOR, by itself, creates a new MOTOR or raises the existing
4      % singleton*.
5      %
6      % H = MOTOR returns the handle to a new MOTOR or the handle to
7      % the existing singleton*.
8      %
9      % MOTOR('CALLBACK', hObject, eventData, handles, ...) calls the local
10     % function named CALLBACK in MOTOR.M with the given input arguments.
11     %
12     % MOTOR('Property','Value',...) creates a new MOTOR or raises the
13     % existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
14     % applied to the GUI before MOTOR_OpeningFcn gets called. An
15     % unrecognized property name or invalid value makes property application
16     % stop. All inputs are passed to MOTOR_OpeningFcn via varargin.
17     %
18     % *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
19     % instance to run (singleton)".
20     %
21     % See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES
22     %
23     % Edit the above text to modify the response to help MOTOR
24     %
25     % Last Modified by GUIDE v2.5 14-Jul-2017 04:41:42
26

```

Figura 3.9. Pantalla de indicaciones generales y nombramiento del programa.  
Fuente: (Autores, 2017)

```

Editor - C:\Users\Usuario\Downloads\aguinaga\MOTOR.m
MOTOR.m x +
27     % Begin initialization code - DO NOT EDIT
28     gui_Singleton = 1;
29     gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
30                     'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
31                     'gui_OpeningFcn', @MOTOR_OpeningFcn, ...
32                     'gui_OutputFcn',  @MOTOR_OutputFcn, ...
33                     'gui_LayoutFcn',  [], ...
34                     'gui_Callback',    []);
35     if nargin && ischar(varargin{1})
36         gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
37     end
38
39     if nargout
40         [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
41     else
42         gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
43     end
44     % End initialization code - DO NOT EDIT

```

Figura 3.10. Declaración de las condiciones del programa.  
Fuente: (Autores, 2017)

Después de hacer todas las declaraciones del programa se da la funcionalidad de los botones del menú de la siguiente manera para cada uno de ellos como se muestra a continuación.



```

Editor - C:\Users\Usuario\Downloads\aguinaga\MOTOR.m
MOTOR.m x +
153
154 % --- Executes on button press in pushbutton1.
155 function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
156 % hObject handle to pushbutton1 (see GCBO)
157 % eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
158 % handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
159 %CARACTERISTICAS GEOMETRICAS
160 - CARAC_GEO
161
162 % --- Executes on button press in pushbutton2.
163 function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)
164 % hObject handle to pushbutton2 (see GCBO)
165 % eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
166 % handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
167 - CINEMATICA
168
169 % --- Executes on button press in pushbutton3.
170 function pushbutton3_Callback(hObject, eventdata, handles)
171 % hObject handle to pushbutton3 (see GCBO)
172 % eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
173 % handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

```

Figura 3.11. Programación de los botones del menú de pantalla principal.  
Fuente: (Autores, 2017)

Cuando se haya terminado la programación de la pantalla principal se procede a ingresar las fórmulas de cálculo para cada uno de las funciones que presenta el programa, así se tiene por ejemplo el cálculo del área del pistón en la celda de características geométricas.

```

Editor - C:\Users\Usuario\Downloads\aguinaga\CARAC_GEO.m
MOTOR.m x CARAC_GEO.m x +
82 % --- Executes on button press in pushbutton1.
83 function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
84 % hObject handle to pushbutton1 (see GCBO)
85 % eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
86 % handles structure with handles and user data (see GUIDATA)
87 - global datos data uni resul D
88
89 - datos ;
90 - S=datos(1,1);
91 - Z=datos(2,1);
92 - D=datos(3,1);
93 - V_c=datos(4,1);
94 - l=datos(5,1);
95 %r=datos(6,1);
96 % Área del pistón
97 - Ap=(pi*D^2)/4 ; % [m]^2

```

Figura 3.12. Programación de cálculo del área del pistón.  
Fuente: (Autores, 2017)

### 3.2.3. Validación teórica del programa 4Tracing

La validación del programa de cálculo se realizará de manera teórica, comparando los datos entregados con el programa 4T Racing y los entregados por las fichas técnicas de los constructores de vehículos.

Así como se expuso anteriormente se realizará la programación de cada uno de los valores a calcular. Los valores serán presentados al final en un programa de cálculo de tipo ejecutable para el uso de los técnicos que desarrollan proyectos de repotenciación con fines deportivos.

#### 3.2.3.1. Vehículo Chevrolet corsa T18NE

Este vehículo ha sido seleccionado por ser un automotor que ha ingresado con fuerza en el mercado nacional, tiene las siguientes características técnicas las mismas que son expuestas en el siguiente cuadro informativo que recoge datos de un manual de taller de este automotor, obtenido en un concesionario de la ciudad de Cuenca.

Los datos aquí expuestos constarán como anexos al final de este proyecto.

Tabla 3.1. Datos técnicos vehículo Chevrolet corsa T18NE.

Datos técnicos del motor	Un	T18NE
Fabricante	—	GM Powertrain
Número de cilindros	—	4
Número de válvulas	—	8
Diámetro del cilindro	mm	80.5
Carrera	mm	88.2
Cilindrada	cm <sup>3</sup>	1796
Tasa de compresión	—	9.4

Fuente: (Motors, 2012)

Con los datos técnicos del motor se procede a realizar el cálculo de cada uno de los ítems que permite el programa 4T Racing; se inicia con las características geométricas del motor T18NE.

Para iniciar el programa siempre será necesario ingresar los datos del usuario y vehículo al que se quiere modificar, siendo este el primer paso en la utilización del programa.



Figura 3.13. Datos vehículo a calcular.  
Fuente: (Racing, 2017)

### Cálculo y análisis características geométricas


Una vez concluido el ingreso del usuario y modelo del vehículo se pasa inmediatamente a estudiar las características geométricas del motor.

Las tres primeras variables a ingresar no tienen inconveniente puesto que vienen especificados claramente en los datos técnicos antes presentados, pero el programa nos pide el volumen de la cámara de combustión para ello tenemos que realizar un cálculo utilizando el programa 4T racing para ir encontrando el volumen correcto a partir de la relación de compresión entregada por la ficha técnica; es decir se ingresa valores indistintos de volumen de cámara hasta conseguir la relación de compresión de 9.4 en este caso específico del motor T18NE el valor de la cámara de combustión es de 53 cm cúbicos.

## CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

	DATOS	UNIDADES
Carrera del motor	8.02	cm
Número de pistones	4	
Diámetro del cilindro	5.05	cm
Volumen cámara de combustión	1.7	cm <sup>3</sup>
Longitud de la biela	15	cm

CALCULAR



	RESULTADOS	UNIDADES
AREA DEL PISTON	20.0503	cm <sup>2</sup>
CILINDRADA UNITARIA	445.9006	cm <sup>3</sup>
CILINDRADA TOTAL	1.7958e+03	cm <sup>3</sup>
RELACION DE COMPRESION TEORICA	9.4050	
RELACION DE COMPRESION REAL	6.0209	
RADIO CIGUENAL	4.4100	cm
RELACION LONGITUD BIELA-RADIO CIGUENAL	3.2756	
RELACION S-D	1.0927	

SALIR

Figura 3.14. Cálculo características geométricas motor T18NE.  
Fuente: (Racing, 2017)

Esta parte del programa es muy útil pues permite calcular fácilmente el valor de la cilindrada total, si se diera nuevos valores de carrera y diámetro del pistón se tendría la nueva cilindrada, pero como en este ejemplo se está comprobando con los valores del fabricante se puede observar que la cilindrada calculada es de 1795 cc y la cilindrada que da el fabricante es de 1796 cc por lo que valida este cálculo.

Si hay algo importante en la repotenciación de motores es la variación de la relación de compresión y este programa permite calcular la variación fácilmente, pues si se varía el diámetro y la carrera se tendrá una nueva relación de compresión, y si modificamos el volumen de la cámara de combustión al cepillar el cabezote de igual forma se puede calcular la nueva relación de compresión, se tiene que medir con una probeta el volumen de la cámara de combustión e introducir ese dato al programa e instantáneamente se obtendrá los resultados para los nuevos valores que estamos introduciendo.

Otro punto importante es poder determinar qué tipo de motor tenemos dependiendo de la relación S/D para este caso con los datos del fabricante tenemos un motor alargado pues el valor es 1.09 y lo ideal sería aumentar el diámetro del pistón para llegar como mínimo a un motor cuadrado con una relación S/D=1 para así poder trabajar en un más alto régimen de rpm.

### Cálculo y análisis válvulas

Como en el cálculo anterior se introduce los datos que pide el programa que son conocidos y en función de estos datos se puede encontrar valores muy importantes como son la velocidad de las válvulas que no debe ser mayor a 3.5 m/s para evitar roturas de las válvulas y elementos afines (Funes, 2010).

Con la ayuda de este software se puede calcular los diámetros de las válvulas de admisión y escape, introduciendo los datos del fabricante tenemos que el programa nos calcula el diámetro de la válvula de admisión que es de 39 mm y la de escape de 33mm y al comparar con los de la tabla 3.2 que son los valores del fabricante se observa que hay una variación de un milímetro en la válvula de admisión, mientras que la de escape tiene 2 mm de diferencia, lo que valida los resultados obtenidos por el software.



Figura 3.14. Cálculo Válvulas motor T18NE.  
Fuente: (Racing, 2017)

A continuación se presenta la tabla de los datos que proporciona el fabricante sobre válvulas del motor T18NE.

Tabla 3.2 Datos técnicos válvulas vehículo Chevrolet corsa T18NE

Válvulas del Motor	Un	T18NE
Anchura del asiento de la válvula de admisión	mm	1.3+-0.2
Anchura del asiento de la válvula de escape	mm	1.6+_0.2
Largo de la válvula de admisión	mm	99.5
Largo de la válvula de escape	mm	99,5
Diámetro de la válvula de admisión	mm	38
Diámetro de la válvula de escape	mm	31

Fuente: (Motors, 2012)

### Cálculo potencia y par motor

El software 4Tracing calcula la potencia y el par motor, con el método de aproximación como se indica en el capítulo dos, el software nos pide ingresar los datos para el cálculo los mismos que son todos conocidos y de total dominio.

En función de los datos ingresados obtenemos valores y los comparamos con los del manual del fabricante al mismo régimen de revoluciones.

El fabricante nos da los siguientes valores:

Tabla 3.3. Datos de potencia y par motor del Chevrolet corsa T18NE.

Válvulas del Motor	Un	T18NE
Potencia en CV@min-1(kw). Según ABNT-NBRISO1585	—	106@5400(77.9)
Par motor en N.m@ rpm (kgf.m). según ABNT-NBRISO1585	—	161@2800(16.8)

Fuente: (Motors, 2012)

El software nos da un valor de potencia calculado de 84 kw a 5400 rpm y un par motor calculado de 150 N.m a 2800 rpm, existiendo una diferencia en relación al dato del fabricante del 8 % y 7 % respectivamente, estos porcentajes nos permiten validar el programa ya que nos dan valores muy aceptables y es decir que cuando modifiquemos un motor e ingresemos los nuevos datos tendremos una potencia calculada y un par motor muy cerca al real.

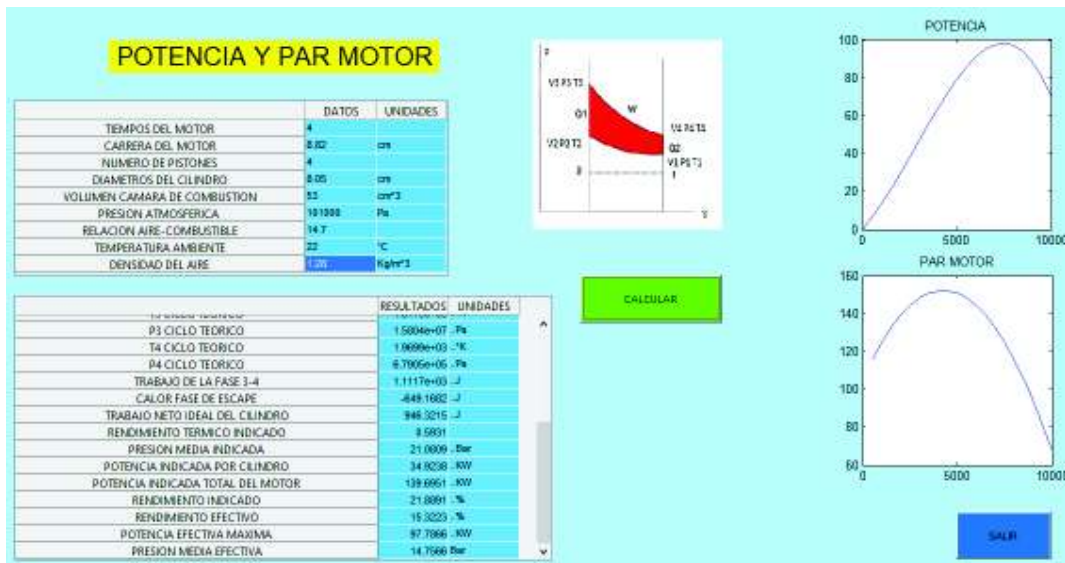


Figura 3.15. Cálculo Potencia, Par Motor T18NE.

Fuente: (Racing, 2017)

A continuación se presenta en las figuras 3.16 y 3.17 los valores de potencia y par motor para las revoluciones anteriormente descritas, el software 4TRacing grafica todo el mapa de valores pero no presenta punto a punto el valor numérico, por lo que para visualizar claramente se trazara las líneas de cruce correspondientes y se representara los valores obtenidos.

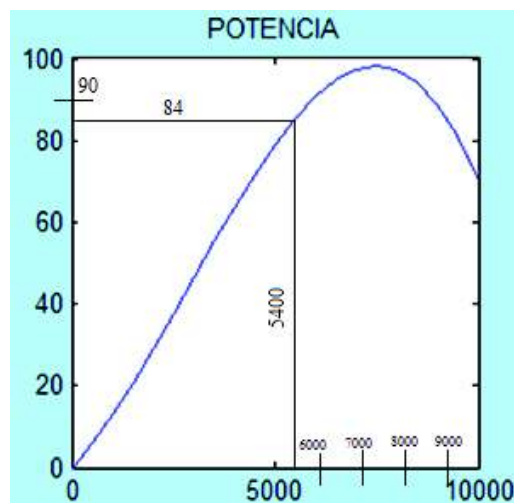


Figura 3.16. Cálculo Potencia Motor T18NE.

Fuente: (Racing, 2017)

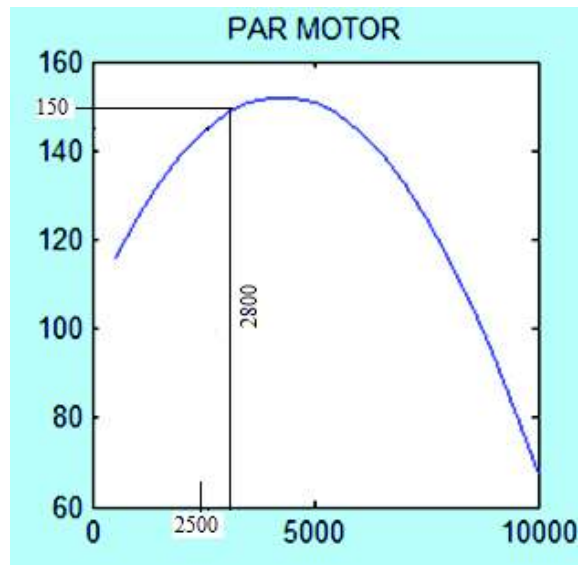


Figura 3.17. Cálculo Par Motor T18NE.  
Fuente: (Racing, 2017)

### Cinemática

En este punto el software permite calcular la velocidad media del pistón para que el motor trabaje con un grado de seguridad mínimo y no superando una velocidad media del pistón de 21 m/s (Funes, 2010).

Se ingresa los datos del fabricante y se obtiene que la velocidad media del pistón es de 15,8 m/s, teniendo así un factor de seguridad amplio.

El software también indica que las revoluciones máximas a las que se puede hacer trabajar el motor repotenciado es de 7142 rpm, pues si se pasa el límite de seguridad el motor puede fallar, por lo que este dato es importante para programar el cortador de tensión y evitar fallos en el motor repotenciado.



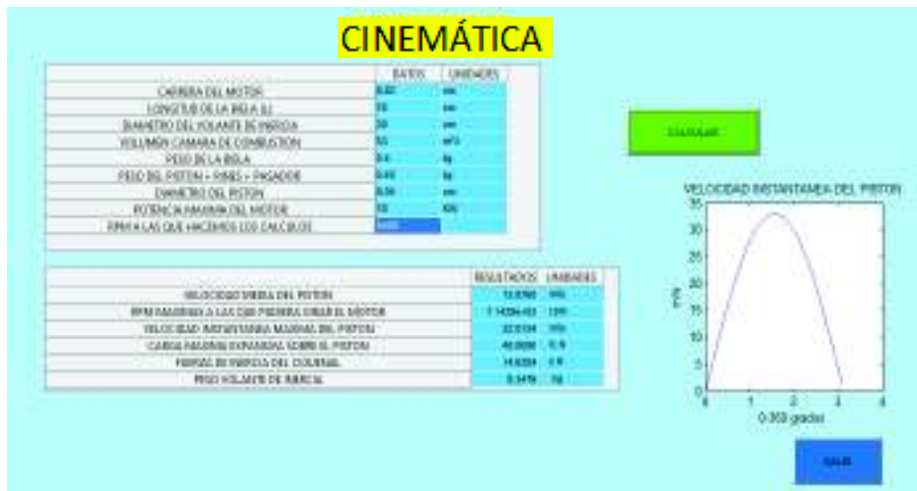


Figura 3.18. Cinemática Motor T18NE.  
Fuente: (Racing, 2017)

Otro valor importante que podemos calcular es el nuevo peso del volante que estará en función de la nueva potencia efectiva del motor.

### Cálculo Alimentación de combustible

En esta parte del cálculo el programa da el valor de un inyector que satisface para todo el régimen de trabajo de este motor, el trabajo del inyector sera definido por el mapeo de inyección, para poder definir el inyector se puede tomar como base estos datos calculados, además se debe analizar las características técnicas de cada inyector mostrado en los anexos.



Figura 3.19. Cálculo Motor T18NE.  
Fuente: (Racing, 2017)

### Cálculo conductos múltiples de admisión y escape

El software 4TRacing calcula los diámetros de los conductos del múltiple de admisión y escape, además de valores como la longitud de los múltiples, cámara de expansión y otros, estos valores al igual que en el punto anterior son referenciales y generales para de ellos partir para poder mejorar el diseño dependiendo de las necesidades, el múltiple de admisión no consiste solo en la entrada y en la salida sino también en generar turbulencia para una buena dosificación del combustible, los valores calculados por el software son muy similares a los resultados de un trabajo investigativo realizado por los señores Andres Uresta y Darwin Sanchez bajo la dirección del Ing. Miguel granja. (Pablo Andrés Uresta, 2012), con variaciones que no pasan del 4%.



### 3.2.3.2. Vehículo Huinday Matrix

De igual forma que en el Chevrolet corsa se ingresa el usuario y modelo del vehículo y se pasa inmediatamente a realizar el cálculo de las características geométricas del motor.



Figura 3.22. Datos vehículo a calcular. .  
Fuente: (Racing, 2017)

### Cálculo y análisis características geométricas

A continuación se presenta la tabla de datos técnicos entregados por el fabricante para poder ingresar los datos requeridos y también para poder comprobar que los valores calculados sean iguales a los presentados.

Tabla 3.4. Datos técnicos vehículo Hyundai Matrix

Datos técnicos del motor	Un	DOHC1.6
Número de cilindros	—	4
Número de válvulas	—	16
Diámetro del cilindro	mm	76.5
Carrera	mm	87
Cilindrada	cm3	1599
Tasa de compresión	—	10.0

Fuente: (Motors, 2012)

Las tres primeras variables a ingresar no tienen inconveniente puesto que vienen especificados claramente en la tabla antes descrita, como se expuso en el ejemplo anterior del Chevrolet corsa se encuentra el volumen de la cámara de combustión y se comprueba que la relación de compresión sea la misma que da el fabricante y que los datos obtenidos sean iguales para poder validar este cálculo.

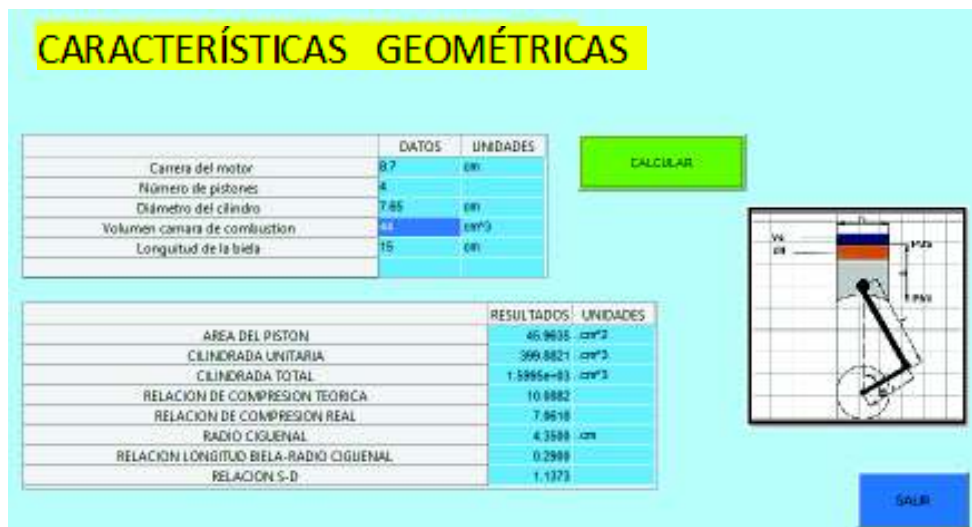


Figura 3.23. Cálculo características geométricas DOHC1.6 Matrix.  
Fuente: (Racing, 2017)

Se calcula la cilindrada unitaria, la cilindrada total, la relación S/D y la relación de compresión, que son los valores que interesan en este punto y se observa claramente que todos los valores son iguales a los del fabricante por lo que procedemos a seguir con el cálculo y la validación del programa.

Como se indicó anteriormente se puede calcular la variación de la relación de compresión, pues si variamos el diámetro y la carrera tendremos una nueva relación de compresión, y si modificamos el volumen de la cámara de combustión al cepillar el cabezote de igual forma podemos calcular la nueva relación de compresión, se tiene que medir con una probeta el volumen de la cámara de combustión e introducir ese dato al programa e instantáneamente se obtendrá los resultados para los nuevos valores que estamos introduciendo.

### **Cálculo y análisis válvulas**

Como en el ejemplo anterior introducimos los datos que nos pide el programa que son conocidos y en función de estos datos se encuentran valores muy importantes como son la aceleración de las válvulas que no debe ser mayor a 3.5 m/s para evitar roturas de las válvulas y elementos afines (Funes, 2010).

Con la ayuda de este software se puede calcular los diámetros de las válvulas de admisión y escape, introduciendo los datos del fabricante tenemos que el programa calcula el diámetro de la válvula de admisión que es de 38 mm y la de escape de 32 mm para comparar con los de la tabla 3.4 se tiene que hacer en relación a las áreas de

ingreso debido a que este motor tiene dos válvulas de ingreso y dos de salida, en esta relación de áreas se observa que hay una variación de 15-20 % con respecto a los datos del fabricante.



Figura 3.24. Cálculo Válvulas motor DOCH 1.6.  
Fuente: (Racing, 2017)

A continuación se presenta La tabla de los datos que proporciona el fabricante sobre válvulas del motor DOHC 1.6 Matrix.

Tabla 3.5 Datos técnicos válvulas DOCH 1.6 Matrix.

Válvulas del Motor	Un	DOCH 1.6
Anchura del asiento de la válvula de admisión	mm	0.8 -1.2
Anchura del asiento de la válvula de escape	mm	1.3-1.7
Largo de la válvula de admisión	mm	91.7
Largo de la válvula de escape	mm	92.3
Diámetro de la válvula de admisión	mm	28
Diámetro de la válvula de escape	mm	26

Fuente: (Motors, 2012)

### Cálculo potencia y par motor

Como se indicó en el cálculo anterior de potencia y par del motor T18NE el software 4Tracing calcula con el método de aproximación como se indica en el capítulo dos.

En función de los datos ingresados se obtiene valores y se compara con los del manual del fabricante al mismo régimen de revoluciones.

El fabricante da los siguientes valores:

Tabla 3.6. Datos de potencia y par motor del DOHC 1.6 Matrix.

Válvulas del Motor	Un	DOCH1.6
Potencia en (kw).	—	76@5800
Par motor en N.m@ rpm	—	141@4500

Fuente: (Motors, 2012)

El software nos da un valor de potencia calculado de 81 kw a 5800 rpm y un par motor calculado de 136 N.m a 4500 rpm, existiendo una diferencia en relación al dato del fabricante del 7 % y 4 % respectivamente, estos porcentajes permiten validar el programa y sus resultados.



Figura 3.25. Cálculo Potencia, Par Motor DOHC 1.6 Matrix.

Fuente: (Racing, 2017)

A continuación se presenta en las figuras 3.23 y 3.24 los valores de potencia y par motor para las revoluciones anteriormente descritas, el software 4TRacing grafica todo el mapa de valores pero no presenta punto a punto el valor numérico, por lo que para visualizar claramente se traza líneas de cruce correspondientes y se representa los valores obtenidos.

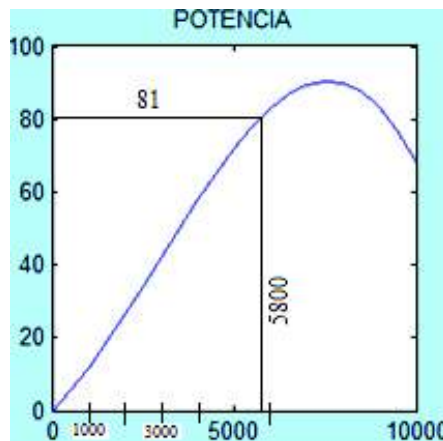


Figura 3.26. Cálculo Potencia Motor DOHC 1.6.  
Fuente: (Racing, 2017)

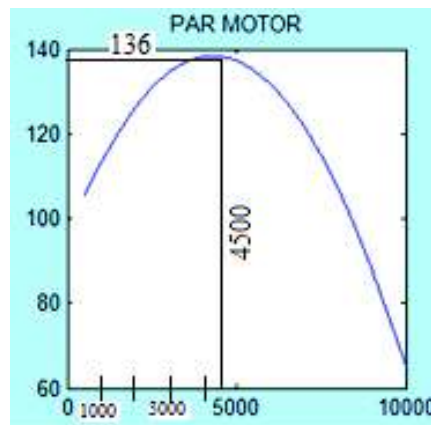


Figura 3.27. Cálculo Par Motor DOHC 1.6.  
Fuente: (Racing, 2017)

## Cinemática

En este punto el software permite calcular la velocidad media del pistón para que el motor trabaje con un grado de seguridad mínimo y no superando una velocidad media del pistón de 21 m/s (Funes, 2010).

Se ingresa los datos del fabricante y se obtiene que la velocidad media del pistón es de 16,82 m/s, teniendo así un factor de seguridad amplio.

El software también indica que las revoluciones máximas a las que se puede hacer trabajar el motor repotenciado es de 7241 rpm, pues si se pasa el límite de seguridad el motor puede fallar, por lo que este dato es importante para programar el cortador de tensión y evitar fallos en el motor repotenciado.



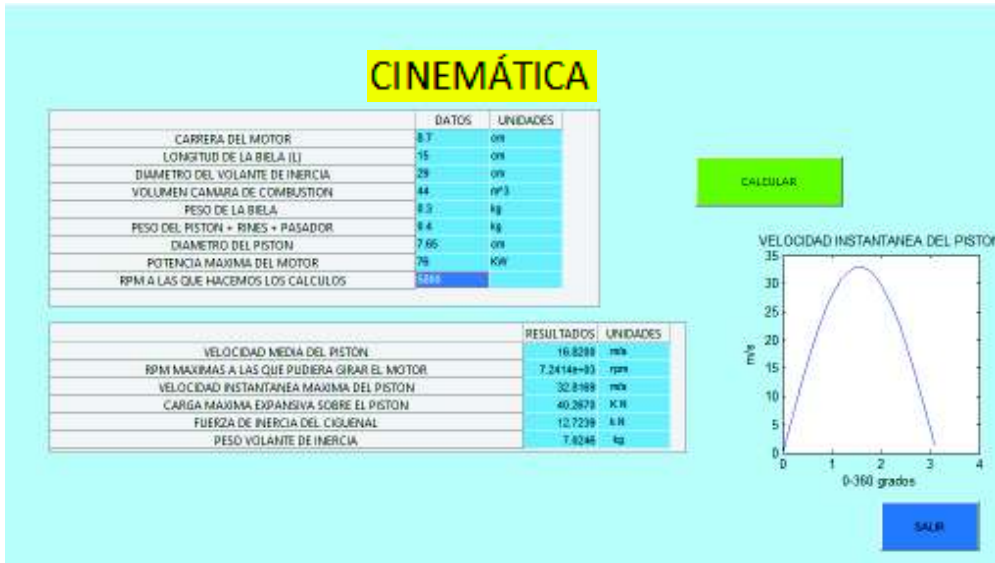


Figura 3.28. Cinemática Motor DOHC1.6.  
Fuente: (Racing, 2017)

Otro valor importante que podemos calcular es el nuevo peso del volante que estará en función de la nueva potencia efectiva del motor y rpm.

### Cálculo alimentación de combustible

En esta parte del cálculo el programa da el valor de un inyector que satisface para todo el régimen de trabajo de este motor, el trabajo del inyector será definido por el mapeo de combustible para poder definir el inyector se puede tomar como base estos datos calculados además se debe analizar las características técnicas de cada inyector.



Figura 3.29. Cálculo Motor DOCH 1.6.  
Fuente: (Racing, 2017)



### Cálculo conductos múltiples de admisión y escape

El software 4TRacing calcula los diámetros de los conductos del múltiple de admisión y escape, además de valores como la longitud de los múltiples, cámara de expansión y otros, estos valores al igual que en el punto anterior son referenciales y generales para de ellos partir para poder mejorar el diseño dependiendo de las necesidades, el múltiple de admisión no consiste solo en la entrada y en la salida sino también en generar turbulencia para una buena dosificación del combustible.



Figura 3.30. Cálculo conductos de admisión y escape DOCH1.6.  
Fuente: (Racing, 2017)

## 4. EJEMPLO DE REPOTENCIACIÓN DE UN MOTOR G10 SUZUKI

### 4.1. Datos técnicos del motor a modificar

El motor a modificar es el G10 de un Suzuki Forsa 1 año 1990 que presenta los siguientes parámetros de construcción y características que se observa en la tabla 4.1 a continuación:

Tabla 4.1. Especificaciones técnicas del motor G10.

<b>Tipo</b>	SOHC 3 cilindros en línea/ cuatro tiempos/
<b>Material</b>	Aluminio bloque/cabezote/admisión
<b>Peso</b>	60.1 Kg (134.5 lbs) / completamente armado
<b>Cilindrada</b>	993 cc (61 in.cu)
<b>Diámetro x carrera</b>	74 x 77 (mm) / 2.91 x 3.03 (in)
<b>Relación de compresión</b>	9.5:1
<b>Volumen de la cámara de combustión con empaquetadura</b>	39 cc
<b>Potencia</b>	48 Hp @ 5100 rpm
<b>Torque</b>	57 lbs-ft @ 3200 rpm
<b>Carburador</b>	AISAN descendente, doble cuerpo
<b>Alimentación de combustible</b>	Bomba mecánica
<b>Capacidad de combustible</b>	8.3 galones
<b>Tipo de combustible</b>	Gasolina extra 82 Octanos
<b>Sistema de escape</b>	Simple
<b>Sistema de encendido</b>	Electrónico
<b>Bujías</b>	NGK BPR6ES
<b>Orden de encendido</b>	1-3-2
<b>Sistema de refrigeración</b>	Circulación forzada de agua por bomba
<b>Capacidad refrigerante</b>	4.1 litros
<b>Sistema de lubricación</b>	Bomba de rotor
<b>Capacidad de lubricante</b>	3.5 litros
<b>Lubricante</b>	10W40
<b>Presión de aceite</b>	42-54 psi @ 3000 rpm
<b>Alternador</b>	55 amp
<b>Batería</b>	400 cca
<b>Rango de revoluciones</b>	800 – 5700 rpm

Fuente: (HAYNES, 2002)

Una vez conocidos estos valores se procede a calcular los distintos factores y elementos del motor a mejorar, con la ayuda del Software de cálculo a continuación se presenta los cambios que el software entrega.

## 4.2. Modificación del motor de acuerdo a los datos entregados por el software

Como primer paso para la repotenciación del motor se procede al aumento de la cilindrada del motor.

### 4.2.1. Aumento de la cilindrada

Como se especificó en la tabla 4.1 el diámetro del cilindro del motor G10 es de 74 mm, sabiendo que la cilindrada es directamente proporcional al diámetro y la carrera, se aumenta el diámetro a 79 mm, para tener estos 5 mm más de diámetro, se tendrá que desbastar las camisas originales y poner unas más delgadas de tipo slip para poder tener los 79 mm de diámetro.

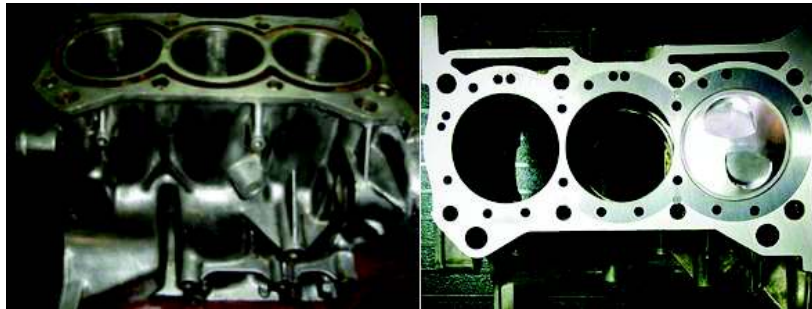


Figura 4.1. Cambio de camisas motor G10.  
Fuente: (Autores, 2017)

Incrementando la cilindrada unitaria de 331 cc a 377 cc y la cilindrada total de 993 cc a 1132 cc, como podemos ver en la figura siguiente estos datos nos calcula fácilmente el software, e incluso nos permite ver claramente como la relación de compresión pasa de 9.5 a 10.67 solo con el aumento de la cilindrada.

## CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS



Figura 4.2. Cálculo características geométricas modificadas.  
Fuente: (Racing, 2017)

Además el software también permite cambiar la carrera si fuera el caso y se hiciera alguna modificación, pero este punto no se ha modificado en este motor por tanto la carrera se mantiene en 77 mm. El software también permite saber qué tipo de motor tenemos alargado, cuadrado o súper cuadrado, el motor G10 con los datos estándar tiene una relación S/D 77/74 que da una relación de 1,04 que indica que es un motor alargado según la tabla 2.3 como se observa a continuación.

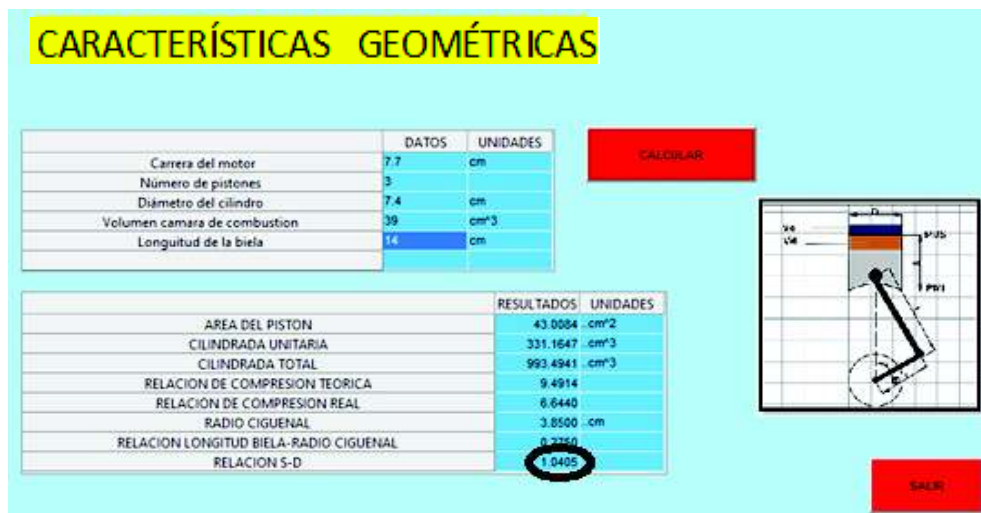


Figura 4.3. Cálculo relación S/D motor estándar.  
Fuente: (Racing, 2017)

Al cambiar el diámetro a 79 mm se tiene una relación S/D 77/79 que da 0,97 dando como resultado que se tiene un motor súper cuadrado que es muy beneficioso cuando de trucaje de motores se trata.



Figura 4.4. Cálculo relación S/D motor modificado.  
Fuente: (Racing, 2017)

#### 4.2.2. Cigüeñal

Es muy poco probable modificar la estructura de un cigüeñal que viene diseñado para un motor por parte del fabricante; pero si resulta conveniente realizar ciertos cálculos para tener en cuenta las consecuencias de las modificaciones del motor sobre este elemento.

Mediante el uso del programa se puede calcular las fuerzas que soportara el cigüeñal con el motor estándar y las fuerzas con el motor modificado.

Las fuerzas que se van a calcular son la carga máxima expansiva sobre el pistón que pasa de 34.5 kN a 48 kN figura 4.5, fuerza de inercia del cigüeñal de 16 kN pasa a 14,5 kN Figura 4.6 que es lógico que debe de disminuir si se está realizando la disminución de masas en el motor.

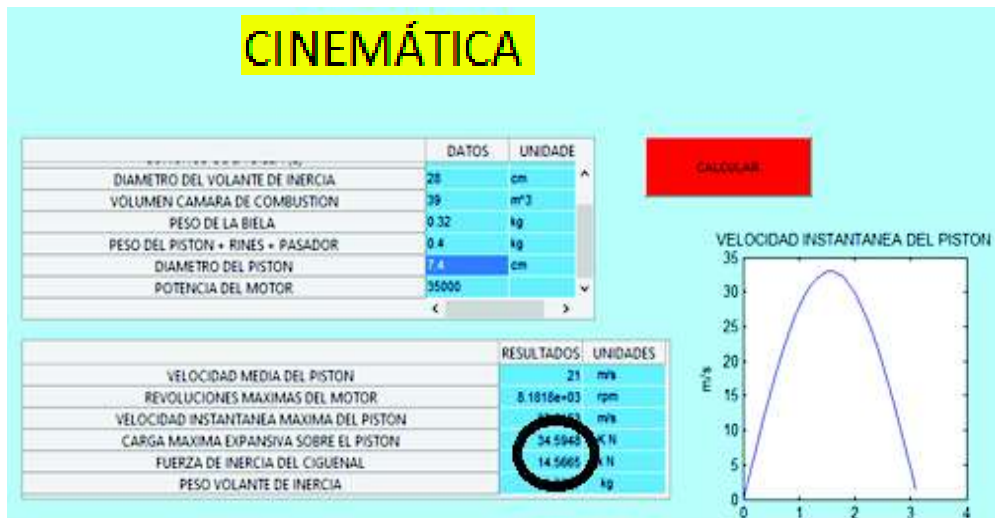


Figura 4.5. Cálculo fuerzas motor estándar.  
Fuente: (Racing, 2017)

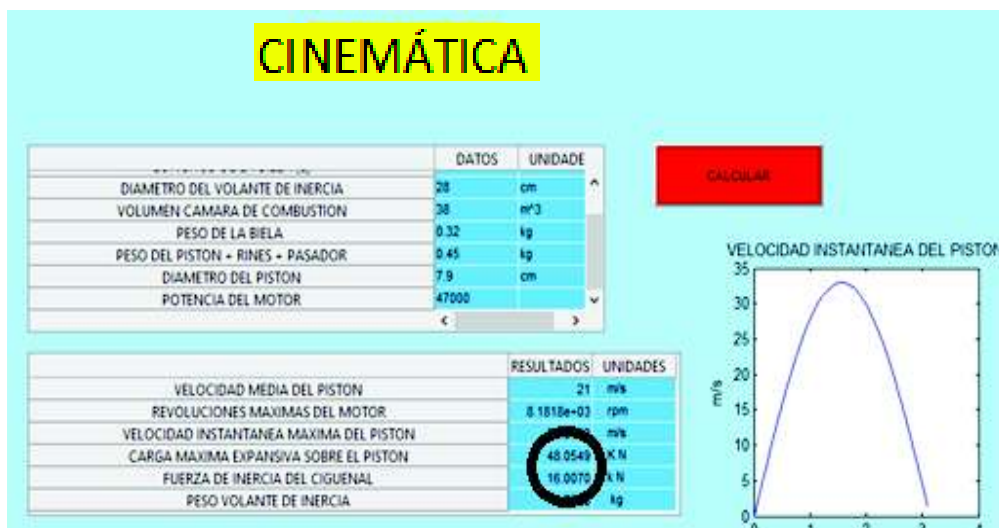


Figura 4.6. Cálculo fuerzas motor modificado.  
Fuente: (Racing, 2017)

### 4.2.3. Volante de inercia

El volante de inercia es un elemento muy importante ya que está encargado de almacenar la energía producida en el motor para devolverla en los tiempos muertos en los motores de tres cilindros aumenta la importancia del volante de inercia, en el desarrollo del capítulo dos se determinó la ecuación 2.35 que permite realizar el cálculo para determinar el peso ideal de un volante de inercia de motor de un vehículo comercial repotenciado para competencia, esta ecuación ha sido programada en el software por lo que se puede encontrar fácilmente el nuevo peso que deberá tener el volante de inercia para satisfacer



las nuevas necesidades del motor trucado, hemos pasado de 10,44 kg de peso inicial a 6,11 kg como se puede ver en las figuras 4.7 y 4.8.

**CINEMÁTICA**

	DATOS	UNIDAD
LONGITUD DE LA BIELA (L)	14	cm
DIAMETRO DEL VOLANTE DE INERCIA	28	cm
VOLUMEN CAMARA DE COMBUSTION	39	m <sup>3</sup>
PESO DE LA BIELA	0.32	kg
PESO DEL PISTON + RINES + PASADOR	0.4	kg
DIAMETRO DEL PISTON	7.4	cm
POTENCIA MAXIMA DEL MOTOR	35	KW
RPM	5000	

	RESULTADOS	UNIDADES
VELOCIDAD MEDIA DEL PISTON	12.8333	m/s
REVOLUCIONES MAXIMAS DEL MOTOR	8.1818e+03	rpm
VELOCIDAD INSTANTANEA MAXIMA DEL PISTON	32.8153	m/s
CARGA MAXIMA EXPANSIVA SOBRE EL PISTON	35.7405	K N
FUERZA DE INERCIA DEL CIGUENAL	11.8885	k N
PESO VOLANTE DE INERCIA	10.4445	kg

Figura 4.7. Cálculo peso volante de inercia motor estándar.  
Fuente: (Racing, 2017)

**CINEMÁTICA**

	DATOS	UNIDAD
LONGITUD DE LA BIELA (L)	14	cm
DIAMETRO DEL VOLANTE DE INERCIA	28	cm
VOLUMEN CAMARA DE COMBUSTION	38	m <sup>3</sup>
PESO DE LA BIELA	0.32	kg
PESO DEL PISTON + RINES + PASADOR	0.4	kg
DIAMETRO DEL PISTON	7.9	cm
POTENCIA MAXIMA DEL MOTOR	45	KW
RPM	5500	

	RESULTADOS	UNIDADES
VELOCIDAD MEDIA DEL PISTON	16.6833	m/s
REVOLUCIONES MAXIMAS DEL MOTOR	8.1818e+03	rpm
VELOCIDAD INSTANTANEA MAXIMA DEL PISTON	32.8153	m/s
CARGA MAXIMA EXPANSIVA SOBRE EL PISTON	48.0549	K N
FUERZA DE INERCIA DEL CIGUENAL	11.8885	k N
PESO VOLANTE DE INERCIA	6.1115	kg

Figura 4.8. Cálculo peso volante de inercia motor modificado.  
Fuente: (Racing, 2017)

Para lograr la disminución del peso del volante de inercia se procedió al desbaste del mismo en la parte posterior robusta con la ayuda de un torno, se fue desbastando y pesando progresivamente hasta tener el peso calculado por el software quedando el volante de inercia como se ve a continuación.



Figura 4.9. Volante de inercia rebajado.  
Fuente: (Autores, 2017)

#### 4.2.4. Pistones

En un motor trucado es muy probable que los pistones presenten fallos en el proceso de modificación, por esta razón se recomienda el cambio de pistones, para este caso se utilizó pistones del corsa 1,6 que tienen un diámetro de 79 mm.



Figura 4.10. Pistones de Corsa 1.6cc diámetro 79mm.  
Fuente: (Autores, 2017)

Es de vital importancia calcular la velocidad media del pistón pues como se indicó en el capítulo dos tabla 2.4, la velocidad media del pistón nos dará una visión muy clara y precisa de lo que estamos haciendo en el motor al modificarlo y nos permitirá poner límites a la modificación, ya que si el valor de la velocidad media del pistón es mayor a 21m/s se sabe que se producirá el fracaso del motor.



En los gráficos a continuación podemos observar como el software calcula la velocidad media del pistón con el motor estándar que es de 12.83m/s.

**CINEMÁTICA**

	DATOS	UNIDADE
LONGITUD DE LA BIELA (L)	14	cm
DIAMETRO DEL VOLANTE DE INERCIA	28	cm
VOLUMEN CAMARA DE COMBUSTION	39	m <sup>3</sup>
PESO DE LA BIELA	0.32	kg
PESO DEL PISTON + RINES + PASADOR	0.4	kg
DIAMETRO DEL PISTON	7.4	cm
POTENCIA MAXIMA DEL MOTOR	35	KW
RPM	5000	

	RESULTADOS	UNIDADES
VELOCIDAD MEDIA DEL PISTON	12.8333	m/s
REVOLUCIONES MAXIMAS DEL MOTOR		rpm
VELOCIDAD INSTANTANEA MAXIMA DEL PISTON	32.8153	m/s
CARGA MAXIMA EXPANSIVA SOBRE EL PISTON	35.7405	K N
FUERZA DE INERCIA DEL CIGUENAL	14.5665	K N
PESO VOLANTE DE INERCIA	10.4440	kg

Figura 4.11. Cálculo Velocidad media del pistón motor estándar.  
Fuente: (Racing, 2017)

También se calcula la velocidad media del pistón con el motor modificado permitiendo este último valor entender que las modificaciones realizadas han sido eficaces, pero además este valor nos indica que el motor está trabajando dentro del límite de seguridad ya que tenemos una Cm de 17 m/s aproximadamente como se ve en la siguiente figura.

**CINEMÁTICA**

	DATOS	UNIDADE
LONGITUD DE LA BIELA (L)	14	cm
DIAMETRO DEL VOLANTE DE INERCIA	28	cm
VOLUMEN CAMARA DE COMBUSTION	38	m <sup>3</sup>
PESO DE LA BIELA	0.32	kg
PESO DEL PISTON + RINES + PASADOR	0.4	kg
DIAMETRO DEL PISTON	7.9	cm
POTENCIA MAXIMA DEL MOTOR	45	KW
RPM	6500	

	RESULTADOS	UNIDADES
VELOCIDAD MEDIA DEL PISTON	16.833	m/s
REVOLUCIONES MAXIMAS DEL MOTOR		rpm
VELOCIDAD INSTANTANEA MAXIMA DEL PISTON	32.8153	m/s
CARGA MAXIMA EXPANSIVA SOBRE EL PISTON	48.0549	K N
FUERZA DE INERCIA DEL CIGUENAL	14.5665	K N
PESO VOLANTE DE INERCIA	6.1119	kg

Figura 4.12. Cálculo Velocidad media del pistón motor modificado.  
Fuente: (Racing, 2017)

#### 4.2.5. Aumento de la relación de compresión Reducción de la cámara de combustión

La relación de compresión es uno de los principales parámetros para aumentar la presión media del pistón, esto se debe al incremento del aprovechamiento energético del combustible lo que da una mejora de la respuesta del rendimiento del motor.

Se desea obtener una relación de compresión de 11:1, con la ayuda del software se puede variar el valor del volumen de la cámara de combustión y determinar que se tiene que disminuir de 39 cc de cámara de combustión estándar a 38 cc, hay que considerar que la relación de compresión ya cambio al aumentar el diámetro del pistón, por esta razón no se necesita rebajar mucho el volumen de la cámara de combustión.

	DATOS	UNIDADES
Carrera del motor	7.7	cm
Número de pistones	3	
Diámetro del cilindro	4.4	cm
Volumen cámara de combustion	39	cm <sup>3</sup>
Longitud de la biela		cm

	RESULTADOS	UNIDADES
ÁREA DEL PISTON	43.0684	cm <sup>2</sup>
CILINDRADA UNITARIA	331.1647	cm <sup>3</sup>
CILINDRADA TOTAL	993.4941	cm <sup>3</sup>
RELACION DE COMPRESION TEORICA	9.4914	
RELACION DE COMPRESION REAL	6.1	
RADIO CIGUENAL	3.8500	cm
RELACION LONGITUD BIELA-RADIO CIGUENAL	0.2750	
RELACION S-D	1.0405	

Figura 4.13. Cálculo relación de compresión motor estándar.  
Fuente: (Racing, 2017)

## CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS

	DATOS	UNIDADES
Carrera del motor	77	cm
Número de pistones	3	
Diámetro del cilindro	38	cm
Volumen cámara de combustion		cm <sup>3</sup>
Longitud de la biela		cm

	RESULTADOS	UNIDADES
AREA DEL PISTON	49.0187	cm <sup>2</sup>
CILINDRADA UNITARIA	377.4286	cm <sup>3</sup>
CILINDRADA TOTAL	1.132286	cm <sup>3</sup>
RELACION DE COMPRESION TEORICA	10.9323	
RELACION DE COMPRESION REAL		
RADIO CIGUENAL	3.8500	cm
RELACION LONGITUD BIELA-RADIO CIGUENAL	0.2750	
RELACION S-D	0.9747	

Figura 4.14. Cálculo relación de compresión motor modificado.  
Fuente: (Racing, 2017)

Para lograr esta relación de compresión propuesta, se debe rectificar el cabezote y medir con la ayuda de una probeta el volumen de la cámara luego de rectificarlo.



Figura 4.15. Cabezote estándar y modificado.  
Fuente: (Autores, 2017)

Se debe indicar que no se puede calcular de manera matemática, cuanto exactamente se debe rectificar el cabezote ya que la fórmula matemática variará considerablemente dependiendo del tipo de cámara de combustión que tenga el motor, por lo que se tendrá que ir rectificando 0,2 mm que es lo mínimo que se puede rebajar y luego medir con la probeta hasta lograr disminuir 1cc, para este caso fueron necesarias 2 rectificadas, se disminuyó 0,4 mm para lograr el objetivo.

El valor de la cámara de combustión está calculado con un empaque original de 1,1 mm si se varía el ancho del empaque se deberá tomar en cuenta, porque se variará el volumen.

#### 4.2.6. Árbol de levas

En motores de carrera el eje de levas es pieza central de una buena preparación. El perfil de la leva definirá la alzada, y consecuentemente las velocidades y aceleraciones de la válvula, el software está programado con el método que va en función de la velocidad instantánea del pistón calculando, velocidad instantánea del pistón en m/s, punto de trazado de la leva, ángulo entre levas, duración de la carrera de admisión y escape.



Figura 4.16. Cálculo del ángulo entre levas, tiempos de admisión y escape.  
Fuente: (Racing, 2017)

Los valores antes calculados permitirán proseguir para realizar el cálculo de válvulas y resortes a continuación.

#### 4.2.7. Válvulas

Las válvulas son un conjunto que inciden directamente sobre la eficiencia volumétrica del motor muchas de las ocasiones se ha pensado por parte de los preparadores de motores que al incrementar el diámetro de las válvulas se consigue más rendimiento del motor, pero no siempre es así puesto que la velocidad del aire en el paso por conductos y válvulas suele estar en un estrecho rango para dar el máximo rendimiento del motor, y si se sobredimensiona estos diámetros, lo que ocurre es que baja la velocidad del aire y el par máximo y la máxima potencia se conseguiría a unas revoluciones más altas del

máximo permitido por nuestro motor, razón que hace imprescindible determinar correctamente el diámetro de las válvulas de admisión y escape, con la velocidad media del pistón se puede calcular el diámetro de la válvula de admisión, considerando que el aire para garantizar el llenado del cilindro tiene que entrar a una velocidad promedio de 70 a 80 m/s, para el cálculo del diámetro de la válvula de escape tenemos que esta debe cumplir con la siguiente relación, para garantizar la evacuación de los gases de la combustión a una velocidad de 110 a 120 m/s (Payri, 2011).

El software también determina la velocidad media de las válvulas para evitar roturas durante su funcionamiento, para ello se tiene que esta velocidad no debería sobrepasar de los 3.5 m/s para evitar roturas, en este caso podemos ver en la figura 4.17 Que la velocidad de las válvulas es de 3,27 m/s en admisión como en escape esto debido a la simetría en los ángulos del eje de levas.

	DATOS	UNIDADES
ANGULO DE LA VALVULA	45	°
CARRERA DEL MOTOR	7.7	cm
LONGITUD DE LA BIELA	14	cm
ALZADA MAXIMA DE ARBOL DE LEVAS	1	cm
DIAMETRO DEL VASTAGO DE LA VALVULA	0.5	cm
AVANCE DE APERTURA DE ADMISION	40	°
RETEASO DE CIERRE DE ADMISION	30	°
AVANCE DE APERTURA DE ESCAPE	30	°
RETRASO DE APERTURA DE ESCAPE	40	°
PESO DE LOS ELEMENTOS DE ACCIONAMIENTO DE LAS VALVULAS	0.2	kg
RADIO DEL MUELLE DE VALVULAS	1.5	cm
DIAMETRO DE PISTON	7.9	cm

	RESULTADO	UNIDADES
VELOCIDAD MEDIA DE LAS VALVULAS ADMISION	3.2727	m/s
VELOCIDAD MEDIA DE LAS VALVULAS ESCAPE	3.2727	m/s
ACELERACION DE LAS VALVULAS DE ADMISION	2.1421e+03	m/s <sup>2</sup>
ACELERACION DE LAS VALVULAS DE ESCAPE	2.1421e+03	m/s <sup>2</sup>
ANGULOS DE CIERRE DE ADMISION	75	°
ANGULOS DE CIERRE DE ESCAPE	75	°
ANGULO ENTRE LEVAS	110	°
TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA DE ADMISION	0.0031	s
TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA DE ESCAPE	0.0031	s
DURACION ADMISION	0.0061	s
DURACION ESCAPE	0.0061	s
DIAMETRO VALVULA DE ADMISION	4.1352	cm
DIAMETRO VALVULA DE ESCAPE	3.5149	cm

Figura 4.17. Cálculo velocidad media y diámetro de las válvulas.  
Fuente: (Racing, 2017)

Con la ayuda del software, se pudo determinar que los nuevos diámetros de las válvulas que necesitamos son de 41 mm para la admisión y 35 mm para el escape, en nuestro caso los nuevos diámetros calculados son 4 mm más grandes, las válvulas que más se asemejan a estas medidas son las del Daewoo Lanos y para acoplarlas se modificó los asientos de válvulas y las guías de válvulas.





Figura 4.18. Cambio asientos y guías de válvulas.  
Fuente: (Autores, 2017)

Un problema que se debe tomar en cuenta al aumentar el tamaño de las válvulas es que estas pesarán más y tendrán más inercia, lo que llevará a revisar los muelles.

#### 4.2.8. Resortes de válvulas

Es de vital importancia el cálculo exacto de la tensión en los muelles de válvulas pues la energía acumulada en estos, proviene del combustible que estamos quemando; razón por la cual el desempeño de un motor de competencia está íntimamente relacionado con la resistencia de los muelles.

El software calculará primero la carga mínima y la máxima que soportarán los resortes de las válvulas y en función de esto nos dará el diámetro del alambre para el muelle como podemos ver a continuación el diámetro es de aproximadamente 4 mm.

VÁLVULAS		DATOS	UNIDADES
ANGULO DE LA VALVULA	45	°	
CARRERA DEL MOTOR	7.7	cm	
LONGITUD DE LA BIELA	14	cm	
ALZADA MAXIMA DE ARBOL DE LEVAS	1	cm	
DIAMETRO DEL VASTAGO DE LA VALVULA	9.5	cm	
AVANCE DE APERTURA DE ADMISION	40	°	
RETRASO DE CIERRE DE ADMISION	90	°	
AVANCE DE APERTURA DE ESCAPE	90	°	
RETRASO DE APERTURA DE ESCAPE	40	°	
PESO DE LOS ELEMENTOS DE ACCIONAMIENTO DE LAS VALVULAS	0.2	kg	
RADIO DEL MUELLE DE VALVULAS	1.3	cm	
DIAMETRO DE PISTON	7.9	cm	

	RESULTADOS	UNIDADES
ANGULOS DE CIERRE DE ADMISION	75	°
ANGULOS DE CIERRE DE ESCAPE	75	°
ANGULO ENTRE LEVAS	110	°
TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA DE ADMISION	0.0031	s
TIEMPO DE CIERRE DE LA VALVULA DE ESCAPE	0.0031	s
DURACION ADMISION	0.0061	s
DURACION ESCAPE	0.0061	s
DIAMETRO VALVULA DE ADMISION	4.1352	cm
DIAMETRO VALVULA DE ESCAPE	3.5149	cm
CARGA MINIMA DEL RESORTE VALVULAS ADMISION	30.2182	kg
CARGA MAXIMA RESORTE VALVULAS		
DIAMETRO DE ALAMBRE DEL MUELLE DE VALVULA	0.3905	cm

Figura 4.19. Cálculo del diámetro del alambre para los muelles de válvulas.  
Fuente: (Racing, 2017)

Los resortes se mandan a fabricar específicamente con el diámetro de alambre más próximo existente en el mercado, tomando en cuenta que si el diámetro calculado es de 3,9 mm y en el mercado hay el de 3,5 mm y el de 4 mm por seguridad siempre escogeremos el superior para evitar fracasos por rotura o fatiga del muelle de válvula.

#### **4.2.9. Conductos de admisión y escape**

La optimización del múltiple de admisión tiene como objetivo lograr un aumento del rendimiento volumétrico, a través de las dimensiones de los tubos que lo componen y su geometría, es importante tener en consideración que con un diámetro pequeño del tubo de admisión se tendrá una velocidad de flujo relativamente alta de manera que es capaz de mantener a través de él la carga de mezcla de aire y combustible en su estado atomizado a una baja velocidad de motor. En contraste, un tubo de admisión largo no es capaz de mantener las partículas líquidas en suspensión cuando la carga fluye a través del mismo a una baja velocidad del motor. Así, la velocidad de carga en conjunto con la resistencia al flujo se vuelve excesiva hacia la máxima velocidad del motor, por lo que da lugar a una rápida disminución de la eficiencia volumétrica del cilindro, por lo cual es imprescindible realizar un cálculo muy exacto del sistema de admisión, ya que un sistema de admisión mal calculado nos disminuirá significativamente la eficiencia volumétrica que tanto se quiere aumentar cuando se trata de trucar un motor.

Para el cálculo de la longitud y sección del múltiple de admisión nos valemos del Software que nos da los siguientes valores, diámetro del conducto de admisión 3.79 cm y una longitud del múltiple de admisión de 13.33 cm, estos valores calculados los puede ver en la figura 4.20



Figura 4.20. Cálculo conductos de admisión.  
Fuente: (Racing, 2017)

En lo que se refiere al múltiple de escape no se le puede restar importancia puesto que si el múltiple de escape tiene tubos cortos antes de que se unan entre sí, habrá un tiempo insuficiente para que la onda de compresión deje detrás de ella un depresión capaz de extraer el gas estancado de manera que impide a la mezcla fresca que llega del conducto de admisión pueda ingresar a la cámara de combustión en la primera parte del ciclo de admisión y se disminuirá el llenado de la cámara produciendo así más pérdidas por baja eficiencia volumétrica, y lo contrario ocurre si el tubo de escape es muy largo la resistencia al flujo se vuelve excesiva creando así una propia onda de presión de retorno, lo cual también disminuirá el proceso de extracción y llenado del cilindro.

El software desarrollado permite calcular todo el sistema de escape obteniendo los siguientes valores:

Longitud conductos de escape 73.5 cm.

Diámetro de los conductos individuales de escape 3,38 cm.

Longitud de la cámara de expansión 33,73 cm.

Volumen de la cámara de expansión 2649 cm<sup>3</sup>.

Diámetro de salida cámara de expansión 3,56cm.



Diámetro del tubo de escape al exterior 4.14 cm.



Figura 4.21. Cálculo conductos de escape.  
Fuente: (Racing, 2017)

Esos valores están calculados para los datos del motor modificado en la figura siguiente podemos ver como se presentan los valores y a que sección del escape corresponden.

#### 4.2.10. Determinación del tamaño del inyector

El sistema original de alimentación de combustible del motor G10 es un carburador AISAN descendente, doble cuerpo, que no podrá abastecer la alimentación de combustible a nuestro motor trucado, en la preparación de motores para competición se debe garantizar el suministro de combustible adecuado para cada rango de rpm del motor; existen varias formas de suministrar el combustible en los motores de combustión interna, Para este caso se ha implementado un sistema de inyección electrónica MPFI controlado por una computadora programable HALTECH, que permitirá abastecer del combustible necesario para el motor trucado a sabiendas que las revoluciones máximas han pasado de 5500 rpm a 8150 rpm aproximadamente, por lo tanto se vuelve imprescindible hacer el cálculo del sistema de inyección es decir del tamaño del inyector, flujo efectivo del inyector, masa de combustible por cilindro y tiempo de inyección.

Con el software de automatización se determina los valores del sistema de inyección en función de los requerimientos del motor modificado que deben ser ingresados como datos, estos valores ya son conocidos o ya fueron calculados anteriormente por el

software, se determina como varía el rango de datos para el inyector en función de las revoluciones del motor, dándonos estos valores las características máximas y mínimas que debe cumplir el inyector a instalarse en ese motor.

Tabla 4.2. Características máximas y mínimas del inyector.

	Valor mínimo del inyector (800 rpm)	Valor máximo del inyector (6500 rpm)
Tamaño del inyector	10,05 Lb/h	12,93 Lb/h
Flujo efectivo del inyector	13.58lb/h	24.25lb/h
Masa de combustible por cilindro	3,55e-5 Lb	3,8e-5 Lb
Tiempo de inyección.	1,7 ms	2,3 ms

Fuente: (Racing, 2017)

**ALIMENTACIÓN DE COMBUSTIBLE**

	DATOS	UNIDADES
POTENCIA EFECTIVA DEL MOTOR	35000	watts
NUMERO DE INYECTORES	3	
FLUJO NOMINAL INYECTOR	30	lb/h
PRESION NOMINAL DEL INYECTOR	42.5	lb
PRESION REAL DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLE	45	lb
Rpm	800	rpm
AFR	13.5	
DENSIDAD DEL AIRE	1.28	kg/m <sup>3</sup>
CARRERA DEL MOTOR	7.7	in
NUMERO DE PISTONES	3	
DIAMETRO DEL CILINDRO	7.5	in

**CALCULAR**



	RESULTADO	UNIDAD
TAMANO DEL INYECTOR	10.0575	lb/h
FLUJO EFECTIVO DEL INYECTOR	30.8097	lb/h
MASA DE COMBUSTIBLE POR CILINDRO	3.5554e-05	lb
ANCHO DE PULSO PARA ESE REGIMEN DE RPM	0.0017	s

Figura 4.22. Valores mínimos del inyector.

Fuente: (Racing, 2017)



Figura 4.23. Valores máximos del inyector.

Fuente: (Racing, 2017)

El inyector que cumple estas condiciones es el inyector del Chevrolet optra 1,8 este inyector se adaptará al múltiple de admisión antes calculado y diseñado.



Figura 4.24. Inyector Chevrolet Optra.

Fuente: (Autores, 2017)

## **5. COMPARACIÓN DE DATOS Y CONCLUSIONES**

Finalmente para terminar este proyecto de investigación se procede a realizar las comprobaciones prácticas con el fin de validar la automatización del proceso de repotenciación; llevado a cabo en un motor G10 de tres cilindros; además de hacer una comparación con trabajos de titulación de otros estudiantes.

### **5.1. Prueba de potencia del motor G10 en el banco dinamométrico**

Las pruebas de potencia del vehículo fueron realizadas con el motor en condiciones estándar y luego con el motor repotenciado; con el fin de determinar un valor del incremento de la potencia del automotor. Para la realización de estas pruebas se contó con la ayuda técnica y especializada de la facultad de ingeniería automotriz de la Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca; la misma que facilitó sus instalaciones y equipos de medición con es el banco dinamométrico de marca Maha modelo LPS 3000

### **5.2. Descripción y características del banco dinamométrico**

Banco de potencia MAHA LPS 3000 es un banco de potencia con la unidad de medida controlada por un microprocesador, para la presentación gráfica y digital de los valores de medición y con diferentes programas para el ajuste óptimo a las tareas de control en el taller.

El banco dinamométrico Maha LPS 3000 posee certificados TUV y CE; puede ser utilizado para la medición de potencia de diferentes tipos de camiones y automóviles. Independientemente de la configuración, pueden medirse potencias en las ruedas de hasta 660 KW con una velocidad máxima de 300 km/h. La simulación de carga del banco se realiza mediante un freno de corrientes parásitas. El LPS 3000 hace posible la medición de potencia en vehículos con motores Otto o Diésel. Con el juego de rodillos adecuado, y junto con la electrónica reguladora correspondiente, también es posible el ensayo de vehículos 4x4.

El banco de potencia LPS 3000 permite efectuar una simulación exacta de unas condiciones de marcha definidas en el banco de pruebas. Además pueden llevarse a cabo mediciones del consumo de carburante y el análisis de los gases de escape, así como

inspecciones en serie de vehículos. Para llevar a cabo las diferentes tareas de medición; pueden seleccionarse los modos de servicio siguientes:

- **SIMULACIÓN DE CARGA:** El menú de simulación de carga permite al usuario preseleccionar diferentes condiciones de carga las cuales facilitan, p. ej., un diagnóstico concreto del motor o permiten determinar la potencia ascensional de un vehículo. Según la necesidad concreta pueden simularse diferentes condiciones de carga como por ejemplo una fuerza de tracción constante, una velocidad constante, un número de r.p.m. constante o una simulación de marcha.
- **MEDIR LA POTENCIA DEL MOTOR:** Mediante este punto del menú puede determinarse la potencia del motor de un vehículo (medición continua y discreta)
- **EXTRAPOLACIÓN:** La extrapolación de la potencia del motor se puede hacer según distintas normas, como DIN 70020, EWG 80/1269, ISO 1585, JIS D 1001, SAE J 1349. Según necesidad del operario.
- **MEDICIÓN DE LA ELASTICIDAD:** Mediante este punto del menú puede comprobarse la elasticidad del motor. Después de seleccionar el ensayo de elasticidad se entrarán, igual que en el caso de la simulación de marcha, el peso (masa) del vehículo y las resistencias al avance.
- **CONTROL DEL TACÓMETRO:** Mediante este punto del menú puede comprobarse el tacómetro del vehículo. A la vez puede comprobarse la velocidad.
- **ADAPTACIÓN DE CARGA:** Es otra opción a través de este punto del menú pueden calcularse diferentes coeficientes del banco de pruebas. La adaptación iterativa de los coeficientes puede efectuarse según ECE o SAE J2264.

### **5.3. Procedimiento de prueba**

Toda máquina de medición y evaluación viene basada en un procedimiento estandarizado para su uso y buena funcionalidad, con el fin de garantizar los resultados a obtenerse, por ello el fabricante del equipo en nuestro caso Maha entrega los distintos procedimientos para la medición de potencia de los automotores; los mismos que son necesarios seguirlos en todas sus líneas para obtener resultados confiables y precisos.

#### **Conectar el banco de potencia**

Conectar el banco de potencia mediante el interruptor principal en el pupitre de comunicaciones. Luego tras arrancar el PC se iniciará Windows posteriormente según el

tipo de configuración el programa se inicia seleccionándolo en el grupo de inicio, de forma automática, o bien haciendo doble clic en el icono correspondiente. Una vez iniciado el programa aparecerá la pantalla de inicio con el logotipo de MAHA y así queda automáticamente listo el banco para su uso.

### **Proceso de preparación del vehículo para la prueba de potencia**

Compruebe antes de acceder al banco que el perfil del neumático esté libre de partículas, como piedrecitas o caucho que se desprende de los neumáticos. Active el sistema de elevación pulsando la tecla de función F3 del teclado o la tecla del control remoto y súbalo con la tecla del cursor. El sistema de elevación sube y se bloquean los rodillos del banco de pruebas; finalmente conduzca el vehículo a comprobar sobre el sistema de elevación con el eje propulsado en dirección de marcha del banco de pruebas. Conduzca el vehículo lentamente y de forma recta en el banco de pruebas y se posiciona lo más centrado posible.

Luego se procede a activar el sistema de elevación mediante la tecla de función F3 del así el sistema de elevación baja y se liberan los rodillos del banco de pruebas. Una vez que se procedió a ingresar al automotor, fijar las correas de tensión al anillo de remolque o al eje trasero del vehículo; este anclaje debe estar apretado pero no debe arrastrar el vehículo hacia abajo.

Una vez anclado el vehículo se procede a conectar el sensor de revoluciones en el compartimiento del motor. De igual manera se debe conectar la sonda de temperatura del aceite para ello se retira la varilla del nivel de aceite del motor; y se adapta la longitud de la sonda de temperatura del aceite a la longitud de la varilla de nivel original mediante el desplazamiento del tapón cónico. Así ya tenemos listo el vehículo para realizar la prueba de potencia en el banco.

### **Proceso de medición**

El proceso de medición puede ser de tipo continua o discreta; la medición de tipo continua es utilizada para vehículos livianos y es la que se describe a continuación, ya que esta permite determinar la potencia máxima y se calcula la potencia del motor según DIN 70020, EWG 80/1269, ISO 1585, SAE J1349 o JIS D1001 ECE, DIN, EWG o ISO (opción), dependiendo de la opción seleccionada bajo 'Corrección de la potencia'. Las curvas para la potencia de la rueda, la potencia de arrastre y la potencia del motor se

indican de forma gráfica. Si se han considerado o medido la presión del aire y la temperatura, la potencia del motor se representa como potencia normalizada.

El proceso de preparación del vehículo para la prueba comienza con la selección de menú medición de potencia y, a continuación, el punto de menú medición continua.

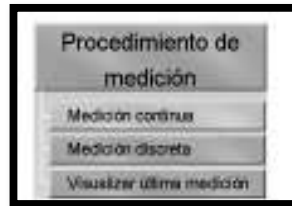


Figura 5.1 Procedimiento de medición  
Fuente: (Bustos González, 2016)

Luego se selecciona los datos del vehículo o, en caso de estar disponibles, cárguelos de la base de datos con la tecla F6 BASE DE DATOS.



Figura 5.2. Datos del vehículo.  
Fuente: (Bustos González, 2016)

Seleccione el botón F8 CONTINUAR.

Para la selección la fuente del número de rpm fije el sensor de revoluciones y los botones de selección correspondientes.

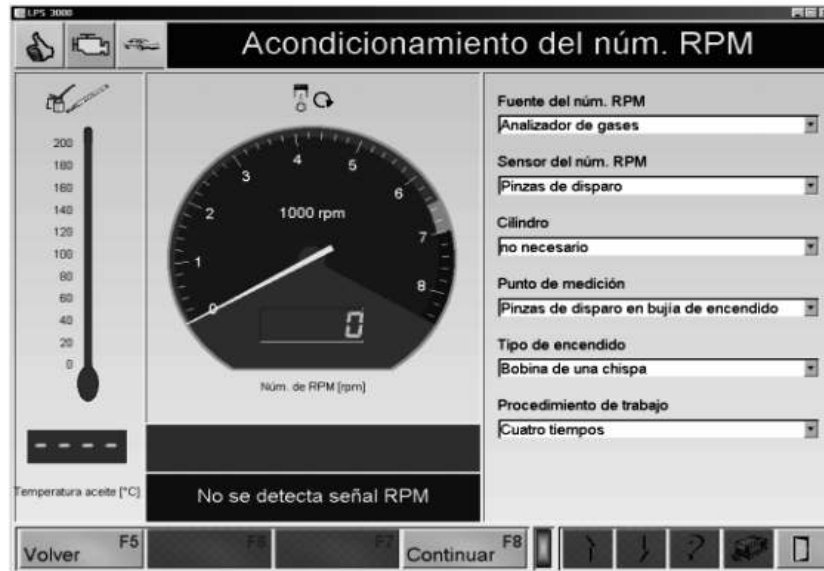


Figura 5.3. Sincronización rpm.  
Fuente: (Bustos González, 2016)

Seleccione el botón F8 CONTINUAR.

Posteriormente acelere el vehículo de forma moderada y continúe hasta llegar a la penúltima marcha. Ahora, se presiona el pedal del acelerador a fondo. Una consideración a tener en cuenta es que mientras se realice la fase de aceleración moderada, la velocidad de 50 km/h no debe excederse, porque empezaría ya la medición antes de haber alcanzado la marcha de ensayo.

Poco después de alcanzar el número de r.p.m. nominal del motor, reduzca un poco la velocidad y desembrague.

Tras realizar la medición se indican la potencia del motor, la potencia de la rueda, la potencia de arrastre y el par motor



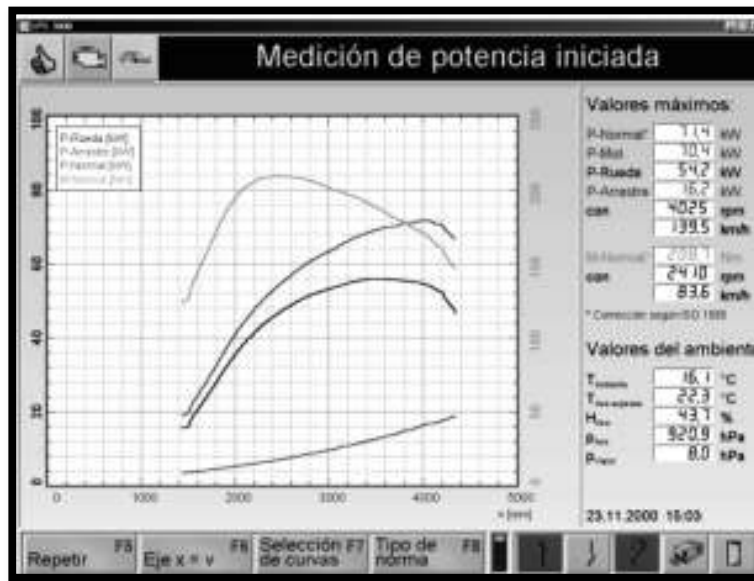


Figura 5.4. Ejemplo de valores Medición de potencia indicada.  
Fuente: (Bustos González, 2016)

### Variables medidas por el banco dinamométrico LPS 300

La potencia real del motor, medida por este banco nos indica como “P-Mot” están corregidas por la norma DIN 70020. La corrección de la potencia a partir de los datos atmosféricos bajo los cuales se realizó la medición no es otra cosa que la normalización de la potencia.

Por normalización se debe entender el ajustarnos a una norma previamente establecida; la corrección no hace otra cosa que indicarnos cuál sería la potencia de ese motor en aquellas condiciones normalizadas. Como es conocido la influencia de las condiciones atmosféricas en la medición de potencia se debe mayoritariamente en el aire que el motor utiliza en el proceso de admisión; es decir la cantidad de oxígeno que ingresa en el motor.

De aquello para obtener datos comparables de la potencia con independencia de las condiciones atmosféricas, es importante trabajar con la corrección establecida por la norma DIN 70020 y así evitar confusiones con los resultados entregados; Maha establece la siguiente fórmula para encontrar este factor de corrección.

$$Ka = \frac{1013}{p \text{ (mbar)}} * \frac{T(^{\circ}K)^{0.5}}{293}$$

Fórmula 5.1. Corrección banco dinamométrico.  
Fuente: (Bustos González, 2016)

P = presión atmosférica del lugar del ensayo en mili bares.

T= temperatura atmosférica del lugar del ensayo en kelvin.

## 5.4. Resultados y comparación de las pruebas

Las pruebas realizadas tanto en el motor estándar como en el motor modificado fueron realizadas en el banco dinamométrico con las condiciones antes descritas, y es así que se obtienen los resultados descritos en las tablas presentadas a continuación.

### 5.4.1. Resultados en el banco dinamométrico con el motor estándar.

Para realizar la prueba se partió de un vehículo con las características presentadas en la tabla a continuación.

Tabla 5.1. Especificaciones técnicas del motor G10 estándar.

<b>tipo</b>	SOHC 3 cilindros en línea/ cuatro tiempos/
<b>material</b>	Aluminio bloque/cabezote/admisión
<b>cilindrada</b>	993 cc
<b>diámetro x carrera</b>	74 x 77 (mm)
<b>relación de compresión</b>	9.5:1
<b>volumen de la cámara de combustión con empaquetadura</b>	39 cc
<b>carburador</b>	AISAN descendente, doble cuerpo
<b>alimentación de combustible</b>	Bomba mecánica
<b>tipo de combustible</b>	Gasolina extra 82 Octanos
<b>sistema de escape</b>	Original
<b>sistema de encendido</b>	Electrónico
<b>bujías</b>	NGK BPR5E

Fuente: (specs)

Los resultados obtenidos para el motor estándar en el banco dinamométrico se reflejan en la figura 5.6, la potencia se situó en un valor de 25 kW a un máximo de 4090 rpm y el par motor alcanzo valores de 62.8 Nm a 2345 rpm; así mismo se pudo observar que la potencia en la rueda fue de 7.8 kW y la potencia de arrastre se ubicó en 17.3kW las curvas proyectadas por el banco se expone a continuación.

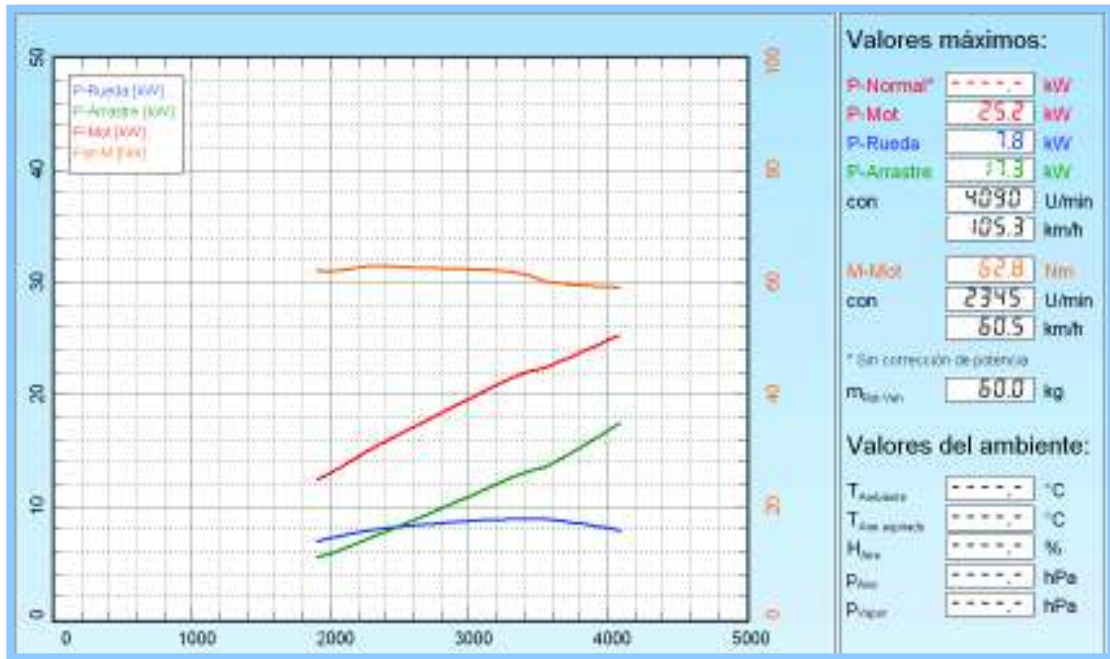


Figura 5.5. Valores medición motor estándar.  
Fuente: (Autores, 2017)

Como se explicó anteriormente estos valores pueden ser normalizados para efectos de normalización aplicando el factor de corrección calculado que para nuestro caso vendría a dar 1.34 obtenido de la fórmula de corrección para una presión de 759.1 mbar y una temperatura de 299.85 °k. Es decir la potencia normalizada del motor estándar sería de 33.7 kw lo que corresponde a 45.1 hp de potencia; valor muy cercano a la potencia normalizada del manual entregado por el fabricante en nuestro caso Suzuki corporación, que es de 42,6 hp; estos valores nos dan certeza de la validez de los datos.

#### 5.4.2. Resultados en el banco dinamométrico con el motor modificado

Para realizar la prueba en el vehículo con todas las modificaciones realizadas en el capítulo 4, se establece una tabla de los datos más relevantes para comparar con los datos del motor estándar y con el motor modificado.

Tabla 5.2. Especificaciones técnicas del motor estándar y modificado.

Especificaciones	Motor Estándar	Motor Modificado
Tipo	SOHC 3 cilindros en línea/ cuatro tiempos/	SOHC 3 cilindros en línea/ cuatro tiempos/
Material	Aluminio bloque/cabezote/admisión	Aluminio bloque/cabezote/admisión
Cilindrada	993 cc	1132 cc
Diámetro x Carrera	74 x 77 (mm)	79 x 77 (mm)
Relación de compresión	9.5:1	10.93:1
Volumen de la cámara de combustión con empaquetadura	39 cc	38 cc
Inyección	AISAN descendente, doble cuerpo	Secuencial
Alimentación de combustible	Bomba mecánica	Bomba eléctrica de 40lb
Tipo de combustible	Gasolina extra 92 Octanos	Gasolina extra 92 Octanos
Sistema de escape	Original	Modificado
Sistema de encendido	Electrónico	Electrónico
Bujías	NGK BPR5E	NGK BPR5E

Fuente: (Autores, 2017; specs)

Como se puede observar los datos del motor modificado varían en varios aspectos con relación al motor estándar razón por la cual se espera un aumento significativo en los resultados del banco dinamométrico.

Los resultados obtenidos en el banco nos dieron que la potencia del motor alcanzo un valor máximo de 34.5 kw a las 5145 rpm, de igual manera al mismo régimen de giro se obtuvo una potencia en la rueda de 24.2 kw y una potencia de arrastre de 10.3kw, el par motor se ubicó en los 72.2 Nm a las 3900 rpm.

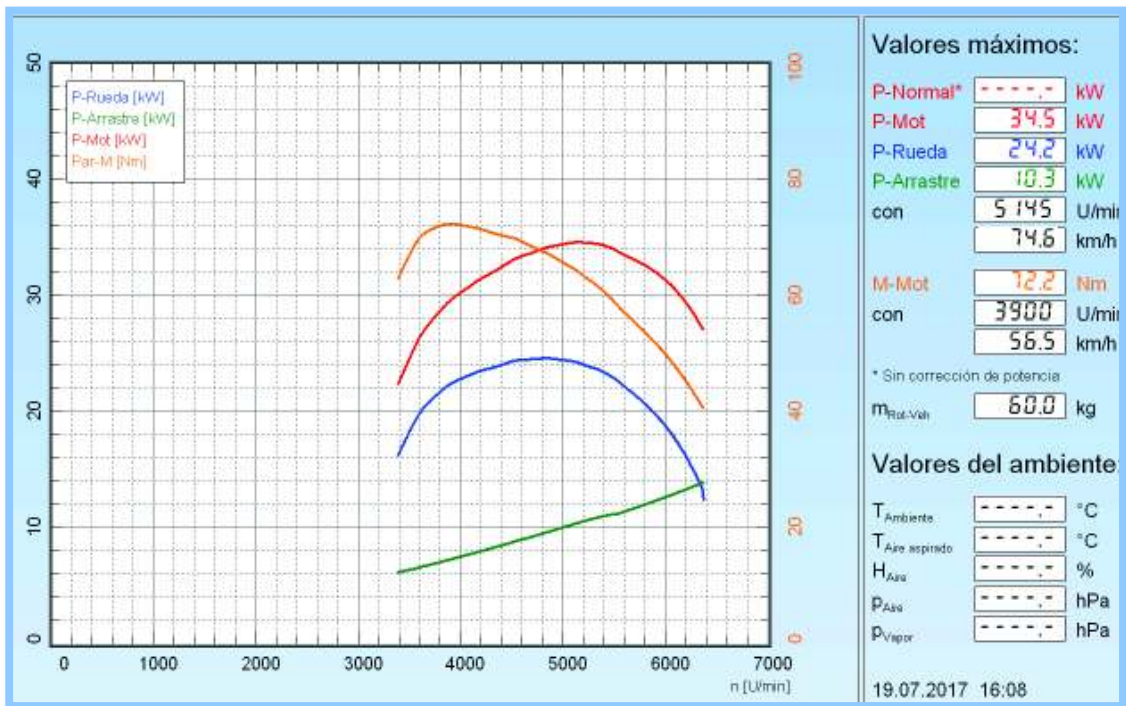


Figura 5.6. Valores medición motor Modificado.  
Fuente: (Autores, 2017)

### 5.4.3. Análisis de resultados

Para analizar cada uno de los resultados que nos dio el banco de pruebas se realizaron unas graficas en Excel, con el fin de poder observar individualmente cada valor y compararlo, a más se presenta una tabla con los porcentajes de incrementos en los valores de potencia máxima, par motor, rpm y así tener una mejor idea de lo que se ha logrado con el desarrollo de este proyecto.

Tabla 5.3. Porcentajes de incrementos del motor modificado.

Especificaciones	Motor estándar 993cc	Motor modificado 1132cc	Porcentaje de aumento
Potencia máxima del motor	25,2KW@4090RPM	34.5KW@5145RPM	36.9%
Par motor	62.8Nm@2345RPM	72.2Nm@3900RPM	15%
Incremento de RPM	4090	5145	25.8%

Fuente: (Racing, 2017)

Una vez realizada la tabla de porcentajes procedemos a analizar individualmente cada dato obtenido en el banco dinamométrico, primero se analiza las potencias máximas de los dos motores.

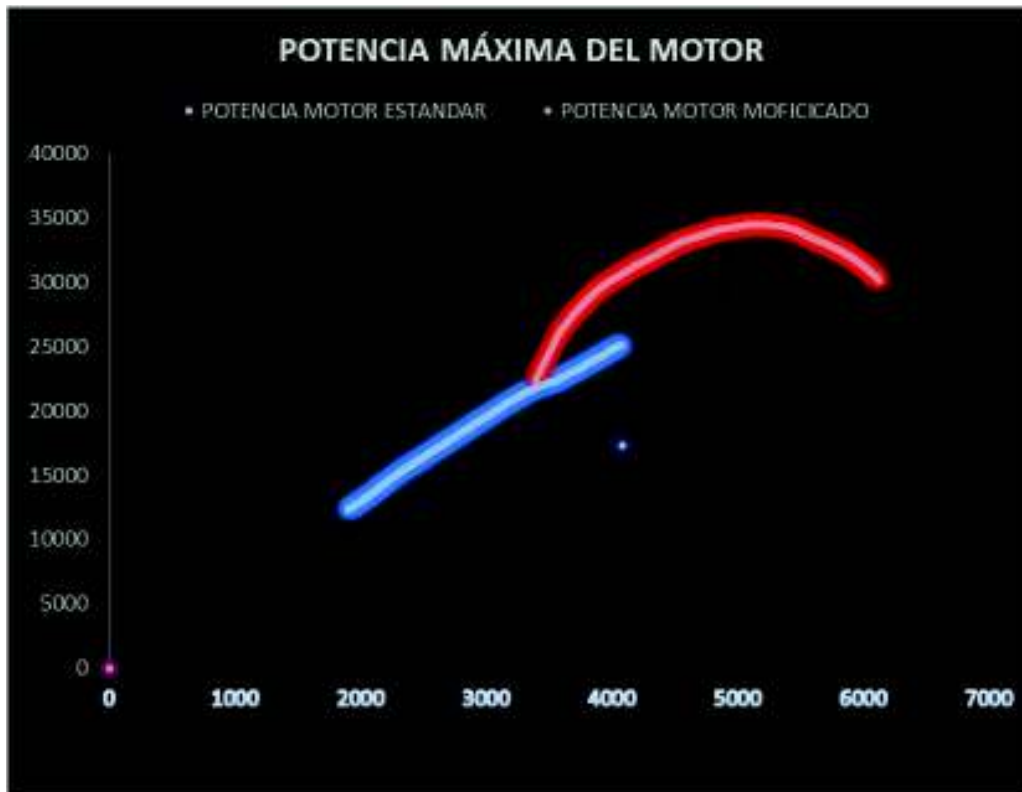


Figura 5.7. Comparación potencia máxima motor estándar y modificado.  
Fuente: (Autores, 2017)

Como se puede observar claramente existe una gran diferencia en la potencia máxima del motor en sus dos versiones, que alcanza un incremento de 9300 watts de potencia para este motor Suzuki G10; además de incrementarse el número de revoluciones en 1055 rpm a las que alcanza esta potencia máxima es decir paso de las 4090 rpm aun valor de 5145 rpm.

Otro valor a comparar es la potencia de arrastre y para esto se presenta la gráfica comparativa a continuación.

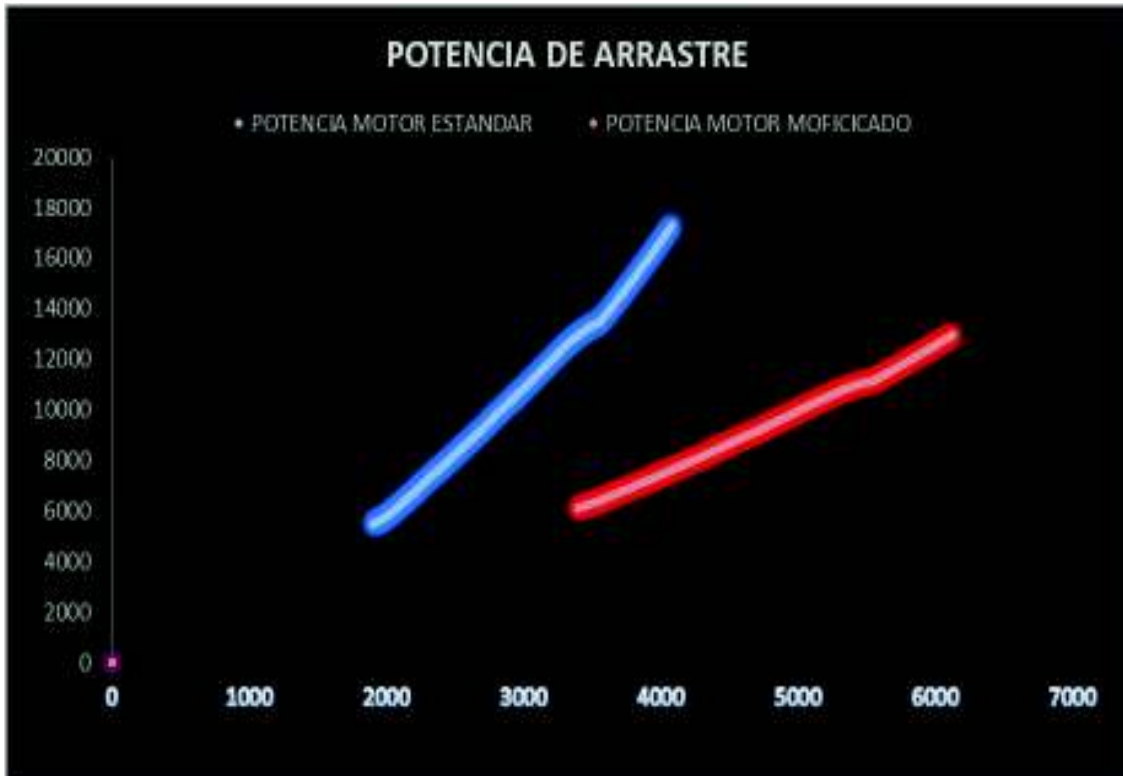


Figura 5.8. Comparación potencia de arrastre motor estándar y modificado.  
Fuente: (Autores, 2017)

La potencia de arrastre para el caso del motor estándar se ubicó en un valor de 17 kw mientras que para el motor modificado está bajo a un valor de 10 kw en sus rpm de máxima potencia. Lo que nos indica que el automóvil tiene menor nivel de inercia al quitar la marcha. Continuando tenemos el análisis de la potencia en la rueda y esta presento los siguientes cambios.



Figura 5.9. Comparación potencia en la rueda motor estándar y modificado.  
Fuente: (Autores, 2017)

La potencia en la rueda del motor modificado con respecto al estándar aumento en un 150 % es decir paso de estar cerca de los 10 kw a los 24.5 kw; factor que nos indica que se incrementó la transmisión de potencia hacia la rueda; esto beneficiará al momento de que el vehículo tenga que acelerar. Un incremento de este valor se debe al diferencial SLD que consta el vehículo.

Por ultimo tenemos el análisis de los valores de par motor de los valores arrojados por el dinamómetro.





Figura 5.10. Comparación Par motor estándar y modificado.  
Fuente: (Autores, 2017)

Se puede evidenciar claramente el incremento del par en un 17 % con respecto al valor inicial al igual se muestra que la ubicación del par motor máximo se desplazó de las 2345 rpm a las 3900 rpm.

Como se deduce después de analizar las distintas graficas podemos decir que el motor incremento su potencia y par motor a la vez que paso a tener su mejor desempeño a un número mayor de rpm.

#### 5.4.4. Comparación de los resultados con otros trabajos de titulación

Los resultados obtenidos en este proyecto se pueden comparar con distintos estudios realizados en el país en las diferentes universidades, al comparar los resultados de este proyecto con los resultados de la tesis presentada por los señores Martínez y Romero en su estudio llamado Preparación y repotenciación del motor de un Suzuki Forza 993 cm<sup>3</sup> para competición los valores de todos los cálculos, en principal de la potencia y torque prácticamente son los mismos encontrados por nuestro programa, las variaciones son mínimas debido a los valores ingresados o utilizados. (Martínez Tayupanda Franklin, Romero Romero Danilo, 2012).

## Conclusiones

- Los resultados obtenidos permiten concluir y determinar la importancia de contar con un sistema automatizado de cálculo ya que se elimina la metodología de ensayo y error, con el uso del software y la aplicación de los datos obtenidos se logró un incremento de la potencia máxima del motor en un 37% que es muy significativo y hace viable esta herramienta para futuros trabajos de repotenciación de motores.
- El software nos permitió seguir muy de cerca los valores y los datos que determinan considerablemente el aumento de potencia en un motor, como son la presión media efectiva que aumento en un 14 %.
- En función de los datos expresados anteriormente se concluye que se cumplió satisfactoriamente los objetivos planteados para este proyecto.
- También se puede concluir que esta herramienta de cálculo permite mantener las modificaciones siempre dentro de los límites de seguridad pues indica valores importantes que no se debe rebasar al realizar las modificaciones, estos valores son la velocidad media del pistón de 20 m/s y la velocidad media de las válvulas de 3.5 m/s.
- Los cambios que más influyen considerablemente en la repotenciación del motor son el cambio de la relación S/D y la disminución del volumen de la cámara de combustión, en este caso se pasó de un motor alargado a súper cuadrado con una relación S/D=0.97 permitiendo así un incremento de las revoluciones de un 25 %, y una ganancia en la relación de compresión del 16 % al pasar de 9.5:1 a 11:1.
- Otra importante conclusión que deja esta investigación es la concientización de la importancia de saber llevar de la mano la teoría expuesta por los distintos autores y la puesta en práctica de estos conocimientos para alcanzar mejores resultados en la vida profesional.
- Una vez más la plataforma de cálculo de Matlab demuestra sus beneficios para hacer más sencillo los procesos de la vida cotidiana; en este caso la automatización de una repotenciación de un motor ciclo Otto con fines deportivos.
- La actividad del deporte automotor en el país vive un gran retraso con respecto a otros países del área; razón por la cual concluimos en la importancia de impulsar la investigación destinada a esta parte de la ingeniería automotriz.

## Referencia Bibliográfica

- Anclamotorsport. (2016). Fundamentos de calibración de sistemas de inyección electrónica., (págs. 35-60). Florida USA.
- Autores. (2017).
- Blair, G. P. (1999). *Design and simulation of four-stroke engines*. Society of Automotive Engineers.
- Bustos González, J. D. (2016). *Optimización de las cotas de reglaje de la distribución de un motor Suzuki G13B Twin Cam mediante diseño experimental*. Cuenca: UPS.
- Calleja, D. G. (2015). *Motores térmicos y sus sistemas auxiliares*. Ediciones Paraninfo, SA.
- Coatzacoalcos, I. t. (2011). *Volantes de Inercia*. México.
- Funes, C. (2010). *Motores para Competición*. Cordoba.
- GERSCHLER, H. (2004). *Tecnología del Automóvil, 2, 20*. GTZ.
- Gillieri, S. (2005). *Preparación de motores de serie para competición*. Grupo Planeta (GBS).
- HAYNES. (2002). *Automotive Repair Manual*.
- Heywood, J. B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. New York: Mcgraw-hill.
- Hinkelmann, K. (2008). Introduction to Experimental Design. En K. H. Kempthorne, *Design and Analysis of Experiments* (págs. 1-41).
- Martínez Tayupanda Franklin, Romero Romero Danilo. (2012). *preparación y repontenciación del motor de un vehículo Suzuki Forza 993cm<sup>3</sup> para competición*. Riobamba.
- Motors, G. (2012). *Manual de reparación*.
- motors, k. (2016). *Ficha técnica kia picanto*.
- Pablo Andrés Uresta, D. S. (2012). *Preparación de un motor 1.6 de un auto chevrolet Corsa para competencias de rally*. Quito.
- Payri, F. &. (2011). *Motores de combustión interna alternativos*. Reverté.
- Racing, 4. (2017). tabla . Cuenca.
- Rocha-Martinez, J. A.-G.-M.-H.-B. (2002). *Otto and Diesel engine models with cyclic variability*. Revista mexicana de física.
- specs, U. (s.f.). *Ultimates specs*. Obtenido de <https://www.ultimatespecs.com/es/car-specs/Suzuki/5872/Suzuki-Swift-I-10.html>

## **Anexos**

### **Anexos1 Cd Programa 4TRacing**

## **Anexos 2**

### **Manual técnico GM**



Datos Básicos del Motor	Un	T18NE	C18NE/X18NE
Fabricante	-	GM Powertrain	
Posición de instalación	-	Transversal adelante del eje delantero	
Disposición de los cilindros	-	En línea	
N° de cilindros	-	4	
N° de válvulas por cilindro	-	3	
Diámetro del cilindro x carrera	mm	80,5 x 88,2	80,5 x 88,2
Cilindrada	cm <sup>3</sup>	1798	1798
Potencia máxima en CV @ min <sup>-1</sup> (iso), según ABNT - NBR ISO 1585	-	106 @ 5400 (77,0)	102 @ 5200 (75)
Pie motor máximo en N.m @ rpm (kgf.m), según ABNT - NBR ISO 1585	-	161 @ 2800 (16,0)	165 @ 2800 (16,0)
Tasa de compresión	-	9,4	9,4
Revolución en ralentí	rpm	500 ± 100	750 ± 50
Revolución máxima permitida (gestión del motor)	rpm	6000	6400
Masa del motor	kg	124	108
Consumo de aceite Nota: Siga las recomendaciones técnicas del Departamento de Servicio	l/1000 km	0,075	
Distancia entre los cilindros (centro a centro)	mm	86	
Orden de encendido	-	1 - 3 - 4 - 2	
Cigüeñal	Un	T18NE	C18NE/X18NE
Deformación máxima del cigüeñal	mm	0,03	0,03
Patrón - Verde	mm	54,980 - 54,988	54,980 - 54,988
Patrón - Marrón	mm	54,988 - 54,997	54,988 - 54,997

Casquillo	Um	T18NE	C18NE/X18NE
Sobremedida - 0.25 - Verde/azul	mm	2.120 - 2.126	2.120 - 2.126
Sobremedida - 0.50 - Marrón/Blanco	mm	2.209 - 2.245	2.209 - 2.245
Sobremedida - 0.50 - Verde/Blanco	mm	2.245 - 2.251	2.245 - 2.251
Casquillo Superior e inferior de la Biela	Um	T18NE	C18NE/X18NE
Patón	mm	1.497 - 1.495	1.497 - 1.495
Sobremedida - 0.25 - Azul	mm	1.613 - 1.620	1.613 - 1.620
Sobremedida - 0.50 - Blanco	mm	1.737 - 1.745	1.737 - 1.745
Cilindros y Émbolos	Um	T18NE	C18NE/X18NE
Juego entre el émbolo y el cilindro (parte inferior del pistón)	mm	0.020 a 0.040	
Ovalización máxima de los cilindros	mm	0.013	
Conicidad máxima de los cilindros	mm	0.013	
Recorrido del émbolo	mm	88.2	
Juego entre las puntas de los anillos de compresión	mm	0.20 a 0.40	
Juego entre los anillos de compresión y la cámara superior	mm	0.040 a 0.075	
Juego entre los anillos de compresión y la cámara inferior	mm	0.030 a 0.060	
Compresión de los cilindros	Psi	160 ± 30	
Culata	Um	T18NE	C18NE/X18NE
Cantidad total de válvulas	-	6	
Concentricidad del asiento y guía de válvula	mm	0.05	
Altura de la culata	mm	95.3 a 96.1	
Planicidad de la culata	mm	0.05	

Válvulas del Motor	Un	T18NE	C18NEIX18NE
Anchura del asiento de la válvula de admisión	mm	1,3 ± 0,2	
Anchura del asiento de la válvula de escape	mm	1,6 ± 0,2	
Ángulo de frenado de la válvula de admisión	grados	92°	
Ángulo de frenado de la válvula de escape	grados	92°	
Largo de la válvula de admisión	mm	99,5	
Diámetro de la luz de la válvula de admisión	mm	38	
Recorrido de la válvula de admisión (@ juego cero)	mm	10,3	
Juego de los vistajos en las guías de las válvulas de admisión	mm	0,015 a 0,030	
Largo de la válvula de escape	mm	99,5	
Diámetro de la luz de la válvula de escape	mm	31	
Recorrido de la válvula de escape (@ juego cero)	mm	10,3	
Juego de los vistajos en las guías de las válvulas de escape	mm	0,032 a 0,050	
Ángulo de Árbol de Levas	Un	T18NE	C18NEIX18NE
Juego axial	mm	0,29 a 0,31	
Deformación máxima del árbol de levas	mm	0,04	
Sistemas de Lubricación	Un	T18NE	C18NEIX18NE
Tipo de bomba de aceite	-	Bomba de engranajes	
Presión normal de aceite NOTA: En ralentí y bajo temperatura de funcionamiento	kPa	150	200
Clase de aceite recomendada	-	Aceite de especificación API-SJ o superior y viscosidad SAE 68W90, 15W40, 20W40 o 20W50	
Capacidad del sistema, entre la marca "MIN" y "MAX" de la varilla medidora	l	1	
Capacidad del sistema con filtro de aceite	l	1,5	
Capacidad del sistema sin filtro de aceite	l	3,25	



## Anexo 3

### Manual técnico HyunMotors



## GENERALIDADES

### ESPECIFICACIÓN SEDNC0010

Descripción	Especificación	Límite
<b>Generalidades</b> Tipo Número de cilindros Diámetro Carrera Cilindrada total Relación de compresión Orden de encendido	En línea, DOHC (Doble árbol de levas a la cabeza) 4 76,5mm(3,0118 pulg.) 87mm(3,4252 pulg.) 1599 cc (97,54 cu.pulg.) 10 1-3-4-2	
<b>Regulación de la válvula</b> Válvula de admisión Abre (BTDC) Cierra (ABDC) Válvula de escape Abre (BBDC) Cierra (ATDC) solapado de la válvula	5° 35° 43° 5° 10°	
<b>Culata</b> Planicidad de la superficie de la culata del cilindro Planicidad de la superficie de montaje del colector Dimensiones a sobremedida del asiento de la válvula Admisión; 0,3 mm (0,012 pulg.) sobremedida 0,6mm (0,024 pulg.) sobremedida Escape 0,3 mm (0,012 pulg.) sobremedida 0,6mm (0,024 pulg.) sobremedida	Máx. 0,03mm (0,0012 pulg.) 0,15mm (0,0059 pulg.) 30,7-30,721 mm (1,2087-1,2095 pulg.) 40,0-40,021 mm (1,5748-1,5756 pulg.) 27,3-27,321mm (1,0748-1,0756 pulg.) 27,6-27,621mm (1,0866-1,0874 pulg.)	0,1 mm (0,0039 pulg.) 0,2mm (0,008 pulg.)
<b>Dimensiones a sobremedida de la válvula</b> Agujero guía 0,05mm (0,002 pulg.) sobremedida 0,25mm (0,010 pulg.) sobremedida 0,05mm (0,020 pulg.) sobremedida	11,05-11,068mm (0,435-0,4357 pulg.) 11,25-11,268mm (0,443-0,4436 pulg.) 11,50-11,518mm (0,453-0,4535 pulg.)	
<b>Árbol de levas</b> Altura del lóbulo de leva Admisión Escape Sobremedida apoyo O.D Distancia de aceite de cojinete Holgura axial	43,4484mm (4,3449 cm pulg.) 43,8489mm (4,3848 cm pulg.) ø27mm (1,0630 pulg.) 0,035-0,072mm (0,0014-0,0028 pulg.) 0,1-0,2mm (0,004-0,008 pulg.)	42,9484mm (1,6909 pulg.) 43,3489mm (1,766 pulg.)

**GENERALIDADES**
**EMA -3**

Descripción	Especificación	Límite
<b>Válvula</b> Longitud de válvula Admisión Escape Ø EXT. Vástago Admisión Escape Espesor de la cara de asiento la cabeza de válvula (Margen) Admisión Escape Holgura de vástago de válvula a guía de válvula Admisión Escape	91,7mm (3,6102 pulg.) 92,3mm (3,6339 pulg.) 5,955-5,97mm (0,2344-0,2350 pulg.) 5,935-5,95mm (0,2337-0,2343 pulg.) 1,1mm (0,0433 pulg.) 1,3mm (0,0512 pulg.) 0,03- 0,06mm (0,0012- 0,0024 pulg.) 0,05-0,08mm (0,0020- 0,0031 pulg.)	0,8mm (0,031 pulg.) 1,0mm (0,039 pulg.) 0,10mm (0,0039 pulg.) 0,15mm (0,0059 pulg.)
<b>Guía de válvula</b> Ø EXT Admisión Escape Tamaño de servicio	12,8mm (0,504 pulg.) 12,8mm (0,504 pulg.) 0,25, 0,25, 0,50mm (0,002, 0,010, 0,020 pulg.) sobredimensionado	
<b>Asiento de la válvula</b> Anchura de contacto de asiento Admisión Escape Ángulo de asiento Sobredimensión	0,8-1,2mm (0,031-0,047 pulg.) 1,3-1,7mm (0,051-0,066 pulg.) 45° 0,3, 0,6mm (0,012, 0,024 pulg.) sobredimensionado	
<b>Muelle de la válvula</b> Longitud libre Carga Recuadrado	44,00mm (1,7323 pulg.) 21,6kg/ 35mm (21,59kg/1,3780 pulg.) 45,1kg/ 27,2mm (45,09kg/1,709 pulg.) 1,5° o menos	
<b>Bloque de cilindros</b> Diámetro del cilindro Ovalización y conicidad incorrecta del orificio del cilindro Holgura con pistón	76,50-76,53mm (3,0118-3,0130 pulg.) Menos de 0,01mm (0,0004 pulg.) 0,025-0,045mm (0,0009-0,0017 pulg.)	
<b>Pistón</b> Ø EXT Tamaño de servicio	76,465-76,495mm (3,0104-3,0116 pulg.) 0,25, 0,50, 0,75, 1,00mm (0,010, 0,020, 0,030, 0,039 pulg.) sobretamaño	

Descripción	Especificación	Límite
<b>Segmentos</b> Holgura lateral No. 1 No. 2 Espacio final No. 1 No. 2 Raíl lateral del anillo de aceite Tamaño de servicio	0,04-0,085mm (0,0015-0,0033 pulg.) 0,04-0,085mm (0,0015-0,0033 pulg.) 0,20-0,35mm (0,0079-0,0138 pulg.) 0,30-0,45mm (0,0118-0,0177 pulg.) 0,2-0,7mm (0,0078-0,0275 pulg.) 0,25, 0,50, 0,75, 1,00mm (0,010, 0,020, 0,030, 0,039 pulg.) sobretamaño	0,1mm (0,004 pulg.) 0,1mm (0,004 pulg.) 1,0mm (0,039 pulg.) 1,0mm (0,039 pulg.) 1,0mm (0,039 pulg.)
<b>Biela</b> Doblado Torsión Holgura de cabeza biela a cigüeñal Juego de aceite de la biela Bajomedida	0,05mm (0,0020 pulg.) o menos 0,1mm (0,0091 mm pulg.) o menos 0,100-0,250mm (0,0039-0,0098 pulg.) 0,018-0,036mm (0,0007-0,0014 pulg.) 0,25, 0,50, 0,75mm (0,010, 0,020 mm, 0,030 pulg.)	0,4mm (0,0157 pulg.)
<b>Cigüeñal</b> Ø EXT Muñequilla Ø EXT Bancada Codo Ovalización bancada y muñequilla Juego axial	45 mm (1,77 cm pulg.) 50 mm (1,97 cm pulg.) 0,03 mm (0,0012 pulg.) o menos 0,005 mm (0,0002 pulg.) o menos 0,05-0,175 mm (0,0019-0,0068 pulg.)	
<b>Rectificación de las dimensiones muñequilla</b> 0,25mm (0,010 pulg.) 0,50mm (0,20 pulg.) 0,75mm (0,030 pulg.)	44,725-44,74mm (1,7608-1,7614 pulg.) 44,475-44,49mm (1,7509-1,7516 pulg.) 44,225-44,24mm (1,7411-1,7417 pulg.)	
<b>Dimensión de rectificación a tamaño inferior bancada</b> 0,25mm (0,010 pulg.) 0,50mm (0,20 pulg.) 0,75mm (0,030 pulg.)	49,727-49,742mm (1,9577-1,9583 pulg.) 49,477-49,492mm (1,9479-1,9485 pulg.) 49,227-49,242mm (1,9380-1,9386 pulg.)	
<b>Volante</b> Descentramiento	0,1mm (0,0039 pulg.)	0,13mm (0,0051 pulg.)
<b>Bomba de aceite</b> Holgura entre la circunferencia exterior y caja delantera (holgura de chasis) Holgura del extremo de la carcasa delantera Holgura lateral Engranaje interno Engranaje externo	0,12-0,18mm (0,0047-0,0070 pulg.) 0,025-0,069mm (0,001-0,0027 pulg.) 0,04-0,085mm (0,0016-0,0033 pulg.) 0,06-0,11mm (0,0024-0,0043 pulg.)	
<b>Presión de aceite del motor</b> La temperatura al ralentí [la temperatura del aceite es de 90 a 100°C (194 a 215°F)]	147KPa (1,5 kg/ cm <sup>2</sup> , 21,33psi)	
<b>Muelle de descarga</b> Altura libre Carga	46,6mm (4,6599 cm pulg.) 6,1kg en 40,1mm (6,09kg/ 1,578 pulg.)	
<b>Método de enfriamiento</b>	Agua enfriada, presurizada, forzada a circular con un ventilador eléctrico	

## GENERALIDADES

EMA -5

Descripción	Especificación	Límite
Refrigerante Cantidad Radiador Tipo	6 litros  Tipo aleta corrugado presurizado	
Tapón de radiador Presión de apertura de la válvula principal  Presión de apertura de la válvula de vacío	81,4-108 kpa (11,8-15,6 psi, 0,83-1,1kg/cm <sup>2</sup> ) -6,86 kpa (-1,00 psi, -0,07 kg/cm <sup>2</sup> o menos	
Bomba de refrigerante	Impulsor de tipo centrífugo	
Termóstato Tipo Temperatura de apertura de la válvula Temperatura de apertura completa	Tipo de granos de cera con la válvula de desplazamiento 82°C(82,22°C pulg.) 95°C(95,00°C pulg.)	
Sensor de temperatura del refrigerante del motor Tipo Resistencia	Tipo termistor termosensible 2,31-2,59k Ω a 20°C(68°F) 146,9-147,3 Ω a 110°C(230°F)	
Filtro de aire Tipo Elemento	Tipo seco Tipo de tela no entretejida	
Tubo de escape Silenciador  Sistema de suspensión	Tipo de resonancia de expansión  Ganchos de caucho	

 **NOTA**

O.D. = Ø EXT

I.D. = Ø INT

O.S. = Sobremedida

U.S. = Bajomedida

J010A01FC-GYT

**DIMENSIONES**

mm (in.)

Longitud total	4,025(158.4)	
Ancho total	1,740(68.5)	
Altura total (Vacío)	1,635(64.3)	
	*1,685(66.3)	
Batalla	2,600(102.3)	
Ancho de vía	Delantero	1,485(58.5)
	Trasero	1,485(58.5)

\*Reja portaequipajes, si está instalado

J020A01FC-GYT

**DIRECCIÓN ASISTIDA**

Tipo	Piñón y cremallera
Juego libre en el volante	0 - 30 mm (0 - 1.18 in)
Carrera de cremallera	146±1mm (5.7 ± 0.04 in.)
Tipo de bomba de aceite	Tipo de paletas

J060A01S-GYT

**SISTEMA DE COMBUSTIBLE**

Capacidad del depósito de combustible	Litros	Galón.USA	Galón.Imp
	55	14.5	12

J030A01FC-GYT

**RUEDAS**

Estándar	185/65 R14
Opción	195/55 R15
	205/55 R15 (Sólo 1.8 DOHC)

J030B01FC-GYT

**RUEDA DE REPUESTO**

Estándar	Temporal
Opción	Tamaño normal

J040A02FC-GHT


**SISTEMA ELÉCTRICO**

COMPONENTE	GASOLINA	DIESEL
Batería	MF 45AH, MF 60AH (12V)	CMF 68AH
Alternador	90A (13.5V)	120A (12V)

J050A01FC-GYT

**FRENOS**

Tipo	Doble circuito hidráulico con servo
Freno delantero tipo	Disco. ventilado
Freno trasero tipo	Tambor
Freno aparcamiento	Cable

Componente		Aceites y grasas estandarizador		Q'ty (litro)
	Gasolina	API SJ, SL	SAE 5W-20, 5W-30	1.6 DOHC - 3.3 (con filtro del aceite) (3.5 us.qts., 2.9 Imp.qts)
		o Superior, ILSAC GF-3	SAE 10W-30 (por encima de -18°C)	
		o Superior	SAE 15W-40 (por encima de -13°C)	1.8 DOHC - 4.0 (con filtro del aceite) (4.2 us.qts., 3.5 Imp.qts)
			SAE 20W-50 (por encima de -7°C)	
	Diesel	API CH-4	SAE 30 (0°C - 40°C)	1.5 CRDi - 5.3 (con filtro del aceite) (5.6 us.qts., 4.7 Imp.qts)
		o SUPERIOR	SAE 20W-40 (por encima de -10°C)	
		ACEA B4	SAE 15W-40 (por encima de -15°C)	
		o SUPERIOR	SAE 10W-30 (-20°C - 40°C)	
			SAE 5W-30 (-25°C - 40°C)	
			SAE 0W-30 (por debajo de 10°C) *1, *2	
*1. Restringido para condiciones de manejo *2. No se recomienda para alta velocidad				
Consumo de aceite		Condiciones de conducción normales	MAX. 1L / 1,500 Km	
		Condiciones de conducción severas	MAX. 1L / 1,000 Km	
Caja de Cambios	Manual	HYUNDAI GENUINE PARTS MTF 75W/85 (API GL-4)	2.15 (2.3 us. qts., 1.86 Imp. qts)	
	Automática	ATF SP-III, DIAMOND ATF SP-III, SK ATF SP-III originales HYUNDAI u otras marcas aprobadas por Hyundai Motor Co.	2.0 (2.11 us. qts., 1.76 Imp. qts) (1.5 CRDi) 6.1 (6.4 us. qts., 5.3 Imp.qts) (1.6 DOHC) 6.7 (7.0 us. qts., 5.8 Imp.qts) (1.8 DOHC)	
Servodirección	PSF-3		As required	
Líquido de freno	DOT 3, DOT 4 ó equivalente		As required	
Líquido refrigerante	Etilen-Glicol base para radiador de aluminio		Motor de gasolina: 6.2 (1.6 DOHC), 6.5 (1.8 DOHC) Motores diesel: 6.3	

J010A01FC-GYT

**DIMENSIONES**

mm (in.)

Longitud total	4,025(158.4)
Ancho total	1,740(68.5)
Altura total (Vacío)	1,635(64.3) *1,685(66.3)
Batalla	2,600(102.3)
Ancho de vía	Delantero 1,485 (58.5) Trasero 1,485 (58.5)

\*Reja portaequipajes, si está instalado

J020A01FC-GYT

**DIRECCIÓN ASISTIDA**

Tipo	Piñón y cremallera
Juego libre en el volante	0 – 30 mm (0 – 1.18 in)
Carrera de cremallera	146±1mm (5.7 ± 0.04 in.)
Tipo de bomba de aceite	Tipo de paletas

J060A01S-GYT

**SISTEMA DE COMBUSTIBLE**

Capacidad del depósito de combustible	Litros	Galón.USA	Galón.Imp
	55	14.5	12

J030A01FC-GYT

**RUEDAS**

Estándar	185/65 R14
Opción	195/55 R15 205/55 R15 (Sólo 1.8 DOHC)

J030B01FC-GYT

**RUEDA DE REPUESTO**

Estándar	Temporal
Opción	Tamaño normal

J040A02FC-GHT

**SISTEMA ELÉCTRICO**

COMPONENTE	GASOLINA	DIESEL
Batería	MF 45AH, MF 60AH (12V)	CMF 68AH
Alternador	90A (13.5V)	120A (12V)

J050A01FC-GYT

**FRENOS**

Tipo	Doble circuito hidráulico con servo
Freno delantero tipo	Disco. ventilado
Freno trasero tipo	Tambor
Freno aparcamiento	Cable

**Anexo 4**

**Manual inyectores Bosch Motorsport**

**Bosch Motorsport**



**BOSCH**





**Gauss code:** GI9014

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 014 Mercedes ...

**Application:** Mercedes Benz: C-Class Estate: C 240 T 2000>2001 / C-Class Sallon: C 240, C 240 4-matic, C ...

[+Details](#)



**Gauss code:** GI9020

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 020 Fiat: 7082242

**Application:** Fiat: Doblo 1.3 MPI 16V 2001>2006, Palio 1.0/1.3 MPI 16V 2000>2003, Palio Weekend 1.0/1.3 ...

[+Details](#)



**Gauss code:** GI9034

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 034 Citroen/peugeot: 1984 E9

**Application:** Citroen: Berlingo Multi Space 1.6 16V 2000, Berlingo Van MK 1.6 16V 2000, C2 1.6 2003, C3 1.6 ...

[+Details](#)



**Gauss code:** GI9038

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 038 Alfa Romeo: 60665644

**Application:** Alfa Romeo: 147 hatch 3.2 2003>2010, 156 Saloon 3.2 2002>2005, 156 Estate 3.2 ...

[+Details](#)



<b>Gauss code:</b>	<b>GI9061</b>
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 061 VW/Audi: 06A906031BA
<b>Application:</b>	Audi: A3 MK1 hatch 1.8 T 1996>2003, A4 MK2 Saloon 1.8 T/1.8 T quattro 2002>2004, A4 MK2 ...
<a href="#">+Details</a>	



<b>Gauss code:</b>	<b>GI9063</b>
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 063 VW/Audi: 06A906031BC
<b>Application:</b>	Audi: A3 MK1 hatch 83 quattro 1998>2003, TT Coupe MK1 1.8 T quattro ...
<a href="#">+Details</a>	



<b>Gauss code:</b>	<b>GI9066</b>
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 066 GM: 93392558, 93298396
<b>Application:</b>	Chevrolet: Astra 2.0 MPFI Flexpower 04>08, Astra Sedan 1.8 MPFI 01>04, Blazer 2.4 MPFI ...
<a href="#">+Details</a>	



<b>Gauss code:</b>	<b>GI9090</b>
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 090 GM: 93362511
<b>Application:</b>	Chevrolet: Classic 1.6 2004->, Corsa Tenuta 1.6 GLS 1997>2002, Corsa hatchback 1.6 GLS ...
<a href="#">+Details</a>	



---

**Gauss code:** GI9096

---

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 096 Seat/Volkswagen: 032906031D

---

**Application:** Seat: Cordoba MK2 Saloon 1.6 03>09

---

[+Details](#)



---

**Gauss code:** GI9117

---

**Replaces:** Bosch: 0 280 157 117, 0 280 157 113

---

**Application:** Nissan: Sentra 2.0 Flex 09>

---

[+Details](#)



---

**Gauss code:** GI9144

---

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 144 VW: 030 906 031 T

---

**Application:** VW: Gol III 1.0Mi 2001>2005

---

[+Details](#)



---

**Gauss code:** GI9151

---

**Replaces:** Bosch: 0 280 156 151 GM: 93325236

---

**Application:** GM: Celta 1.4 MPFI 2003>2006

---

[+Details](#)



<b>Gauss code:</b>	<b>GI9152</b>
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 152 GM: 93325238 FIAT: 7083305
<b>Application:</b>	OPEL: Corsa 1.8 8v 2002-> FIAT: Stilo 1.8 8v 2002->

[+Details](#)



<b>Gauss code:</b>	<b>GI9153</b>
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 153 GM: 93323289 FIAT: 7083304
<b>Application:</b>	Chevrolet: Meriva 1.8 SFI 16V 02>03 Fiat: Stilo 1.8 MPI 16V 02>04

[+Details](#)

<b>Gauss code:</b>	GI9152
<b>Replaces:</b>	Bosch: 0 280 156 152 GM: 93325238 FIAT: 7083305
<b>Application:</b>	OPEL: Corsa 1.8 8v 2002-> FIAT: Stilo 1.8 8v 2002->
<b>Manufacturer:</b>	BOSCH
<b>Available on:</b>	08/2018




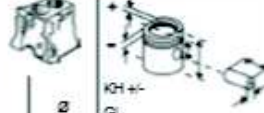




















## Anexo 5

### Catálogo de pistones























GENERAL MOTORS

**MAHLE**

											
										Nº	Ø mm
MOTOR 1.0L 8V Flex - VHC/ VHCE Corso / Celta / Prisma Família I Gen III	4	71,10 62,90	37,95 61,95 STD/ 0,50  	18,00 54,00 O	TA.8476 A14740 1 - 1,20 1 - 1,20 1 - 2,00	0,050		P9251 E14750 71L34+3A 2	P&A9251 S14750	C2389 C0140145 A=75,00 B=70,10 C=76,60 L=133,00 SA STD 	
MOTOR 1.0L 16V GASOLINA CORSA 1999-> (Sedan / Wa- gon)	4	71,10	37,30+1,95 63,25 STD/ 0,50  	17,99 54,00	TA.7524 A14380 1 - 1,20 1 - 1,50 1 - 2,00	0,030		P9718 E0142020 71L34+3A 4	P&A9718 S0142020		
MOTOR 1.0L 8V FLEX Onix, Prisma	4	71,10	37,95 61,95 STD/ 0,50  	17,998 54,00	TA.8922 A0140670 1 - 1,00 1 - 1,00 1 - 1,50	0,05		P9727 E0141020 71L34+3A 3	P&A9727 S0141020		
MOTOR 1.3L GM 1300 9,2:1 ARGENTINA	4	75,00 73,40	75,00 -3,55 53,05 STD/ 0,50/ 1,00  	18,00 50,00	DA.7205 A14400 1 - 1,50 1 - 1,50 1 - 3,00	0,030		P2263 E14200 75L32	P&A2263 S14200		
MOTOR 1.4L 8V EFI GAS. 1400 CORSA (94->96)	4	77,60 74,00	32,05 -3,40 52,05 STD/ 0,50/ 1,00  	17,99 55,00	DA.8405 A14840 1 - 1,50 1 - 1,50 1 - 3,00	0,02		P9212 E14840 77L52A1	P&A9212 S14840		

HYUNDAI

**MAHLE**

 MOTOR KAPPA 1.0L 12V 3cil. FLEX HB20 / Kia Picanto (2012-→)	 Nº Ø mm	 KH ± GL mm	 mm Códigos Metal Leve MAHLE	 Ø mm	 Ø mm	 Códigos Metal Leve MAHLE	 Pistão com Anel Códigos Metal Leve MAHLE	 mm Códigos Metal Leve MAHLE	 Códigos Metal Leve MAHLE	
										Nº Ø mm
MOTOR KAPPA 1.0L 12V 3cil. FLEX HB20 / Kia Picanto (2012-→)	3	71,00	24,70 42,70 STD/ 0,50  	18,00 48,00 AR.9072 A2080610 1 - 1,00 1 - 1,20 1 - 2,00	0,045		P9735 E2080500 71L38A1	P&A9735 S2080500		
MOTOR GAMMA FFV 1.6L 16V FLEX HB20 / Kia Cerato	4	77,00	26,95 1,70 45,66 STD/ 0,50  	18,00 52,50 PR.9125 A2080620 1 - 1,20 1 - 1,20 1 - 2,00	0,030		P9810 E2080620 77L103A1	P&A9810* S2080620		
MOTOR G4GC Beta II 2.0L 16V Gasolina i30 / Tucson / Kia Sportage (05- →)	4	82,00	31,30 +0,30 - 3,64 57,50 STD/ 0,50  	20,00 59,00 AA.8812 A208150 1 - 1,20 1 - 1,20 1 - 2,00	0,03		P9661 E2080170	P&A9661 S2080170		
MOTOR 2.5L 16V DIESEL EURO V HR	4	91,00	54,30 -14,60 83,70 STD/ 0,50  	33,00 74,00 AH.9131 A2080180 1 - 2,50 1 - 2,00 1 - 3,00	0,09		P9798 E2080610 91L47A1B 1	P&A9798* S2080610		
MOTOR 2.5L 8V DIESEL EURO III HR	4	91,10	48,70 -1,25 88,60 STD/ 0,50  	29,00 75,00 DH.8880 A1950370 1 - 2,50 1 - 2,00 1 - 4,00	0,03		P9653 E1950370	P&A9653 S1950370		