

**INSTITUTO UNIVERSITARIO AERONÁUTICO**



**Trabajo Final de Grado**

**Estudio y modelización para la potenciación de un motor monocilindro de cuatro tiempos**

**Fecha:** 26/03/2018

**Autor/es:**

Lauri, Ramiro  
Suárez, Martín

**Revisó:**

Ing. Germán Weht  
Tutor



## Índice

<b>Lista de Variables y Abreviaturas</b>	<b>2</b>
<b>1. Introducción</b>	<b>5</b>
<b>2. Marco Teórico</b>	<b>8</b>
2.1. La potencia y su dependencia con el resto de la variables . . . . .	27
<b>3. Modelo Base</b>	<b>30</b>
3.1. Introducción . . . . .	30
3.2. Motor Honda 250 CC . . . . .	30
3.3. Descripción del software LES . . . . .	31
<b>4. Componentes del Modelo Base</b>	<b>33</b>
4.1. Cilindro . . . . .	34
4.2. Distribución . . . . .	37
4.3. Tapa de Cilindro . . . . .	43
4.4. Conductos de admisión y escape . . . . .	47
4.5. Condiciones de contorno . . . . .	51
<b>5. Modificaciones implementadas al motor original Honda 250 CC</b>	<b>53</b>
5.1. Cilindro . . . . .	53
5.2. Tapa de cilindro . . . . .	54
5.3. Distribución . . . . .	56
5.4. Conductos de admisión y escape . . . . .	59
<b>6. Resultados</b>	<b>62</b>
6.1. Motor Honda 250 CC . . . . .	62
6.1.1. Ensayo en banco . . . . .	62
6.1.2. Modelo en LES - Simulación y Comparación de Resultados . . . . .	63
6.2. Motor Honda modificado 387 CC . . . . .	66
<b>7. Conclusión y Trabajos futuros</b>	<b>79</b>
<b>8. Bibliografía</b>	<b>81</b>



## Lista de Variables y Abreviaturas

<i>MCIA</i>	Motor de Combustión Interna Alternativo
<i>MEch</i>	Motor Encendido por chispa
<i>MEc</i>	Motor Encendido por compresión
<i>LES</i>	Lotus Engine Simulation
<i>2T</i>	Dos Tiempos
<i>4T</i>	Cuatro Tiempos
<i>CC</i>	Centímetros Cúbicos
<i>na</i>	Aspiración Natural
<i>tc</i>	Turbocompresor
<i>sc</i>	Compresor mecánico
<i>PMS</i>	Punto Muerto Superior
<i>PMI</i>	Punto Muerto Inferior
<i>TDC</i>	Top Dead Center
<i>BDC</i>	Bottom Dead Center
<i>V<sub>T</sub></i>	Cilindrada Total
<i>V<sub>SV</sub></i>	Cilindrada
<i>V<sub>CV</sub></i>	Volumen de la cámara de combustión
<i>B<sub>p</sub></i>	Diámetro del cilindro
<i>S<sub>p</sub></i>	Carrera del pistón
<i>A<sub>p</sub></i>	Área del pistón
<i>RC</i>	Relación de Compresión
<i>RPM</i>	Revoluciones Por Minuto
<i>N</i>	Revoluciones Por Minuto
<i>D<sub>t</sub></i>	Diámetro garganta conductos de admisión y escape
<i>D<sub>v</sub></i>	Diámetro de la cabeza de la válvula
<i>A<sub>t</sub></i>	Área de paso a través de la válvula
<i>n</i>	N° de válvulas
<i>L<sub>v</sub></i>	Alzada de válvula
<i>vmp</i>	Velocidad media del pistón
<i>pme</i>	Presión media efectiva
<i>vmg</i>	Velocidad media del gas
<i>P</i>	Potencia
<i>M<sub>T</sub></i>	Torque o Par Motor
<i>W</i>	Trabajo
<i>η<sub>m</sub></i>	Rendimiento mecánico
<i>AAA</i>	Avance Apertura Admisión
<i>RCA</i>	Retraso Cierre Admisión
<i>AAE</i>	Avance Apertura Escape
<i>RCE</i>	Retraso Cierre Escape
<i>α<sub>AAA</sub></i>	Ángulo de cigüeñal del avance de la apertura de la admisión
<i>α<sub>RCA</sub></i>	Ángulo de cigüeñal del retraso del cierre de la admisión
<i>I<sub>VO</sub></i>	Inlet Valve Open
<i>I<sub>VC</sub></i>	Inlet Valve Close
<i>E<sub>VO</sub></i>	Exhaust Valve Open
<i>E<sub>VC</sub></i>	Exhaust Valve Close



$MOP$	Maximun Opening Point
$ADM$	Admisión
$ESC$	Escape
$X_{pm}$	Pérdidas mecánicas
$X_i$	Variables indicadas
$X_e$	Variables efectivas
$\gamma$	Relación de calores específicos
$a$	Velocidad media del sonido
$R$	Constante de los gases
$T$	Temperatura
$m_a$	Masa de aire
$\dot{m}_a$	Caudal másico de aire
$\dot{m}_{ref}$	Caudal másico de aire de referencia
$\eta_v$	Eficiencia Volumétrica
$\rho_a$	Densidad del aire
$PC$	Poder Calorífico
$F/A$	Relación combustible-aire
$\dot{m}_f$	Caudal másico de combustible
$\eta_f$	Eficiencia de conversión del combustible
$\phi$	Relación equivalente de mezcla
$sfc$	Consumo específico de combustible
$u$	Velocidad del fluido en la válvula
$M_v$	N° de Mach en la válvula
$M_{FW}$	N° de Mach Fukutani y Watanabe en la válvula
$C_D$	Coeficiente de descarga
$C_F$	Coeficiente de flujo
$n_R$	N° de vueltas del cigüeñal para completar un ciclo
$CFD$	Computational Fluid Dynamics
$A$	Área
$L$	Longitud
$V$	Volumen



## “Trabajo Final de Grado”

Por

Lauri, Ramiro  
Suárez, Martín

### Resumen

El presente Trabajo Final Grado (TFG) expone el estudio realizado en torno a la simulación y modificación de un motor de combustión interna de cuatro tiempos encendido por chispa (*MEch*), brindado por la empresa PAOLUCCIO RACING PERFORMANCE, con el objetivo principal de aumentar su rendimiento y performance, específicamente la potencia máxima y el régimen de giro *RPM* al cual se la obtiene. El motor seleccionado es un monocilíndrico refrigerado por aire de 250 *CC* de la marca Honda, el cual será utilizado en la motocicleta que participará en la categoría *GP3* del *Campeonato Superbike Centro*.

En un primer apartado se realizó una clasificación de los motores, los parámetros geométricos y de funcionamiento de este tipo de motores. Como herramienta para la modelización y simulación tanto del motor original de 250 *CC* como la del motor modificado de 387 *CC* utilizaremos el software *Lotus Engine Simulation (LES)* que nos ayudará en el proceso de análisis del efecto que producen los diferentes componentes y parámetros en la potencia y el par desarrollados por el motor hasta obtener un funcionamiento óptimo que nos permita extraer la mayor potencia de éste.

Se presenta una descripción detallada de los datos y elementos utilizados en los modelos del motor Honda 250 *CC* y el modificado de 387 *CC*. Por último, se exponen las curvas características obtenidas mediante *LES*, del motor original 250 *CC*, las cuales se utilizan como base de comparación para las modificaciones que se realicen sobre este y las obtenidas para el motor Honda modificado de 387 *CC*.

Córdoba, 26 de marzo de 2018

## 1. Introducción

La simulación de motores de combustión interna alternativo (*MCIA*) implica monitorear matemáticamente todos los procesos inestacionarios del flujo de gas en la admisión, escape y a través de todo el motor y sus conductos, y a su vez hacer un seguimiento de la transferencia de calor y los efectos termodinámicos relacionados, tales como la combustión, en las distintas partes de estos. Históricamente el estudio de los *MCIA* mediante el uso de herramientas computacionales ha sido abordado tanto a nivel teórico como experimental, y numerosos esfuerzos fueron realizados con el fin de obtener correlaciones que permitan calibrar modelos para el uso de los diseñadores con la idea de lograr una buena interacción entre el diseñador, la herramienta computacional y el banco de pruebas, tres elementos fundamentales en el ciclo completo del diseño. En la actualidad, gracias al avance de la tecnología y mecánica computacional, se han ido incorporando fenómenos más complejos (turbulencia, procesos de intercambio de gases, los efectos de swirl y tumble en la combustión, etc) dentro de los modelos. De esta manera se pueden obtener resultados aproximados de las curvas características (Potencia y Par) de un motor (fig. 1). Estas definen el comportamiento completo de un *MCIA*, que según el criterio que se elija para aumentar el rendimiento del motor y el fin para el cual se utilizara este, se buscara incrementar o disminuir los puntos máximos de dichas curvas ( $P_{max}$  y  $M_{Tmax}$ ) para el rango de *RPM* deseado.

En el mercado existen varios paquetes comerciales que están disponibles para resolver estos problemas de ingeniería relacionados con el diseño y optimización de los *MCIA*. Los principales programas de simulación de motores usados en la industria automotriz hoy en día son: Ricardo Wave (RW), Lotus Engine Simulation (*LES*), AVL Fire, y GTPower, los cuales son similares en propósito y funcionalidad.

El ámbito de la competencia recurre al uso de estos softwares de simulación para ensayar distintas configuraciones en el motor con el objetivo de optimizar las curvas mencionadas anteriormente (fig. 1). Esto permite a los equipos ahorrar dinero y tiempo en los ensayos, variables de suma importancia en este rubro.

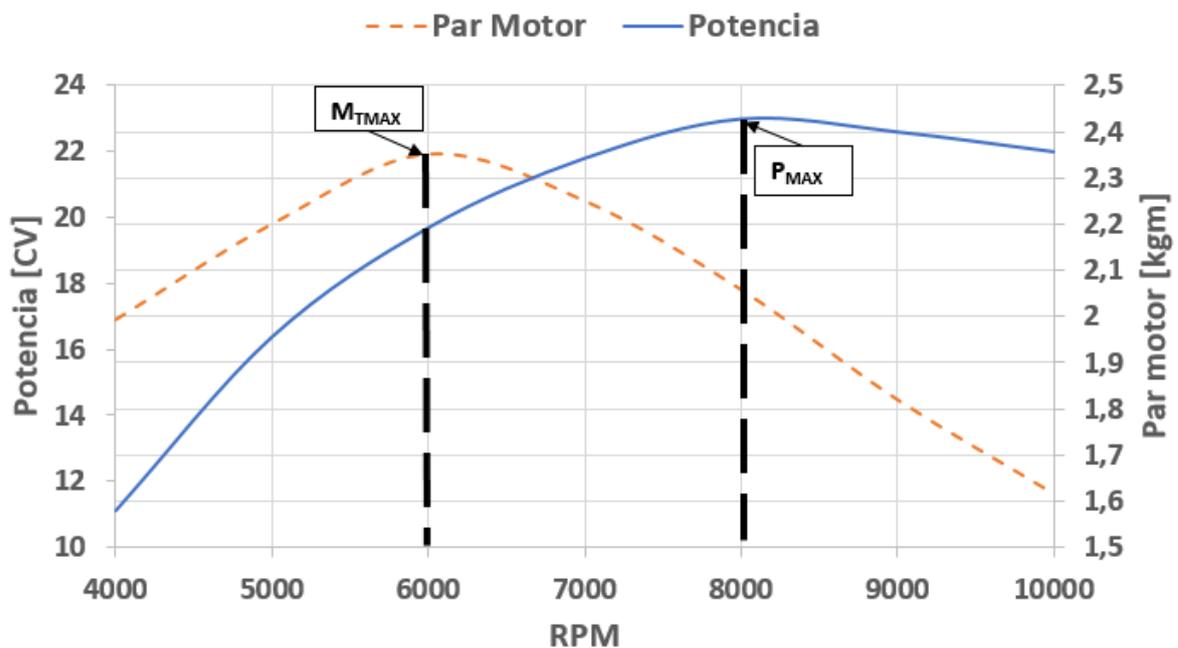


Figura 1: Curvas características a plena carga de un *MEch* de 4T

A mediados del año 2016, la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE propone al Departamento de Mecánica Aeronáutica (DMA) trabajar en conjunto en el diseño, desarrollo y construcción de una motocicleta de competición (fig. 2) que participará en la categoría *GP3* del *Campeonato Superbike Centro* [1], competencia nacional que se desarrolla en los diversos circuitos que existen en el país.



Figura 2: Modelo tipo - moto de competición de la categoría GP3

	Tipo
Vehículo	Moto de Carrera
Categoría	400 <i>CC</i> (Cilindrada)

Tabla 2: Características generales de la moto de la categoría *GP3*

La empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE -equipo de competición y reconocida fabrica de escapes, árboles de levas y afines para competición- fue la encargada de disponer y brindar los recursos necesarios para la construcción y ensayos, mientras que el *Instituto Universitario Aeronáutico* aportó el “know how” de los alumnos participantes del proyecto en cuanto a conocimientos, horas de estudio y análisis.

El *Campeonato Superbike Centro*, en el cual participará la moto, posee diferentes categorías y estas están definidas según la cilindrada. En nuestro caso, la moto a desarrollar (fig. 2) competirá en la categoría de 400 *CC* en la cual está permitido el uso de motores hasta dicha cilindrada. La elección del motor a utilizar y modificar, por parte de la empresa, es el Honda de 250 *CC* utilizado en moto de serie Honda *Twister*, [2]; se trata de un motor monocilíndrico de combustión interna alternativo de *4T* encendido por chispa, atmosférico y refrigerado por aire. Debido a que se trata de una actividad, donde lograr una gran velocidad de punta y un excelente desempeño del motor son los factores importantes a considerar, se buscó aumentar con respecto a las performances originales del motor Honda la potencia y el rango de *RPM* de operación máximo del mismo.



Mediante la herramienta de simulación *Lotus Engine Simulation (LES)* [3], se generó un modelo del motor Honda 250 *CC* con la finalidad específica de familiarizarnos con el software y obtener las curvas de performance del motor original que se utilizaron como punto de comparación a medida que se fue realizando las modificaciones al mismo. Cada modificación que se implementó al motor tiene como objetivo principal el aumento de la potencia máxima que este desarrolla. Durante la generación del modelo en *LES* se realizó, en base a la experiencia de la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE y complementada con bibliografía orientada al ámbito de la competición, un reconocimiento de los componentes a modificar y simular que son determinantes en la generación de potencia que desarrolla el motor seleccionado.

Lo que se espera con este proyecto a nivel académico es brindar a los futuros ingenieros, que estén interesados en esta disciplina, la posibilidad de mejorar o proponer nuevas ideas en el ámbito de la competición. A nivel empresarial, se espera ofrecer una metodología simple y rápida con el fin de obtener motores con mejor desempeño, optimizando tiempo y recursos.

## 2. Marco Teórico

El propósito de los motores térmicos es la obtención de energía mecánica a partir de la energía térmica almacenada en un fluido mediante un proceso de combustión. Si este proceso se da dentro de una cámara cerrada y la transmisión de trabajo se efectúa mediante el desplazamiento lineal de un pistón de forma cíclica se denomina motor de combustión interna alternativo (*MCI*). Las clasificaciones más importantes que se pueden establecer de estos motores son:

- Según el proceso de combustión:
  - Motor de encendido por chispa (*MEch*), donde el inicio de la combustión se produce mediante el aporte de energía externa al ciclo (fig. 3); que en general se consigue al hacer saltar una chispa entre los dos electrodos de una bujía. El fluido que se utiliza en los *MEch* es una mezcla de aire con un tipo de combustible, que puede ser gasolina, alcoholes, gas natural, etc..

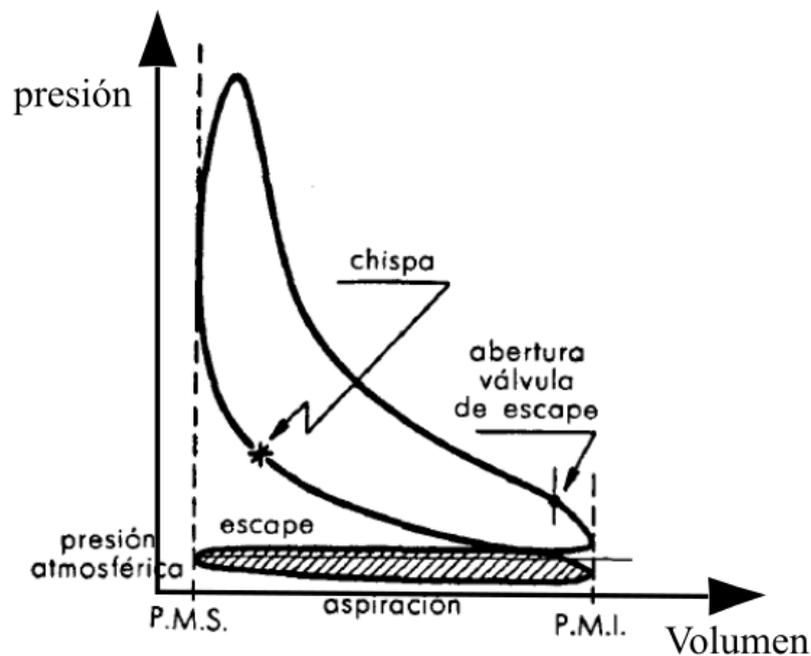


Figura 3: Ciclo real *MEch* de cuatro tiempos

- Motor de encendido por compresión (*MEc*), donde la combustión se inicia mediante un proceso de autoencendido del fluido al conseguirse temperaturas suficientemente altas en la cámara de combustión.
- Según el ciclo de trabajo, que hace referencia a cuantas carreras debe realizar el pistón para completar un ciclo:
  - Dos tiempos  $2T$ , que equivale a dos carreras.
  - Cuatro tiempos  $4T$ , que equivale a cuatro carreras (fig. 4(a)-4(d)). En esta clase de motores las cuatro fases son controladas por válvulas de asiento que se accionan mediante un mecanismo por uno o dos arboles de levas (fig. 4).

Como se puede observar en la Figura 3, el ciclo se divide en dos bucles. El de mayor área se lo conoce por ser el bucle de trabajo útil, donde la energía que se obtiene por la combustión de la mezcla es transferida al pistón. Este trabajo se considera positivo y sucede durante las carreras de compresión (fig. 4(b) y expansión (fig. 4(c)). Mientras que el área sombreada de la Figura 3 se lo denomina bucle de bombeo. Este se forma durante las carreras de aspiración de la nueva carga (fig. 4(a)) y escape de los gases quemados (fig. 4(d)). El trabajo es negativo en el lazo de bombeo, ya que este es realizado por el pistón.

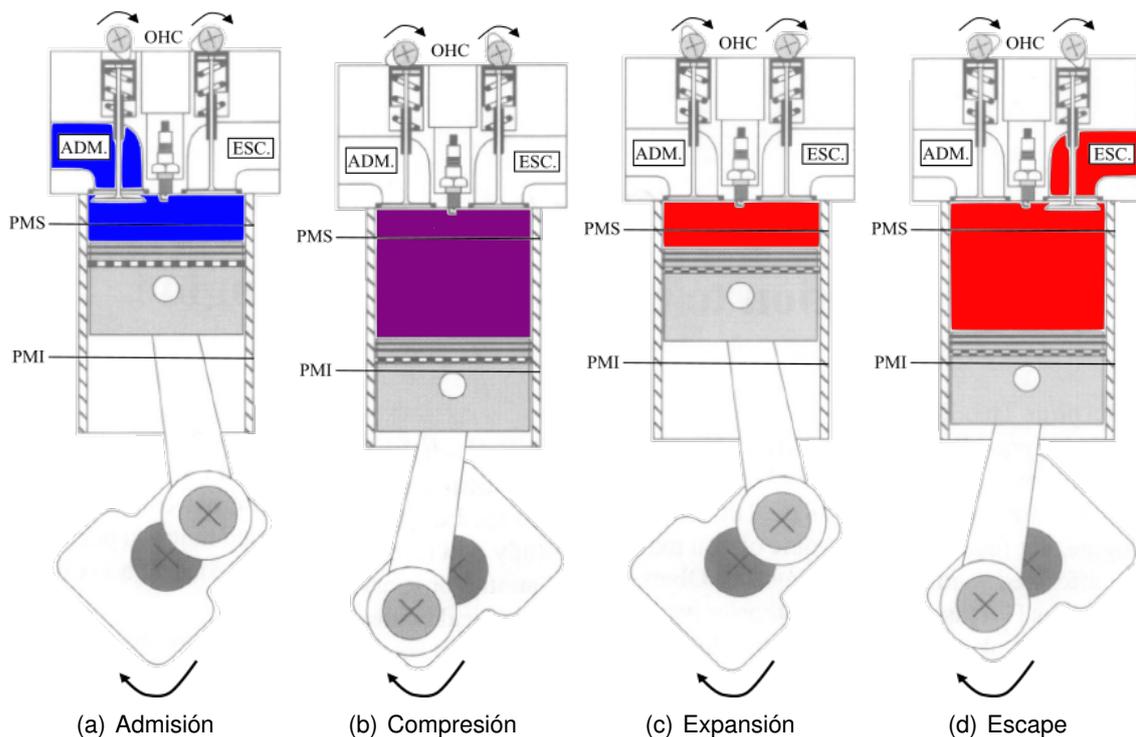


Figura 4: Las cuatro carreras de un *MECh*

- Según la presión de admisión:
  - Motores de aspiración natural (*na*), donde el fluido ingresa en el cilindro inducido por la succión creada por el propio movimiento del pistón cuando se desplaza desde el punto muerto superior (*PMS*) hacia el punto muerto inferior (*PMI*).
  - Motores sobrealimentados, en los cuales se utiliza un compresor para aumentar la presión de admisión por encima de la atmosférica; forzando la entrada del fluido al cilindro. Existen dos maneras de lograr este aumento:
    - Turbocompresor (*tc*)
    - Compresor mecánico (*sc*)
- Según el tipo de refrigeración:
  - Por líquido
  - Por aire
- Según el número y disposición de los cilindros

A continuación se presentan los parámetros básicos de un *MEch* de cuatro tiempos y las variables que afectan a la potencia de este:

### Parámetros geométricos

Estos permiten caracterizar geoméricamente las dimensiones de los elementos más importantes del motor. Incluyen fundamentalmente parámetros relativos a las dimensiones del cilindro, al mecanismo biela-manivela y al sistema de renovación de la carga. Al fijar los parámetros geométricos en el diseño de un motor se limita las dimensiones y condiciones de operación de este. Por ejemplo, si se establece la relación diámetro-carrera del pistón se está condicionando el tamaño de la cámara de combustión y la velocidad de giro del motor, como se muestra en la Tabla 3. En la Figura 5 se puede observar la geometría básica y nomenclatura que se adopta para el *MCIA*.

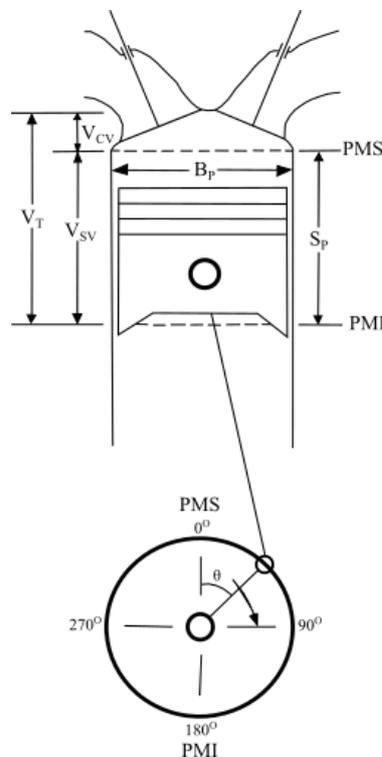


Figura 5: Esquema geométrico de un motor de combustión interna alternativo

Denominación	$B_p/S_p$ [-]	Ventajas	Desventajas
<b>Supercuadrado</b>	$>1$	Permite girar a elevadas RPM y mucho espacio para válvulas	Cámara poco compacta, cigüeñal robusto y pérdidas por calor
<b>Cuadrado</b>	$=1$	Valor común en muchos motores	
<b>Alargado</b>	$<1$	Cámara compacta	No permite girar a elevadas RPM

Tabla 3: Ventajas e inconvenientes de cada tipo de motor según la relación  $B_p/S_p$



Por simplicidad del cálculo para el diseño preliminar de un motor se establece que el diámetro del pistón ( $B_p$ ) es igual al del cilindro. La carrera del pistón ( $S_p$ ), como se observa en la fig. 5, es la distancia definida entre el punto muerto superior ( $PMS$ ) y el inferior ( $PMI$ ). El área del pistón, ec. (1), tiene gran importancia en el diseño por las siguientes dos razones:

- Es el área disponible sobre la cual los gases ejercen presión para obtener trabajo.
- El área de las válvulas está limitada por el área del pistón.

$$A_p = \frac{\pi}{4} \cdot B_p^2 \quad (1)$$

La cilindrada unitaria del motor se establece como el volumen desplazado por el pistón desde el  $PMS$  al  $PMI$ , ec. (2), mientras que el volumen de la cámara de combustión ( $V_{CV}$ ) es el espacio que queda en el cilindro cuando el pistón se encuentra en el  $PMS$ . La relación de compresión es el cociente entre el volumen total y  $V_{CV}$ , ec. (3). La Tabla 4 provee algunos valores de este parámetro para el diseño; ya que si se superan estos valores normales puede traer complicaciones al desempeño del motor en cuanto a resistencia y temperatura del material, ref. [4].

$$V_{sv} = A_p \cdot S_p = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot B_p^2 \cdot S_p \quad (2)$$

$$RC = \frac{V_{sv} + V_{CV}}{V_{CV}} \quad (3)$$

Encendido	Ciclo	RC	Límite
MEch	4	9,5 - 12,5	Material y Autoencendido de la mezcla

Tabla 4: Valores habituales para la relación de compresión para motores de  $4T$

Las válvulas de un motor  $4T$  suponen la restricción más importante al flujo de los gases de admisión y escape. La mejor manera de optimizar la respiración de un motor es incrementar al máximo el área de paso por medio del incremento del diámetro de garganta ( $D_t$ ) y el número de válvulas ( $n$ ). La limitación física viene impuesta por el diámetro del cilindro, tal como se indica en la Tabla 3, ref. [4].

La alzada de la válvula ( $L_v$ ) es otro parámetro importante, este se selecciona de manera que su valor no supere y esté dentro de un rango de  $0.25-0.3 D_t$ . Esto tiene como finalidad evitar el aumento en las sollicitaciones del mecanismo de distribución.

En la Figura 6 se puede ver la geometría elemental de las válvulas y puertos, válido tanto para admisión como escape.

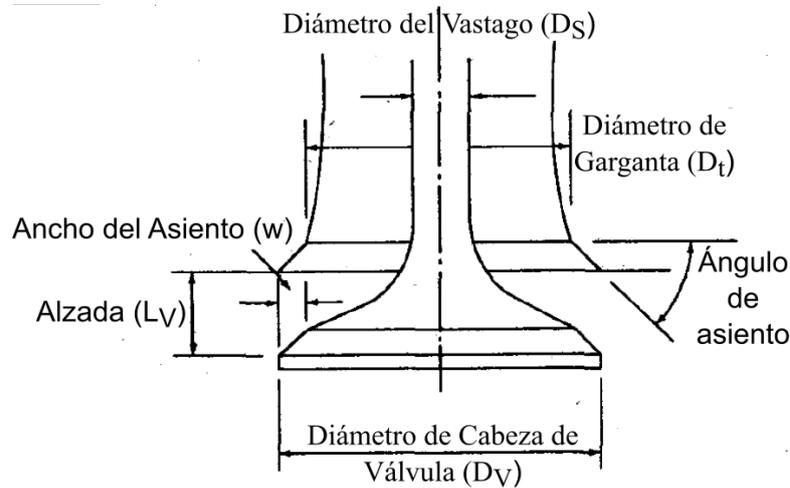


Figura 6: Esquema geométrico general del conjunto conducto-asiento-válvula

### Parámetros de funcionamiento

Definen el estado operativo del motor a partir de las variables que pueden medirse experimentalmente y controlarse para fijar el punto de funcionamiento deseado. Estas variables son:

- La velocidad media del pistón ( $v_{mp}$ ), ec. (4), es un valor importante a tener en cuenta en el diseño de motores. Indica el grado de sollicitación mecánica a la que será sometido el motor, en particular el sistema pistón-biela-manivela que se encuentra en contacto con el cilindro.

$$v_{mp}[m/s] = \frac{S_p[mm] \cdot N[RPM]}{30000} \quad (4)$$

, donde  $N$  es la velocidad a la que gira el eje del motor.

- El rendimiento o eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ) es la relación entre el caudal másico de aire aspirado ( $\dot{m}_a$ ) efectivamente en cada ciclo, y el que teóricamente podría llenar un volumen igual a la cilindrada en las condiciones normales de presión y temperatura ( $\dot{m}_{ref}$ ), ec. (5). Es el parámetro usado para medir la efectividad del proceso de aspiración de un motor y solo se emplea para motores de  $4T$ .

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{ref}} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\rho_{a,x} \cdot V_{sv} \cdot N}{2} \quad (6)$$



Reescribiendo la ec. (5), se puede observar la dependencia con otras variables de diseño:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_a}{\left(\frac{\rho_{a,x} \cdot V_{sv} \cdot N}{2}\right)} = \frac{\dot{m}_a}{\left(\frac{\rho_{a,x} \cdot A_p \cdot vmp}{4}\right)} \quad (7)$$

El valor de la densidad del aire ( $\rho_{a,x}$ ) varia según el punto de referencia en donde se tomen las condiciones de aspiración, donde el subíndice x representa la distancia de este con respecto a la entrada del sistema de admisión:

- Si  $\rho_{a,x} = \rho_{a,0}$  son condiciones atmosféricas  $\Rightarrow \eta_v$  mide las performance de bombeo de todo el sistema completo de admisión.
- Si  $\rho_{a,x} = \rho_{a,i}$  son condiciones en el sistema de admisión  $\Rightarrow \eta_v$  mide las performance de bombeo a partir del punto que se tome de referencia dentro del sistema de admisión.

Para motores de  $4T$  el propósito de los procesos de escape y de admisión es remover los gases quemados al final de la carrera de expansión y admitir la nueva carga para el próximo ciclo, respectivamente. El intercambio de gases en esta clase de motores está caracterizado por la eficiencia volumétrica, la cual depende de los siguientes parámetros:

- Sistema de admisión
- Sistema de escape
- Condiciones de operación del motor (Condiciones de presión y temperatura del aire, régimen de giro del motor, etc)

Por lo tanto, es de interés analizar el paso del flujo a través de los componentes de los sistemas mencionados anteriormente. En un *MEch* monocilíndrico, como se muestra en la Figura 7, el sistema de admisión típico consiste de las siguientes partes:

- Filtro
- Carburador
- Puerto
- Válvulas

En cambio el sistema de escape está compuesto por:

- Válvulas
- Puerto
- Conducto
- Silenciador

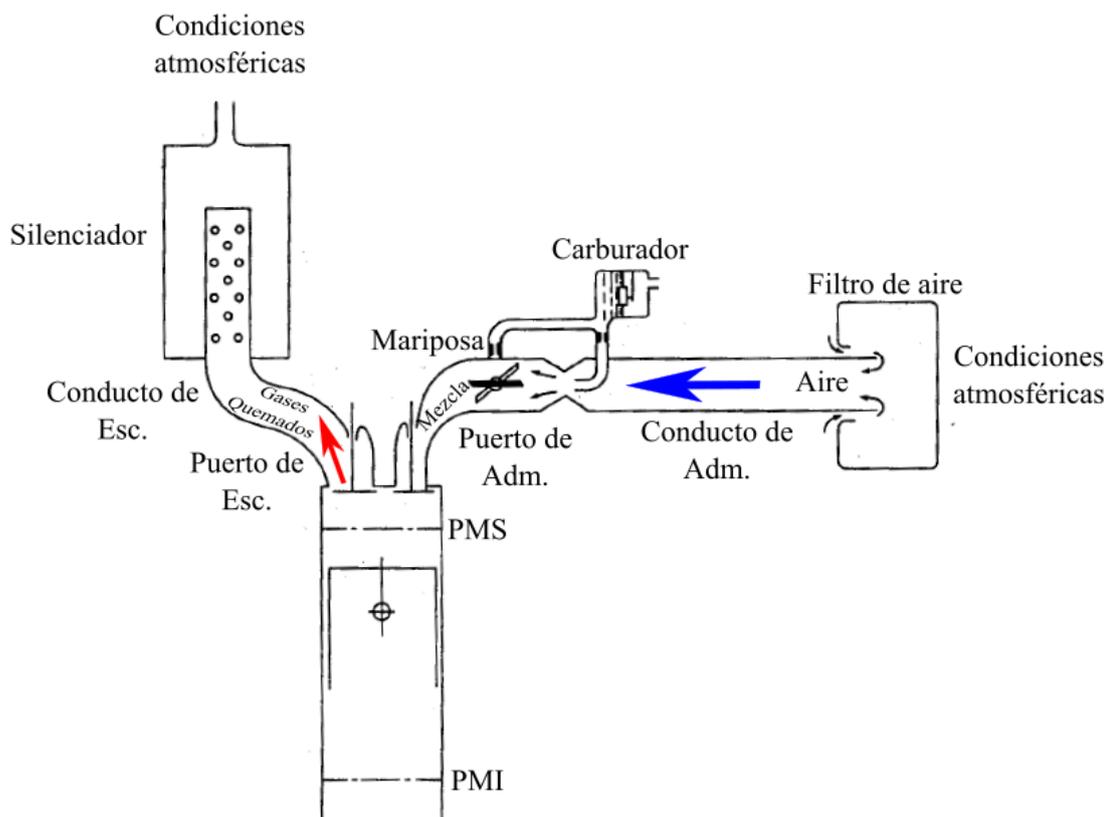


Figura 7: Esquema básico de los sistemas de un *MEch* monocilíndrico de 4T

Debido a la variación con el tiempo del área de apertura de las válvulas y de la cilindrada, el caudal másico de aire aspirado efectivamente en cada ciclo cambia con el régimen de giro del motor. En la gráfica de la Figura 8 se muestra como se ve afectada la curva de eficiencia volumétrica por los efectos del fluido y a que RPM son importantes. La línea recta a rayas de la Figura 8 representa el caso ideal, donde se asume que el flujo es incompresible, sin fricción y el  $\dot{m}_a$  no se altera con el tiempo. Por lo tanto, la eficiencia volumétrica permanece constante en todo el rango de operación del motor.

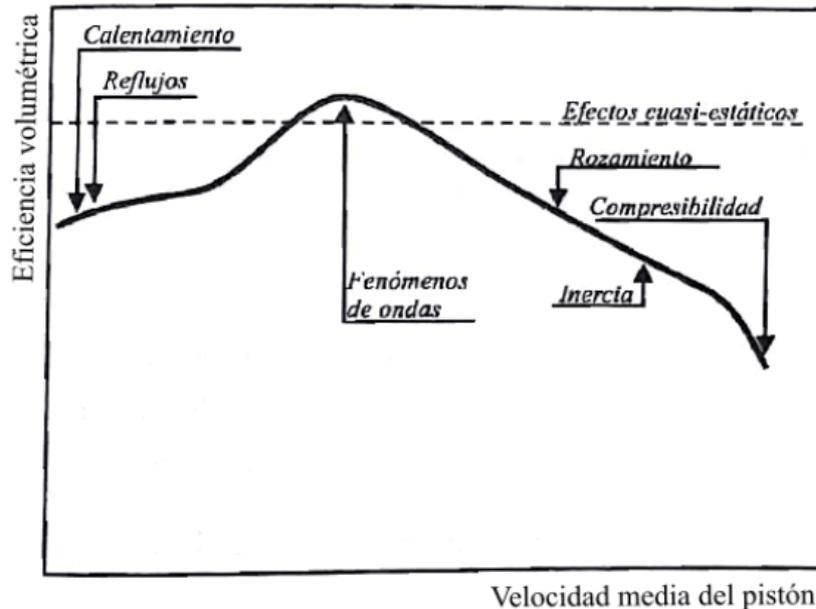


Figura 8: Gráfica que muestra la variación de  $\eta_v$  en función de  $v_{mp}$  y los efectos del flujo

A partir de lo mencionado en los párrafos anteriores y lo que se observa en la Figura 8, se debe fijar la puesta a punto de la distribución y sintonizar el diseño de los sistemas de admisión y de escape para un rango de  $RPM$  al que se desea que opere el motor. Si se diseña un motor para el ámbito de la competencia, el cual va a operar a altos regímenes de  $RPM$ , se deben tener en cuenta los siguientes efectos del flujo que influyen sobre el desempeño de este [4]:

### Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga son debidas, en los sistemas de admisión y de escape, a la rugosidad de los componentes y las discontinuidades que se pueden presentar entre las uniones de estos. El total de las pérdidas de carga en el sistema es la suma del aporte de cada una. Como ejemplo ilustrativo, en la Figura 9 se puede observar, si se asume que el flujo es cuasi-estacionario, que las pérdidas de carga en el sistema de admisión aumentan con el cuadrado de las  $RPM$  del motor. Los puntos que se toman de referencia para calcular las pérdidas de carga son (fig. 9):

- Justo después del carburador ( $p_P$ )
- Al inicio de uno de los conductos de admisión ( $p_R$ )

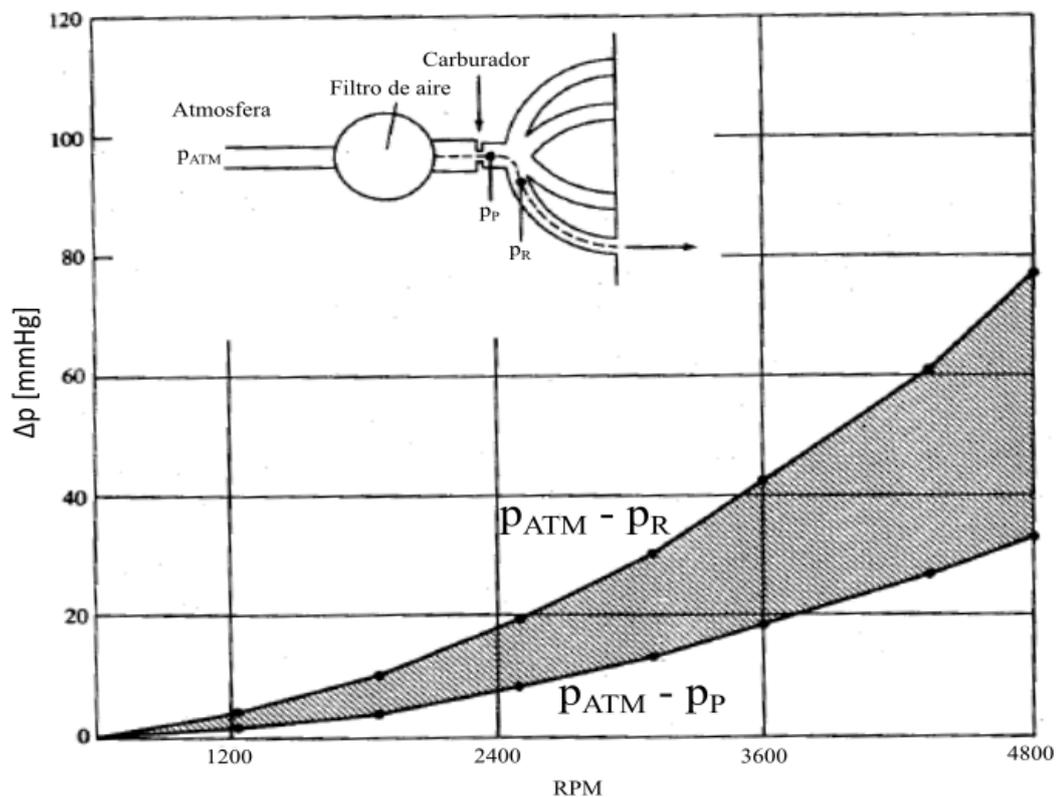


Figura 9: Pérdida de presión en el sistema de admisión de un  $MEch$  de  $4T$  - Condiciones cuasi-estacionarias del flujo

La zona correspondiente a las válvulas es la que presenta mayores limitaciones de diseño para reducir las pérdidas de carga. Esto se debe a que el área transversal de salida de la garganta del puerto es pequeña frente al área del pistón. Por lo tanto, puede considerarse que se dan condiciones de descarga libre, y que el fluido se frena a presión constante perdiendo gran parte de su presión dinámica. El diseño geométrico de las válvulas de admisión está, no solo orientado a una reducción de las pérdidas de carga, sino también a mejorar el llenado, para lo cual son de gran relevancia los fenómenos del compresibilidad del fluido.

### Efecto de Compresibilidad del Flujo

Las válvulas de admisión y de escape del motor son los elementos en donde el área de paso es la más reducida de toda la línea admisión-escape. Esto provoca que la mayor velocidad de circulación se de cuando las válvulas no están completamente abiertas y el salto de presiones entre el cilindro y los puertos de la tapa de cilindro es elevado. Por esta razón los efectos negativos debidos a la compresibilidad del flujo se dan en ésta zona [4].

Por ejemplo, cuando la válvula de escape se abre durante la carrera de expansión del pistón el salto de presión es tan elevado que el flujo puede alcanzar condiciones sónicas (MACH = 1) en la garganta del puerto de escape. El efecto de compresibilidad es significativo a altas RPM.

El parámetro adimensional que cuantifica los efectos de la compresibilidad es el número de Mach, que se define como la relación entre la velocidad del flujo en la válvula ( $u$ ) y la velocidad del sonido local ( $a$ ). Si consideramos que el flujo que pasa a través de las válvulas es aire y se comporta como un gas ideal, se calcula el número de Mach en la válvula mediante la siguiente ecuación:

$$M_v = \frac{u}{a} = \frac{u}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}} \quad (8)$$

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T} \quad (9)$$

Los efectos de la compresibilidad del flujo pasan a ser relevantes en los motores cuando  $M_v$  es superior a 0,2 (fig 10(a)). Al ser el área de paso de las válvulas una función del tiempo,  $u$  y  $M_v$  también lo son. Entonces para simplificar los cálculos se puede tomar un valor promedio de estos, ec. (10).

$$\bar{M}_v = \frac{\bar{u}_v}{a} = \left( \frac{A_p}{n \cdot A_v \cdot \bar{C}_D} \right) \cdot \frac{vmp}{a} = \left( \frac{B_p}{D_v} \right)^2 \cdot \frac{vmp}{n \cdot a \cdot \bar{C}_D} \quad (10)$$

, donde  $n$  es el número de válvulas de admisión o de escape.

El tipo de coeficiente de descarga ( $C_D$ ) depende del área que se tome como referencia y su máximo valor suele estar entre 0.25-0.3 de  $L_v/D_t$ :

- Si  $A_v = A_c = \pi \cdot D_v \cdot L_v$ , donde  $A_c$  es el área de cortina  $\Rightarrow$  el coef. que se mide, en un ensayo de flujometría, es el de descarga ( $C_D$ ).
- Si  $A_v = A_s = \frac{\pi}{4} \cdot D_v^2$ , donde  $A_s$  es el área de asiento  $\Rightarrow$  el coef. que se mide, en un ensayo de flujometría, es el de flujo ( $C_F$ ).

Analizando la Figura 10(a), se puede observar que la eficiencia volumétrica se mantiene constante a bajos valores de mach promedio, pero aproximadamente a 0,5 el llenado de los cilindros empeora de forma notable. Esto se debe a la compresibilidad del flujo de los gases. Fukutani y Watanabe propusieron una expresión diferente del  $\bar{M}_v$ , ec. (10(b)) (ref. [4]). En este caso se corrige el  $\bar{M}_v$  con la duración efectiva del proceso de admisión y con el rendimiento volumétrico ( $\eta_v$ ). Este último término tiene en cuenta que, cuando hay un pobre llenado del cilindro también se ve afectada la velocidad de los gases y el número de Mach.

$$M_{FW} = \bar{M}_v \cdot \frac{180}{\alpha_{RCA} - \alpha_{AAA}} \cdot \eta_v \quad (11)$$

, donde  $\alpha_{RCA}$  y  $\alpha_{AAA}$  son los ángulos de retraso de cierre y adelanto de apertura de la válvula de admisión, respectivamente. El criterio que se toma para fijar estos es el siguiente [5]:

- Para botadores hidráulicos -  $\alpha_{RCA}$  y  $\alpha_{AAA}$  se toman a 0.15 mm de alzada.
- Para botadores mecánicos -  $\alpha_{RCA}$  y  $\alpha_{AAA}$  se toman a 0.15 mm de alzada más la luz de válvula especificada.

En la Figura 10(b) se observa, que  $M_{FW}$  cae repentinamente a partir de un valor de 0.4, por este motivo se considera dicho valor como un parámetro de diseño que permite estimar el diámetro mínimo de cabeza de válvula ( $D_v$ ) necesario para evitar problemas de compresibilidad en la garganta. La Figura 10(b) además, muestra claramente que el fenómeno de compresibilidad en las válvulas de admisión limita el valor máximo del régimen de giro de un motor y en consecuencia la potencia máxima que se puede obtener de este.

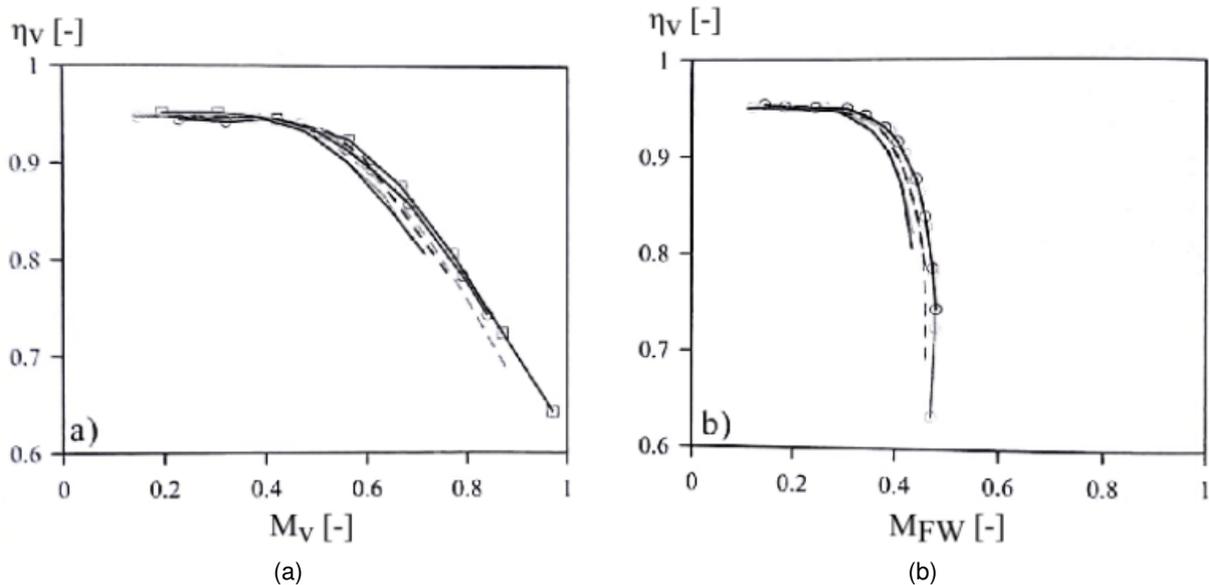


Figura 10: Rendimiento volumétrico para varios motores  $4T$  en función del Mach promedio 10(a) y del Mach de Fukutani y Watanabe 10(b)

Un buen diseño del conjunto puerto-asiento-válvula junto con el aumento del tamaño o número de válvulas, si es posible, ayudan a evitar los problemas de compresibilidad. Respecto a esto, hay que tener en cuenta que existe una limitación del tamaño de las válvulas en función de su número y su disposición en la tapa de cilindro. Considerando lo mencionado anteriormente, en la práctica se suele priorizar el llenado sobre el vaciado y por esto el área de paso en la admisión suele ser mayor que en el escape.

En las Figuras 11 y 12 se ensayan dos tipos de configuración de válvulas:

- Una de admisión y una de escape (Curva con círculos).
- Una de admisión y una de escape con un aumento del 20% en el área de paso (Curva con rombos).
- Dos de admisión y dos de escape con un aumento del 40% en el área de paso (Curva con cuadrados).

En base a lo que se puede observar de las Figuras 11 y 12 se puede decir que:

- Para obtener una mejor eficiencia volumétrica a mayores RPM se necesita aumentar el área de paso de las válvulas de admisión (fig. 11(b)).
- Para disminuir la presión media de bombeo, en el proceso de intercambio de gases, se debe aumentar el área de paso de las válvulas de escape (fig. 12(b)).

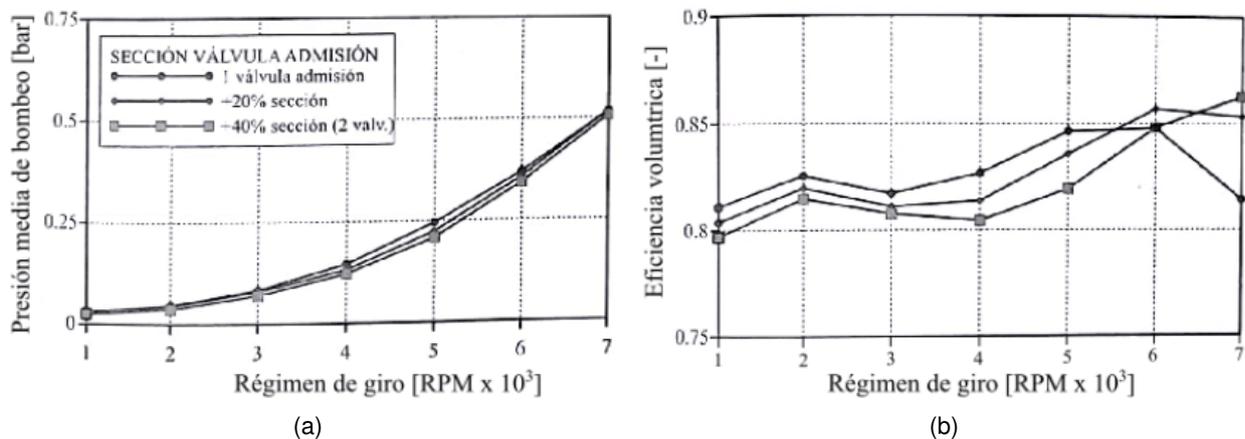


Figura 11: Influencia del área de paso de las válvulas de admisión sobre los parámetros característicos del proceso de renovación de la carga

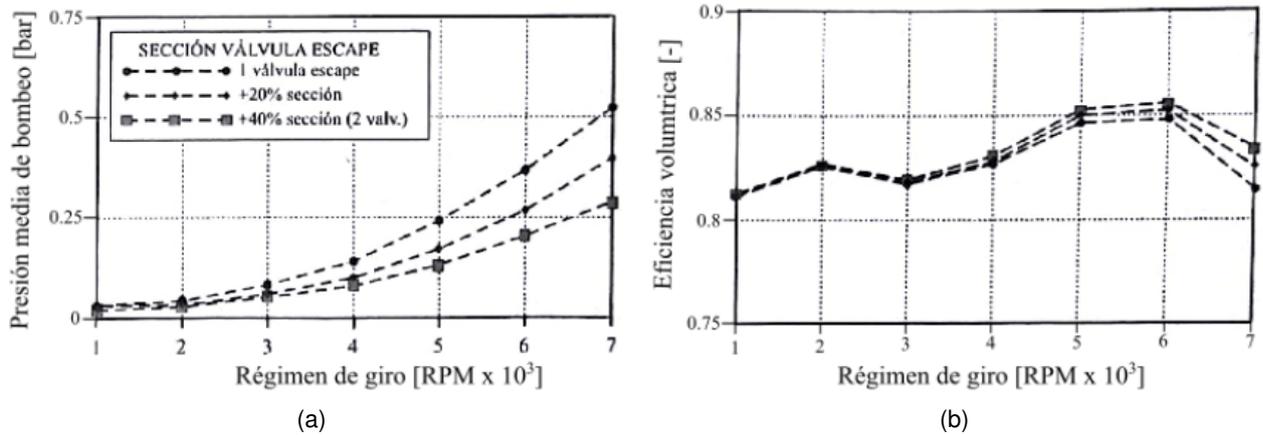


Figura 12: Influencia del área de paso de las válvulas de escape sobre los parámetros característicos del proceso de renovación de la carga

### Inercia del fluido

El diagrama de distribución, como se observa en la Figura 13, determina los momentos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y de escape durante el ciclo del motor de  $4T$ . En la práctica se extiende la permanencia de la apertura de las válvulas, en las carreras de escape y admisión, con la finalidad de mejorar el vaciado y la renovación de la carga en el cilindro. Esto viene aparejado con un mejor aprovechamiento de la inercia de los gases en movimiento en los sistemas de admisión y de escape.

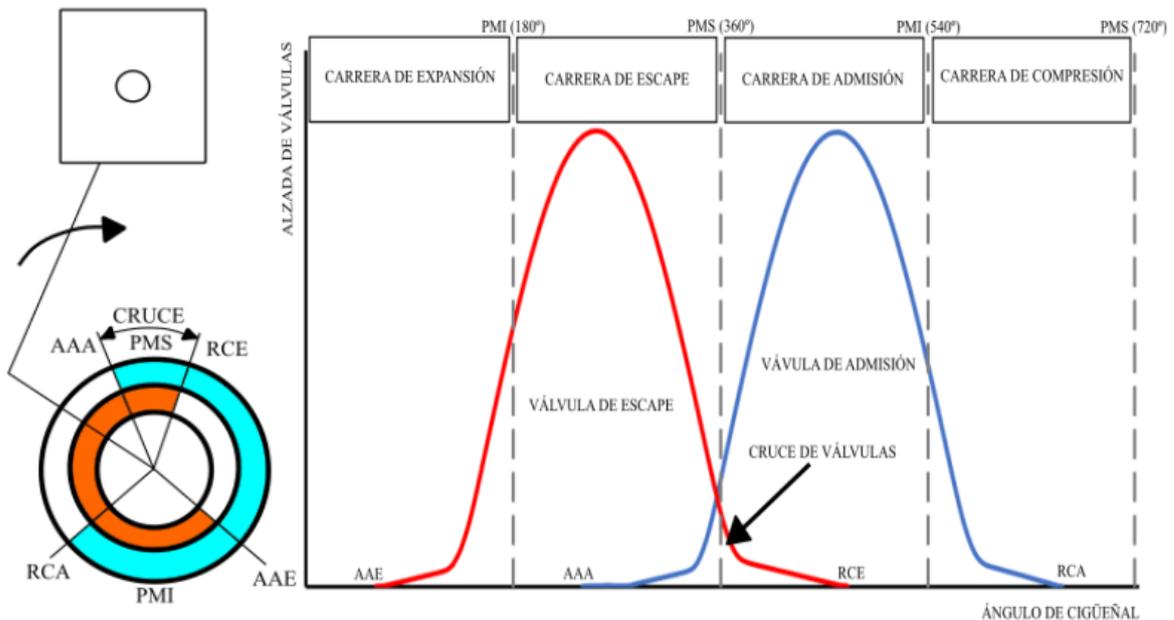


Figura 13: Representación gráfica de los eventos del diagrama de distribución

Los tres eventos característicos del diagrama (fig. 13) que se ven afectados por la inercia de los gases son los siguientes:

- Tal como se muestra en la Figura 13 la apertura de la válvula de escape se produce durante la carrera de expansión, antes de que el pistón alcance el *PMI*. Esto permite que los gases quemados sean descargados por la diferencia de presión entre el cilindro y el puerto de escape. Pasado el *PMI* el trabajo para evacuar los gases restantes lo realiza el pistón.

En la Figura 14 se puede observar que el avance óptimo del ángulo de adelanto de apertura de escape (*AAE*) varía con el régimen de giro del motor. A mayores RPM el ángulo óptimo se adelanta. El eje de las ordenadas de la Figura 14 representa el trabajo neto, que es el balance que hay entre la pérdida de trabajo de expansión y la reducción del área de bombeo del ciclo real. Para el caso de motores de competición se busca el mayor *AAE* posible que suele estar en un rango entre  $50^\circ$  a  $60^\circ$  antes del *PMI* [5].

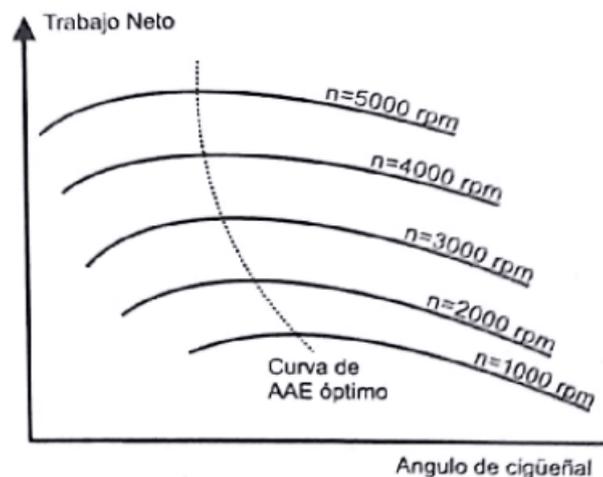


Figura 14: Variación del *AAE* óptimo en función de las RPM del motor

- Los efectos de variar los eventos de retraso al cierre de la válvula de escape (*RCE*) y de avance a la apertura de la admisión (*AAA*) sobre el rendimiento volumétrico y las pérdidas por bombeo son similares; por lo que se tratan de forma conjunta relacionando estos efectos con el llamado cruce de válvulas. Como se muestra en la Figura 13 se entiende por cruce de válvulas al período en el que ambas se encuentran simultáneamente abiertas.

Los fenómenos de intercambio de gases durante el cruce de válvulas están controlados por las presiones que existen en ese momento en el cilindro y en los puertos de admisión y escape. Por lo tanto, el cruce de válvulas óptimo para un motor depende de los siguientes factores:

- Relación entre las presiones instantáneas de escape y de admisión.
- El régimen de giro al que se espera que opere el motor.

En el caso de motores en los que se quiere optimizar el comportamiento a alto régimen es habitual diseñar un cruce de válvulas de mayor permanencia. Ya que los efectos de inercia, cuando la presión de admisión es superior a la de escape, permiten mejorar el barrido de los gases quemados remanentes. Aunque un traslape de válvulas prolongado se ve siempre limitado por la distancia entre las válvulas y el pistón para evitar el contacto [4].

- Retrasando el cierre de la válvula de admisión ( $RCA$ ) se puede mejorar el rendimiento volumétrico a mayor régimen de vuelta del motor, como se puede observar en la Figura 15. De esta forma se aprovechan los efectos de inercia de la nueva carga para conseguir un mejor llenado del cilindro, cuando el pistón se encuentra en la carrera de compresión. En el caso de motores de competición el rango de  $RCA$  se encuentra entre  $60^\circ$  a  $70^\circ$  después del  $PMI$ .

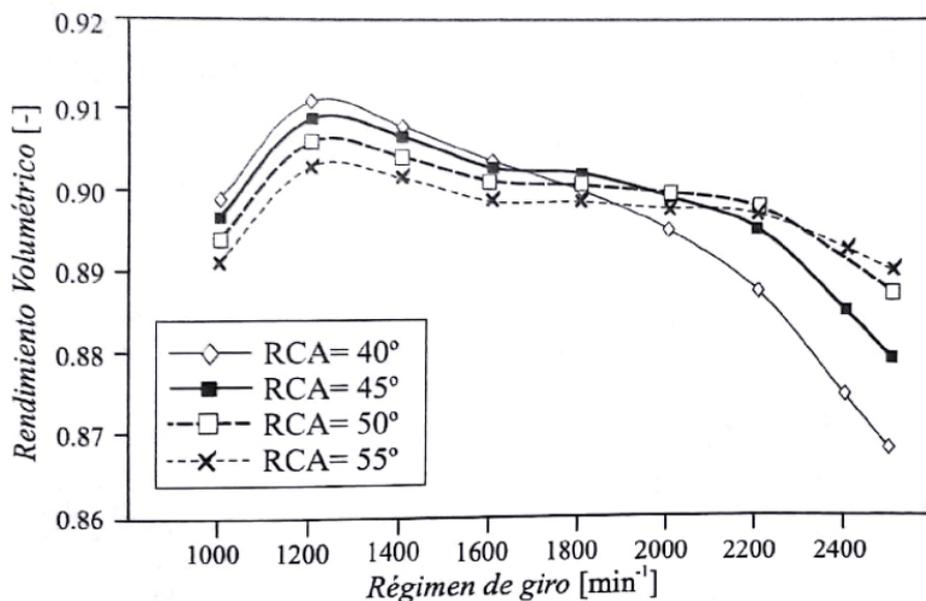


Figura 15: Rendimiento volumétrico vs.  $RPM$  del motor en función del  $RCA$

### Efectos de las ondas de presión

Los procesos de admisión y de escape van a provocar ondas de presión que se propagan a la velocidad del sonido local en los conductos del motor. Las ondas de compresión en el escape y las de expansión en la admisión se van a reflejar en las discontinuidades entre las uniones de cada componente de los sistemas de admisión y de escape. Esta interacción hace que las ondas se reflejen hacia el cilindro y como consecuencia van a influir sobre el llenado y vaciado de este. Para comprender mejor este fenómeno y con que finalidad se estudia, se analiza de forma separada y se ve como afecta este a cada sistema.



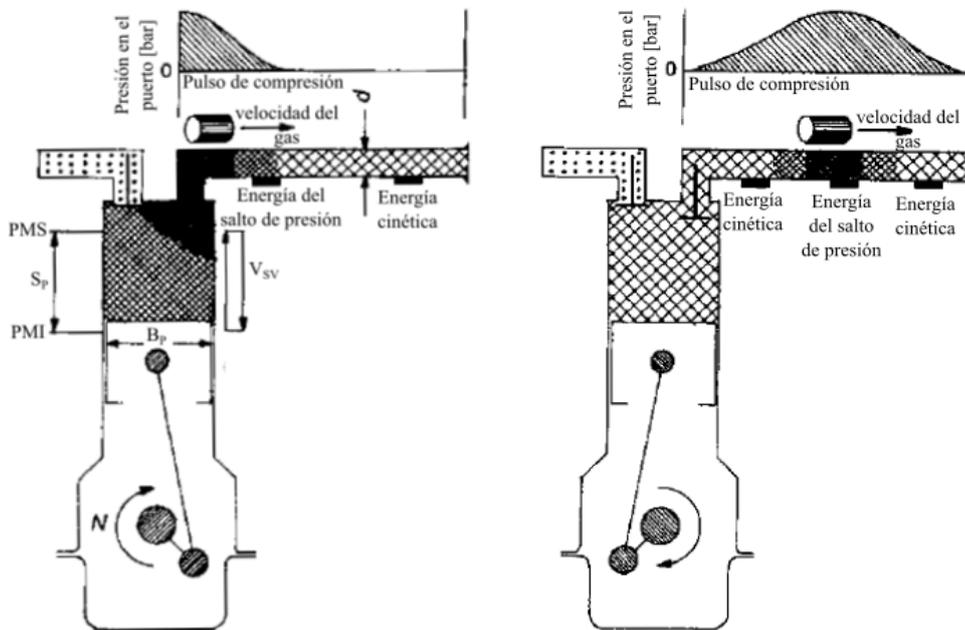
- Efecto de las ondas en la admisión:  
Cada vez que la válvula de admisión se abre, hay una depresión en el cilindro que genera una onda de presión negativa que viaja a través de la columna de aire (a la velocidad del sonido) desde la garganta hasta la toma de aire ambiente. Inmediatamente, cuando esta alcanza la atmósfera, se genera una disminución de la densidad del aire en el conducto de admisión por un efecto de expansión al ingreso de la toma de este y debido a la inercia del aire se refleja una onda positiva de vuelta hacia la garganta. Como consecuencia se aumenta el caudal de masa de aire en el conducto de admisión y la presión.

Es esta primer onda de presión reflejada que, si está correctamente sincronizada, es la responsable de implusar el aire dentro del cilindro hacia el final del proceso de admisión. Esto se debe a que hay un aumento de presión en el puerto de admisión. Lo ideal es que esta llegue a la parte posterior de la válvula justo cuando el pistón alcanza el *PMI* y comienza a comprimir la mezcla. De esta forma se logra llenar, con carga fresca, el cilindro durante la carrea de compresión. Este proceso es continuo hasta el cierre de la válvula con caída en la amplitud de la onda [6].

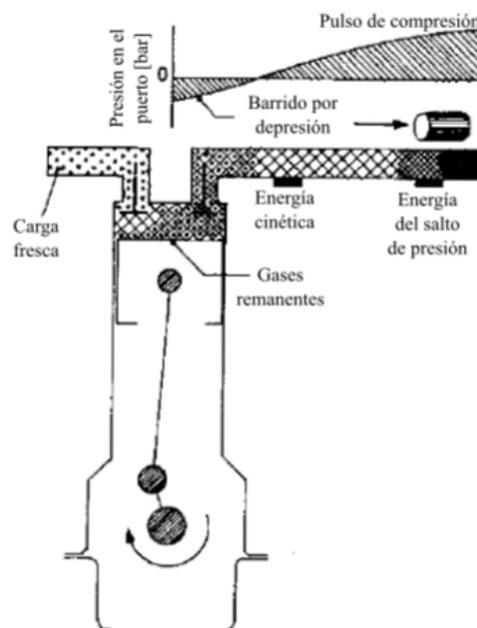
- Efecto de las ondas en el escape:  
El mecanismo más importante para el barrido de los gases residuales, en la cámara de combustión al final de la carrera de escape, es utilizar la energía cinética de los gases de escape salientes para producir una onda de compresión seguida de una de expansión. Esto genera una depresión en el puerto de salida que permite el vaciado de los gases quemados en el cilindro. Las ondas de presión pueden ayudar o inhibir los procesos de intercambio de gases.

Cuando la válvula de escape se abre, hacia el final de la carrera de expansión, se liberan los gases quemados del cilindro hacia el puerto de escape por la diferencia de presiones entre estos. En ese instante se genera una onda de presión positiva en el puerto, como se observa en la Figura 16(a), que evacua los gases quemados hacia el escape. Mientras el pistón se desplaza hacia el *PMI* (fig. 16(b)), la columna de flujo se desplaza con la onda de presión hacia el final del conducto de escape. La presión por detrás de esta cae a medida que la onda se acerca a la salida del escape.

En la Figura 16(c) se puede observar que la onda de presión alcanzó el final del conducto y se refleja cuando el pistón se mueve hacia el *PMS*, al inicio de la carrera de aspiración y al final del proceso de escape. Esta genera una caída de presión en el puerto de escape, durante el cruce de válvulas, permitiendo la salida de los gases quemados restantes. Entonces se puede decir que el sistema de escape está sintonizado.



(a) Válvula de escape abre, cuando el pistón se desplaza al *PMI* - final de la carrera de expansión (b) Válvula totalmente abierta, cuando el pistón comienza a subir (El pulso alcanza la mitad del conducto)



(c) Cruce de válvulas, cuando el pistón se desplaza al *PMS* (gases restantes son evacuados) - final de la carrera de escape

Figura 16: Teoría de la energía cinética del barrido de los gases de escape

Por lo tanto, se debe tener en cuenta en el diseño de las longitudes de los sistemas, que si el conducto es muy corto el período es corto para la onda de compresión y si el conducto es muy largo se genera excesiva resistencia del flujo. En ambos casos se afecta el llenado y vaciado del cilindro.

- El poder calorífico ( $PC$ ) es la cantidad de calor liberado en la combustión completa y perfecta por unidad de masa de combustible. En la Tabla 5 se presentan los valores típicos de poder calorífico para distintos combustibles empleados por los motores [4].

Combustible	Gas natural	Nafta	Gasoil	Etanol
PC [MJ/kg]	45-47,7	42,7-43,5	42,5-43	26,9

Tabla 5: Valores del poder calorífico de algunos combustibles

Otro parámetro a tener en cuenta es la relación combustible-aire ( $F/A$ ), ec. (12), definido como el cociente entre una cantidad unitaria de caudal másico de combustible ( $\dot{m}_f$ ) y una cantidad  $\dot{m}_a$  aspirado por un  $MECh$ . Dicha relación es función del combustible, del tipo de motor y del sistema de alimentación de combustible.

$$F/A = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{1}{A/F} \quad (12)$$

, el rango de operación normal para un  $MECh$  que usa nafta es de  $1/18 \leq F/A \leq 1/12$ . La relación equivalente ( $\phi$ ), ec. (13), indica el estado de la mezcla:

- Si  $\phi < 1 \Rightarrow$  la mezcla es pobre.
- Si  $\phi = 1 \Rightarrow$  la mezcla es estequiométrica.
- Si  $\phi > 1 \Rightarrow$  la mezcla es rica.

$$\phi = \frac{F/A_{actual}}{F/A_{est}} \quad (13)$$

, en la Tabla 6 se presentan los valores para la relación estequiométrica de ciertos combustibles [4].

Combustible	Gas natural	Nafta	Gasoil	Etanol
F/A <sub>est</sub> [-]	1/17,0	1/14,6	1/14,5	1/9,0

Tabla 6: Relación estequiométrica combustible-aire de algunos combustibles

La eficiencia de conversión del combustible ( $\eta_f$ ) es una medida que indica la efectividad del combustible para transformarse en energía utilizable. Su valor en un  $MECh$  varía en un rango de 25 a 35 %, como se muestra en la Tabla 7, y se expresa mediante la ec. (15).

$$sfc = \text{consumo específico de combustible} = \frac{\dot{m}_f}{Potencia} \quad (14)$$

$$\eta_f = \frac{Potencia}{\dot{m}_f \cdot PC} = \frac{1}{sfc \cdot PC} \quad (15)$$

Motor	MECh		
	Vehículo	$\eta_f$ [%]	sfc [g/kWh]
4T	Motocicleta	32	260
	Automovil	35	240

Tabla 7:  $\eta_f$  y  $sfc$  valores máximos (referidos a gasolina) para distintos tipos de vehículos [4]

## Parámetros indicados y efectivos

Estos caracterizan las prestaciones de un motor en un determinado punto de operación y se clasifican de la siguiente manera:

- Presión media
- Torque
- Potencia

Si las variables mencionadas anteriormente se desarrollan en el interior del cilindro, producto del trabajo generado por los gases en el interior de este durante un ciclo completo (fig. 3), se denominan parámetros indicados. Estas no son transmitidas directamente al eje del motor, ya que una parte de ellas es absorbida por las resistencias pasivas (rozamiento entre los componente móviles, bombeo en la fase de renovación de carga en el cilindro, etc).

En la práctica común el interés se centra en medir estas variables en el eje a la salida del motor. Los resultados que se obtienen al fijar este al rotor de un dinamómetro (fig. 17) se los denomina parámetros efectivos, ya que estos contemplan las resistencias pasivas mencionadas anteriormente. El freno dinamométrico es el encargado de crear un par resistente, que es el que proporciona la "carga" al motor. Esta varía para poder ensayar el motor a distintos regímenes de giro. Por lo tanto, el trabajo que desarrolla el motor es resultado de la fuerza "F" que esta ejerce sobre la carga impuesta por el brazo de palanca "b" del freno, como se puede observar en la Figura 17.

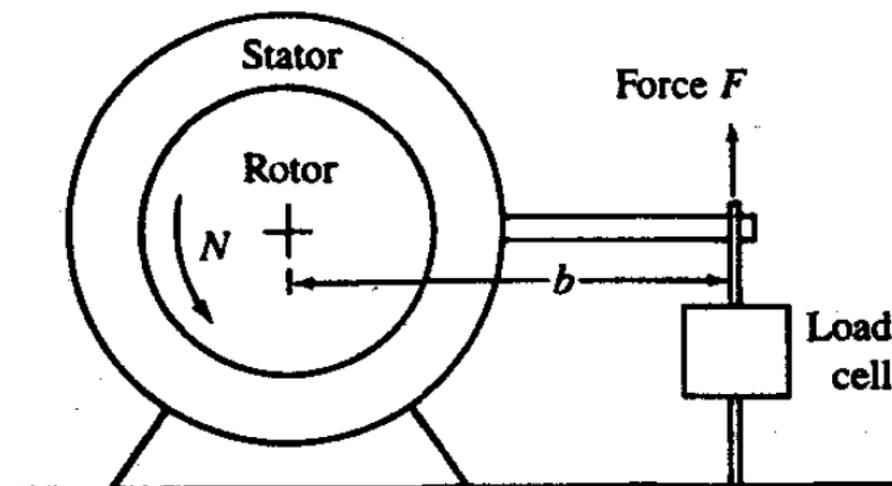


Figura 17: Esquema del principio de funcionamiento del dinamómetro

Una vez definido los parámetros indicados y efectivos, se puede establecer que la diferencia entre estos representa las pérdidas mecánicas del motor. Matemáticamente esto se puede representar mediante la siguiente ecuación general:

$$X_{pm} = X_i - X_e \quad (16)$$

, en donde  $X$  representa cualquiera de las variables que caracterizan las prestaciones de un motor, y los subíndices  $i$ ,  $e$  y  $pm$  se refieren a parámetros indicados, efectivos y pérdidas mecánicas, respectivamente.



Un factor que indica la importancia de la pérdida causada por las resistencias pasivas en el motor es el denominado rendimiento mecánico, ec. (17).

$$\left. \begin{aligned} X_e &= X_i - X_{pm} \\ \eta_m &= \frac{X_e}{X_i} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \eta_m = 1 - \frac{X_{pm}}{X_i} \quad (17)$$

## 2.1. La potencia y su dependencia con el resto de la variables

La variable a considerar en las modificaciones es la potencia efectiva, basandonos en lo que se mencionó en los párrafos anteriores. Es por eso, que hay que analizar la dependencia de esta con respecto a otros parámetros. Primero hay que tener en cuenta que el valor que se mide, en el freno dinamométrico (fig. 17), es el torque ( $M_T$ ) y este representa la capacidad de un motor para generar trabajo. Por lo tanto, la potencia ( $P$ ) se calcula a partir del torque y es la tasa  $N$  a la que se desarrolla ese trabajo. En base a lo anterior, la potencia se expresa de la siguiente forma general:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot N \cdot M_T \quad (18)$$

Otra variable importante de la que depende la potencia, es la presión media efectiva ( $pme$ ). Esta es la presión promedio durante el ciclo de trabajo de un motor, contemplando las pérdidas mecánicas, que multiplicada por el área del pistón se obtiene la fuerza media que se ejerce sobre la manivela del cigüeñal.

Además la  $pme$  es un parámetro que representa el grado de utilización de la cilindrada en relación con el trabajo que el motor desarrolla a la salida del eje del cigüeñal, ec. (19). Entonces para motores de cilindradas distintas, que no pueden compararse en cuanto a potencia ni en cuanto a torque, sí pueden compararse en base a los valores de su  $pme$ .

$$pme = \frac{W}{V_{sv}} \quad (19)$$

A partir de la  $pme$  y el régimen de giro del motor, la potencia se puede expresar de la siguiente forma para un motor de  $4T$ :

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{W \cdot N}{n_R} \\ W &= pme \cdot V_{sv} \end{aligned} \right\} \Rightarrow P = \frac{pme \cdot V_{sv} \cdot N}{2} \quad (20)$$

Al plantear la ec. (20) se puede observar que si se aumenta la cilindrada, el régimen de giro del motor y la  $pme$  se logra un aumento en la potencia. Sin embargo esto no es del todo cierto porque al aumentar la cilindrada se penaliza la eficiencia volumétrica ( $\eta_v$ ) y también la relación de compresión ( $RC$ ), ec. (3). Esto trae como consecuencia un aumento del peso de los componentes y la posible aparición del fenómeno de la detonación. El aumentar  $N$  trae como problemas la reducción considerable del llenado del cilindro y un aumento en el rozamiento entre los componentes móviles y el cilindro, ec. (4). A partir de los parámetros de funcionamiento del motor se puede reescribir la ec. (20) como:

$$\left. \begin{aligned} P &= \eta_f \cdot \dot{m}_f \cdot PC \\ F/A &= \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \\ \eta_v &= \frac{\dot{m}_a}{\frac{\rho_{a,x} \cdot V_{sv} \cdot N}{2}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow P = \frac{\eta_f \cdot \eta_v \cdot N \cdot V_{sv} \cdot PC \cdot \rho_{a,x} \cdot F/A}{2} \quad (21)$$

, donde es evidente la influencia de  $\eta_v$ .

La ec. (21) muestra que, mejorando el llenado del cilindro y las propiedades del combustible se logra un aumento en la potencia. La Figura 18 muestra la variación de  $\eta_f$  en función de  $\phi$ , [5]. Lo que se busca es, para una relación de compresión definida, que el valor de  $\phi$  sea menor a uno.

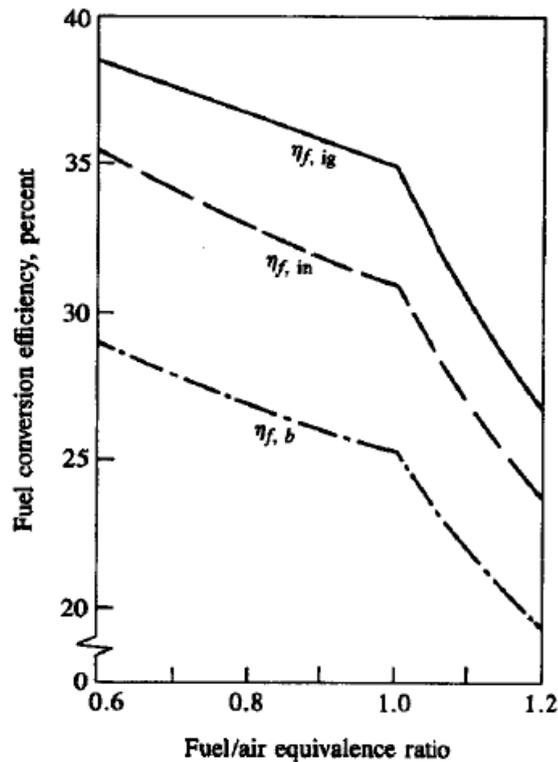


Figura 18: Ejemplo de las curvas de  $\eta_f$  de un motor con una  $p_{me}$  de 3.25 [bar] y girando a 1400 RPM

Reescribiendo la ec. (21) de la forma (22) se puede decir que el objetivo principal del proceso de intercambio de gases, a plena carga, es introducir la máxima cantidad de masa de aire posible y retener esta masa dentro del cilindro, [5].

$$P = \frac{\eta_f \cdot m_a \cdot N \cdot PC \cdot F/A}{2} \quad (22)$$

,donde  $m_a$  es la masa de aire que ingresa al cilindro por ciclo.



Tipo de motor			Rango de operación		
Encendido	Clasificación	Características	pme [bar]	vmp [m/s]	Bp/Sp [mm/mm]
<b>Mech</b>	<b>A</b>	2v na sv industrial pequeño	8,0 - 9,0	10,0 - 12,0	1,0 - 1,3
	<b>B</b>	2v na ohv industrial pequeño	9,0 - 10,0	10,0 - 12,0	1,0 - 1,3
	<b>C</b>	2v na ohv auto/moto	10,0 - 11,0	15,0 - 18,0	1,0 - 1,3
	<b>D</b>	4v na ohc auto/moto	11,0 - 12,0	15,0 - 18,0	1,0 - 1,4
	<b>E</b>	4v sc ohc auto/moto	14,0 - 16,0	15,0 - 17,0	1,0 - 1,3
	<b>F</b>	4v tc ohc auto/moto	14,0 - 16,0	15,0 - 17,0	1,0 - 1,3
	<b>G</b>	4v na ohc auto/moto de carrera	12,0 - 15,0	22,0 - 26,0	1,2 - 2,2

Tabla 8: Criterios de performance generales comunes para motores de cuatro tiempos

En la Tabla 8, obtenida de la ref. [7], se presenta los criterios de performance para distintas clasificaciones de motores de  $4T$ . Basándonos en las características que se presentan en [2] del motor Honda 250  $CC$ , el rango de operación que este se encuentra es en el motor tipo D.

### 3. Modelo Base

#### 3.1. Introducción

En esta sección se presenta una breve descripción general del software *Lotus Engine Simulation (LES)* [3] y del modelo base (Motor Honda Twister 250 CC) junto con la configuración de cada componente en *LES*. Los resultados obtenidos de la simulación, curvas características de potencia y torque, serán utilizados como punto de comparación a medida que se vayan implementado modificaciones a los componentes. Esto permite analizar si las modificaciones aplicadas producen un aumento en las prestaciones respecto al motor original.

#### 3.2. Motor Honda 250 CC

El motor a modelar (fig. 19), lo denominaremos "original", es un *MEch* de 4T monocilindro y el cual posee las siguientes características técnicas [2]:



Figura 19: Motor Honda 250 CC de la motocicleta Twister

Item	Especificaciones
Disposición del cilindro	Monocilindrico, con inclinación de 15° respecto a la vertical
Diámetro del cilindro	73 [mm]
Carrera	59,5 [mm]
Cilindrada	249 [CC]
Relación de compresión	9,3:1
N° de válvulas	4
Distribución	DOHC, accionado por cadena
Sistema de enfriamiento	Refrigerado por aire
Alimentación	Carburador
Transmisión	6 marchas
Potencia Máxima (Fabricante)	24 CV @ 8000 RPM
Torque Máximo (Fabricante)	2,48 Kgm @ 6000 RPM

Tabla 9: Especificaciones Técnicas motor Honda 250 CC

### 3.3. Descripción del software LES

*Lotus Engine Simulation* es un programa de simulación capaz de predecir el funcionamiento completo de un *MCIA*. La filosofía en la cual se basa, es ofrecer una herramienta de simulación que permita al usuario generar modelos de forma muy rápida, utilizando criterios de diseño embebidos y buena funcionalidad con interfaz gráfica.

La generación de un modelo virtual en *LES* se confecciona mediante bloques (fig. 20); estos representan las diferentes partes y cumplen un papel fundamental en el funcionamiento del *MCIA*. Además los bloques contienen una serie de parámetros los cuales permiten su modificación para simular de manera precisa las características del componente que representa. El programa se puede conceptualizar en tres módulos discretos:

- El Módulo de Datos - Entrada de datos y generación de modelos
- El Módulo Solver - Solución de las ecuaciones que representan los procesos físicos
- El Módulo de Resultados - Análisis de los resultados calculados

El módulo de datos y el de resultados sólo están divididos de manera de dar al usuario una noción de las partes principales del programa, en realidad es una sola unidad que, junto con el módulo Solver (que es esencialmente una unidad externa), forman una única aplicación. La interfaz del generador de modelos permite al usuario construir y visualizar el modelo del motor mediante un método gráfico. Los componentes pueden ser agregados a la pantalla y unidos de forma gráfica, permitiendo al usuario construir una representación visual del modelo. Todos los datos de los componentes pueden ser introducidos a través de esta interfaz.



El módulo Solver resuelve las ecuaciones de la mecánica de los fluidos, las cuales forman un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales hiperbólicas no lineales. Estas ecuaciones son la conservación de la masa (23), cantidad de movimiento (24) y conservación de la energía (25),

$$\frac{\partial(\rho A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u A)}{\partial x} = 0 \quad (23)$$

$$\frac{\partial(\rho u A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2 + p) A}{\partial x} - p \frac{dA}{dx} + \frac{1}{2} \rho u^2 f \pi D = 0 \quad (24)$$

$$\frac{\partial(\rho e_0 A)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u h_0 A)}{\partial x} - q \rho A = 0 \quad (25)$$

donde  $\rho$ ,  $A$ ,  $p$ ,  $e_0$ ,  $h_0$ ,  $q$ ,  $u$  y  $f$  son la densidad, sección transversal, presión, energía interna específica, entalpía específica, transferencia de calor por unidad de masa, velocidad y el factor de fricción de la pared respectivamente. *LES*, en el planteo de las ecuaciones, considera que las tuberías son horizontales y las pérdidas de carga están asociadas a la variación en el área de la misma y a la fricción que existe entre el fluido y la pared de ésta; para codos, conos y uniones, el cálculo se basa en datos empíricos. El término  $q$ , presentado en la ec. (25), representa la transferencia de calor por convección en la dirección radial del gas hacia la tubería; éste depende del tipo de fluido refrigerante y características del material de la tubería.

El programa calcula automáticamente las condiciones iniciales de presión, temperatura y masa para cada elemento, de esta manera garantiza que los resultados de cualquier simulación no se basen en estimaciones iniciales realizadas por el usuario y que se obtendrán resultados coherentes para un conjunto de datos determinado.

Las ecuaciones (23), (24) y (25) modelan el comportamiento del fluido y caracterizan los procesos físicos y químicos que se producen en el interior del motor. La resolución y solución de dichas ecuaciones se obtiene mediante el método de diferencia finita para la parte espacial y Euler explícito o Runge-Kutta para la parte temporal [3], permitiendo capturar ondas de choque y zonas donde el flujo es supersónico. Estos fenómenos son comunes en conductos de motores de alto rendimiento en los cuales la velocidad de los gases es crítica.

El módulo de resultados está estructurado de manera que con cualquier modelo de simulación se pueden especificar hasta 50 condiciones de carga y velocidad del motor en estado estacionario, o 20 ciclos de prueba transitorios. Al final de cada ciclo de simulación, los resultados promediados del flujo de aire, la eficiencia volumétrica, el flujo de combustible, la potencia indicada y del freno, el consumo de combustible y la transferencia de calor se imprimen en un archivo de resultados que puede ser visto directamente a través del visor de resultados de texto o el visor de gráficos del programa.

## 4. Componentes del Modelo Base

En la Figura 20 se muestra el modelo base del motor original Honda 250 *CC* junto con todos los elementos que representan las partes principales.

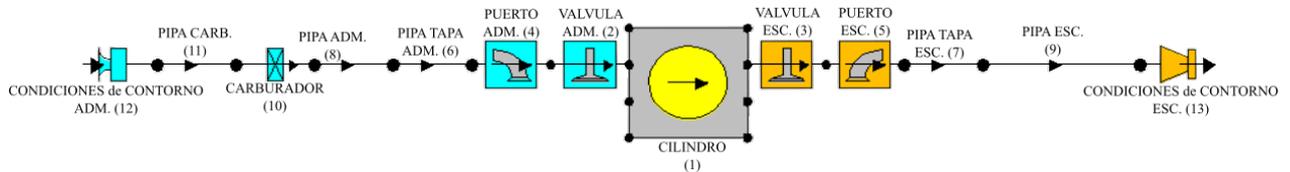


Figura 20: Modelo del motor original Honda 250 *CC* en *LES*

Los bloques que representan los diversos elementos del modelo (fig. 20) son:

1. Cilindro
2. Válvula de Admisión
3. Válvula de Escape
4. Puerto de Admisión
5. Puerto de Escape
6. Pipa Conducto de Admisión de la tapa de cilindro
7. Pipa Conducto de Escape de la tapa de cilindro
8. Pipa Admisión
9. Pipa Escape
10. Carburador
11. PIPA Carburador
12. Condiciones de Contorno de entrada
13. Condiciones de Contorno de salida

El modelado de estos elementos es quizás el aspecto más crucial para garantizar la robustez y precisión de la simulación. Cada uno de ellos se asocia con hojas de propiedades que permiten al usuario ver y editar los datos de ese elemento. Las características gráficas permiten al usuario ver el resultado de los cambios en algunos de los conjuntos de datos específicos y ajustarlos.

#### 4.1. Cilindro

La Figura 22 muestra el elemento que representa al cilindro, estos son los denominados elementos de dimensión cero, en el sentido de que tienen propiedades de masa, presión, temperatura y volumen pero no longitud. En este componente se introducen una serie de valores relacionados con la geometría del mecanismo biela-manivela y material. La camisa, dentro de la cual se desplaza el pistón, está fabricada de fundición de acero la cual se monta en el cilindro con una prensa (fig. 21). Esta es una camisa del tipo “seca” ya que no se encuentra en contacto directo con el fluido refrigerante (aire). Además se seleccionan los modelos de la transferencia de calor junto con el tipo de mezclado que experimenta el aire y el combustible dentro del cilindro. En la Tabla 10 se muestran los datos geométricos ingresados en *LES*.  
(NOTA: Los parámetros no especificados están fijados por el default del software.)



Figura 21: Cilindro del motor Honda 250 *CC*

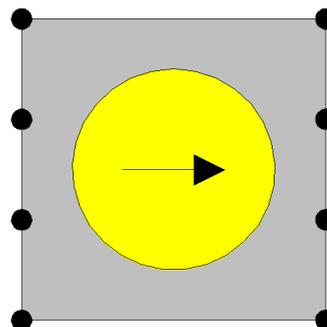


Figura 22: Representación del cilindro del motor Honda 250 *CC* en *LES* - (1)

Datos Geométricos del motor		
Input	Valor	Unidad
Bore	73	mm
Stroke	59,5	mm
Con-rod Length	102,5	mm
Pin Off-Set	0	mm
Compression Ratio	9,3	-
Phase (ATDC)	0	[°] Cigüeñal

Tabla 10: Datos Geométricos del Cilindro

La transferencia de calor hacia y desde los gases del cilindro requieren un conocimiento del área, las temperaturas de la pared y el coeficiente de transferencia de calor superficial. El programa ofrece los siguientes modelos a configurar según el motor a modelar [3]:

- **Combustion Model:**  
El programa emplea un modelo de combustión con disipación de calor de una sola zona, esto significa que durante la combustión, el calor liberado se utiliza para calentar todo el espacio donde se lleva a cabo la combustión. La tasa de disipación de calor puede definirse mediante la selección de alguna de las funciones empíricas de disipación de calor o bien puede definirse explícitamente por el usuario.
- **Open and Closed Cycle HT:**  
Los modelos Annand, Woschni o Eichelberg están disponibles para la transferencia de calor en el cilindro, tanto en ciclos abiertos como cerrados. Los tres modelos presentan valores para el coeficiente de transferencia de calor por convección en el cilindro; el modelo Annand de ciclo cerrado incluye un término de transferencia de calor por radiación. La diferencia entre Open Cycle y Closed Cycle es que el primero se utiliza para calcular la transferencia de calor cuando alguna o ambas válvulas están abiertas y el segundo calcula la transferencia de calor cuando las válvulas están cerradas quedando así un volumen herméticamente cerrado.
- **Surface Areas:**  
Dado que la geometría detallada de la cámara de combustión no se introduce como dato, es necesario proporcionar otros medios para definir las áreas relevantes para los cálculos de transferencia de calor. Esto se hace simplemente definiendo las superficies de la tapa del cilindro y del pistón como factores del área del cilindro.
- **Surface Temperatures:**  
El cálculo de la transferencia de calor requiere valores para las temperaturas superficiales de la cámara de combustión. Esto se puede lograr introduciendo directamente las temperaturas de los componentes, especificando el tipo de material y las propiedades del refrigerante o indicando la resistencia térmica de la tapa de cilindro / sección transversal del pistón / pared de la camisa del cilindro.
- **Scavenge-Cylinder:**  
El modelo de barrido en el cilindro controla la forma en que se mezcla el gas de carga con el gas que se encuentra actualmente en el cilindro antes de que éste sea completamente expulsado.



La configuración de los modelos utilizados para el modelo del motor Honda 250 *CC*, junto con los respectivos coeficientes, se presentan en la Tabla 11. La selección de estos se realizó en base a las referencias consultadas, [8] y [5].

<b>Transferencia de calor y tipo de mezclado aire/combustible</b>			
<b>Submodelo</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Combustion Model	Single Wiebe	A: 5	N/E
		M:2	N/E
Open Cycle HT	Woschni	A: 3,26	N/E
		B: 6,18	N/E
		C: 0	N/E
		SR: 0	N/E
Closed Cycle HT	Woschni	A: 3,26	N/E
		B: 2,28	N/E
		C: 0	N/E
		D: 3,25e-3	N/E
		G: 1	N/E
		SR: 0	N/E
Surface Areas	Default Values for Surface Areas	-	-
Surface Temperatures	Material	Head: Aluminium	-
		Piston: Aluminium	-
		Liner: Cast Iron	-
Scavenge-Cylinder	Perfect Mixing Scavenging Model	-	-

Tabla 11: Modelos de Combustión y Transferencia de calor utilizados en *LES* - motor Honda 250cc

## 4.2. Distribución

La distribución en un motor de combustión interna es un parámetro esencial, de este depende el llenado del cilindro y en consecuencia la eficiencia volumétrica. La sincronización adecuada de las cuatro fases que realiza el pistón con la apertura y cierre de las válvulas define el reglaje.

En la Figura 23 se muestran los bloques que representan la válvula de admisión (a) y la válvula de escape (b), elementos (3) y (4) en la Figura 20.



Figura 23: Representación del sistema de distribución del motor Honda 250 CC en LES

El elemento que regula la fase de admisión y de escape es el árbol de levas, el motor Honda posee dos arboles independientes, uno que acciona las dos válvulas de admisión y el otro acciona las dos válvulas de escape como se observa en la Figura 24. El software, seleccionando en el desplegable de *Lift Option* la opción *User Specified Valve Lift*, permite al usuario proporcionar los datos reales de diseño de la leva como entrada a la simulación. Estos datos se especifican en pares de ángulo de cigüeñal/alzada de válvula. La especificación de éstos requiere que el primer ángulo de cigüeñal debe ser cero (0) y el último da el tiempo total que permanece abierta la válvula, aunque la duración total puede escalarse posteriormente cuando se ingresan los ángulos de cigüeñal de apertura y cierre de las válvulas.

Al ingresar los datos de la alzada, el primer y último valor de ordenada debe ser cero (0). Para llevar a cabo lo anterior los perfiles de las levas fueron relevados con el software *Cam Pro Plus* [9] y el dispositivo de medición (fig. 25) brindado por la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE, la Figura 26 muestra, de manera esquemática, el perfil de la leva original (alzada ( $L_v$ ) en función de la posición angular del cigüeñal) del motor Honda 250 CC. Una vez realizada la medición de los perfiles de las levas, se ingresaron los datos en el software para la leva de admisión y de escape, 419 y 410 valores discretos de posición angular de cigüeñal vs alzada de válvula respectivamente. Cabe destacar que tanto la leva de admisión como la de escape poseen perfiles iguales.



Figura 24: Arboles de levas del motor original Honda 250 CC



Figura 25: Dispositivo para relevamiento de levas *Cam-Pro-Plus*

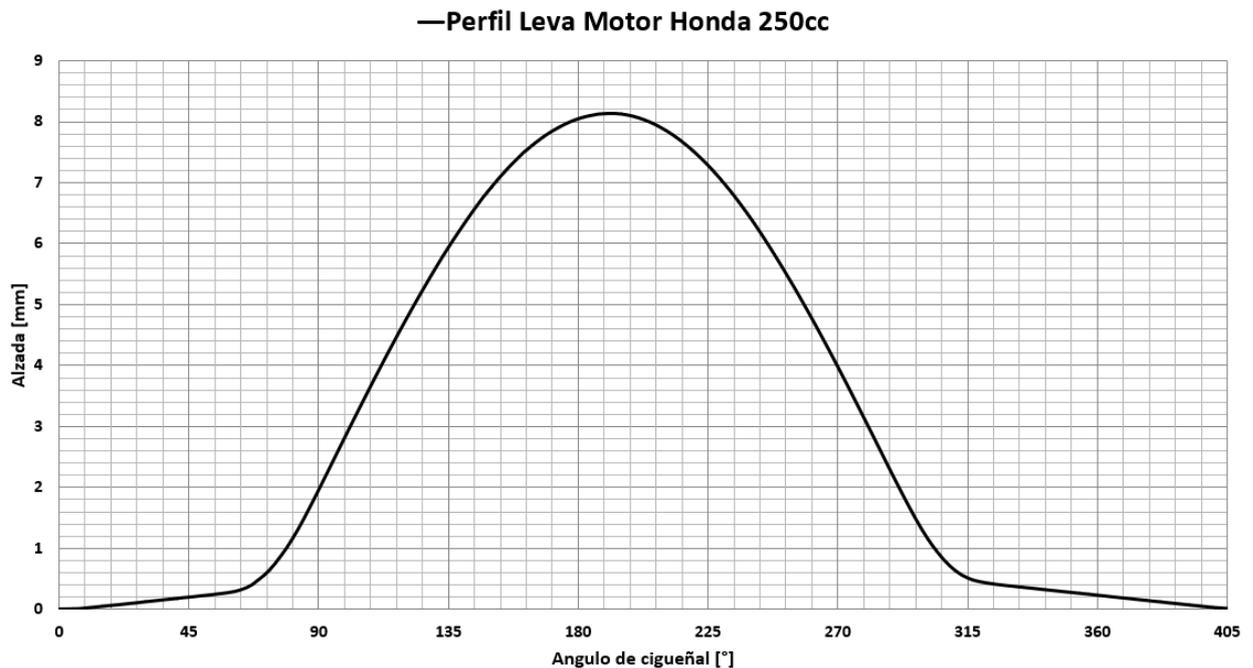
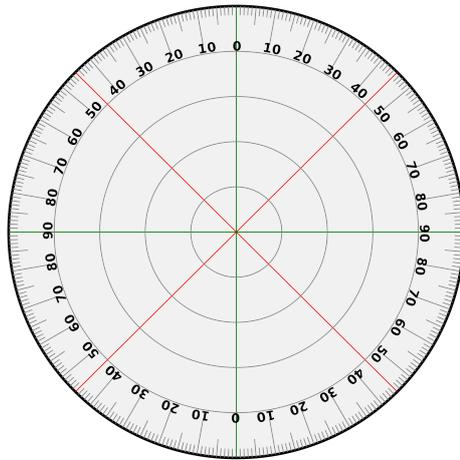


Figura 26: Perfil de leva original motor Honda 250 CC relevado con el dispositivo *Cam-Pro-Plus*

La metodología que se adoptó para determinar los tiempos de apertura y cierre de las válvulas es la más utilizada por los preparadores de motores. Esta consiste, con el motor armado y la distribución puesta a punto, en medir la posición angular del cigüeñal a las cuales las válvulas de admisión y escape abren y cierran. Para llevar a cabo el procedimiento se debe contar con dos herramientas básicas, un goniómetro (fig. 27(a)) utilizado para realizar la medición de los ángulos de giro del cigüeñal y un palpador (fig. 27(b)) el cuál posicionado sobre el botador acusará el movimiento de éste cuando la leva empiece a accionarlo. Una vez ubicados los elementos en el motor (fig. 28), la medición se realiza haciendo rotar el cigüeñal en igual sentido a las agujas del reloj, observando el motor del lado donde se encuentra la cadena de distribución, y tomando los respectivos valores de ángulos de cigüeñal a los cuales las válvulas de admisión y escape, para un valor de cero (0) milímetros de alzada, abren y cierran.



(a) Goniómetro



(b) Palpador

Figura 27: Elementos básicos para determinar la apertura y cierre de las válvulas

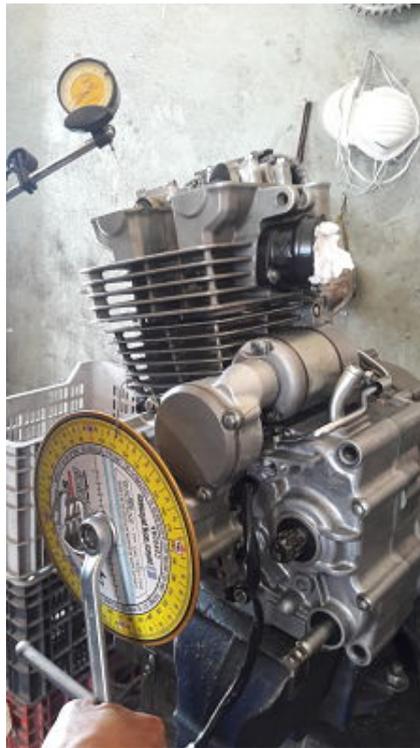


Figura 28: Ubicación del palpador y el goniómetro en el motor Honda 250 CC

Valores obtenidos en el relevamiento:

- Inlet Valve Open (*IVO*): La posición en grados del cigüeñal a los cuales abre la válvula de admisión son especificados con respecto al punto muerto superior *PMS* (*TDC* por sus siglas en inglés), en nuestro caso  $44,5^\circ$  antes del *PMS*.
- Inlet Valve Close (*IVC*): La posición en grados del cigüeñal a los cuales cierra la válvula de admisión son especificados con respecto al punto muerto inferior *PMI* (*BDC* por sus siglas en inglés), en nuestro caso  $86^\circ$  después del *PMI*.
- Exhaust Valve Open (*EVO*): La posición en grados del cigüeñal a los cuales abre la válvula de escape son especificados con respecto al punto muerto inferior *PMI* (*BDC* por sus siglas en inglés), en nuestro caso  $89,5^\circ$  antes del *PMI*.
- Exhaust Valve Close (*EVC*): La posición en grados del cigüeñal a los cuales cierra la válvula de escape son especificados con respecto al punto muerto superior *PMS* (*TDC* por sus siglas en inglés), en nuestro caso  $75^\circ$  después del *PMS*.
- Maximum Opening Point (*MOP*): Define el punto donde se da el máximo valor de la alzada tanto para admisión como para escape.

En la Figura 29 se observa el diagrama de distribución del modelo del motor Honda 250 *CC* en *LES*.

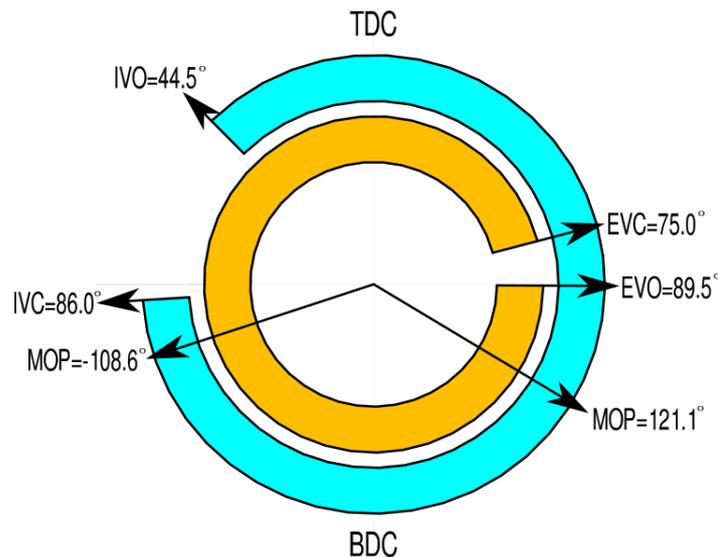


Figura 29: Diagrama de distribución motor Honda 250 *CC* - Admisión (celeste), Escape (naranja)

Como se observa en la Figura 24 la leva acciona directamente sobre el botador. Por lo tanto debido a que los materiales empleados en la construcción de dichos elementos sufren dilatación a causa de la temperatura de trabajo del motor, hay que establecer una separación, comúnmente llamada “luz”, entre ambos elementos (leva y botador) como se muestra en la Figura 30.

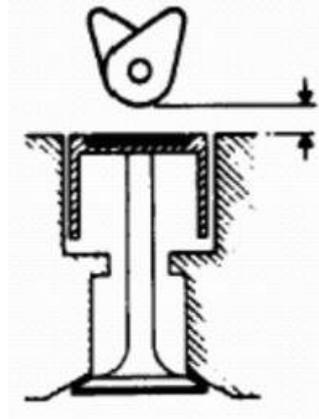


Figura 30: Separación (“luz”) entre la leva y el botador

El software *LES*, en la entrada de datos referente a la distribución, permite al usuario ingresar el valor de separación o “luz” que utiliza el motor. Esto se hace para cada leva (admisión y escape) en los casilleros de *Opening* y *Closing Lash*.

En nuestro caso, cuando se relevaron los grados de cigüeñal concernientes a la apertura y cierre de las válvulas (admisión y escape) mediante el procedimiento mencionado anteriormente, la “luz” de reglaje fue de 0,15 mm tanto para la leva de admisión como para la de escape. Ese valor de “luz” (0,15 mm) fue restado a los valores de alzada del perfil original del motor Honda 250 CC medido con el dispositivo Cam-Pro-Plus y luego se ingresaron en *LES* como se mencionó al principio de la sección. Por este motivo, es que no se especifico el valor de “luz” utilizado en los casilleros de *Opening* y *Closing Lash* de *LES*. De haberlo hecho estaríamos duplicando el valor de 0,15 mm dando un valor total de “luz” utilizado de 0,3 mm lo que provocaría que los valores de alzada ( $L_v$ ) se reduzcan 0,15 mm más respecto a los valores medidos y la puesta a punto no sería la correcta.

En la tabla 12 se presentan los valores ingresados en *LES* de la puesta a punto de la distribución del modelo de motor Honda 250 *CC*.

Distribución			
Componente	Input	Valor	Unidad
VÁLVULA ADM. (2)	Valve Open	44,5	[° Cigüeñal] BTDC
	Valve Close	86	[° Cigüeñal] ABDC
	Dwell at Max	1	[° Cigüeñal]
	Max. Lift	8,105	mm
	Data Action	Scale	
	Opening Lash	0	mm
	Closing Lash	0	mm
VÁLVULA ESC. (3)	Valve Open	89,5	[° Cigüeñal] BTDC
	Valve Close	75	[° Cigüeñal] ABDC
	Dwell at Max	1	[° Cigüeñal]
	Max. Lift	8,128	mm
	Data Action	Scale	
	Opening Lash	0	mm
	Closing Lash	0	mm

Tabla 12: Datos de las válvulas del modelo en *LES* - motor Honda 250 *CC*

### 4.3. Tapa de Cilindro

La Figura 31 muestra los conductos de admisión (azul) y escape (rojo) que forman parte de la tapa de cilindro del motor original. Estos conductos conducen la mezcla aire/combustible (conducto de admisión) hacia la cámara de combustión y los gases residuales de la combustión (conducto de escape) desde la cámara hacia el caño de escape.

Para representar estos conductos, el programa *LES* utiliza el elemento denominado "PORT" mostrado en la Figura 32 (elementos (4) y (5) en la Figura 20) y el elemento "PIPE" mostrado en la Figura 33 (elementos (6) y (7) en la Figura 20).

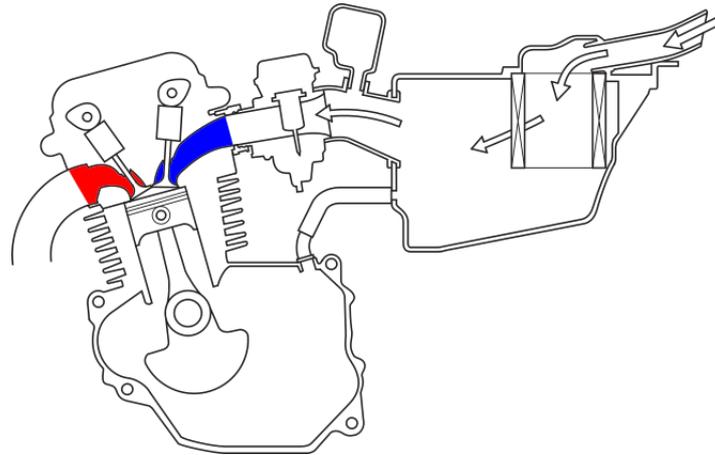
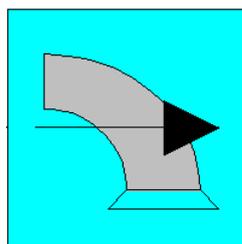
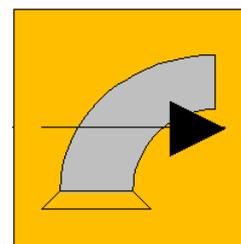


Figura 31: Vista en corte motor Honda 250 CC - Conductos de tapa de cilindro, ADM (azul) y ESC (rojo)



(a) Puerto Admisión



(b) Puerto Escape

Figura 32: Representación de la zona de la garganta de los conductos de ADM y ESC del motor Honda 250 CC en LES



Figura 33: Representación física de los conductos de ADM y ESC del motor Honda 250 CC en LES

En la modelización de los puertos de admisión y escape (fig. 32) del motor, la geometría del puerto debe incluirse en el modelado de la “pipa” (fig. 33), ya que el elemento del puerto no contiene longitudes, sino sólo datos relativos al coeficiente de caudal de la mezcla de aire/combustible a través de las válvulas para las distintas alzadas de estas.

Cuando el gas (mezcla aire/combustible) fluye a través de una válvula, el desarrollo de regiones de separación y recirculación en la zona del asiento de esta da lugar a una estrangulación donde el área geométrica de la sección transversal de pasaje real del flujo disminuye y en consecuencia el área efectiva de paso es menor. Este fenómeno no se puede simular directamente utilizando un modelo unidimensional y debe caracterizarse a partir de datos empíricos. Los datos que proporcionan los coeficientes de flujo ( $C_F$ ), que caracterizan al área efectiva, son necesarios como valores de entrada para la simulación en LES.

El elemento “PORT” (fig. 32) representa lo que sería el conjunto “conducto-asiento-válvula”. En este elemento se especifican las características de flujo tanto de los conductos de admisión como de escape en función de la relación entre la alzada de la válvula y el diámetro de la garganta del conducto ( $L_v/D_t$ ); el tipo de puerto “Default Good Port” (fig. 34) fue seleccionado para el modelo y el cual ofrece una curva derivada de una base de datos de *LES* donde el cálculo del coeficiente de flujo  $C_F$  es función del diámetro de la garganta del conducto y el diámetro del cilindro. Lo ideal sería realizar un ensayo en un banco de pruebas (flujómetro [10]) sobre la tapa de cilindro original del motor Honda para medir las características del flujo ( $C_F$  vs  $L_v/D_t$ ) obteniendo así el comportamiento real que tiene el gas al pasar a través del conjunto “conducto-asiento-válvula”.

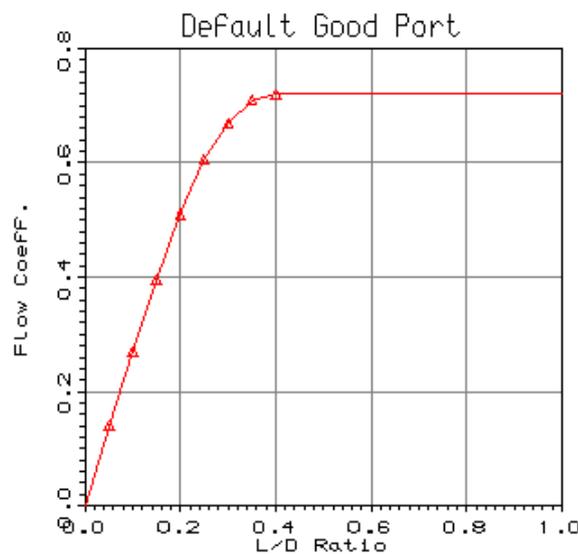


Figura 34: Característica del flujo ( $C_F$  vs  $L_v/D_t$ ) seleccionado para el modelado de los puertos en *LES*

Los diámetros de los orificios en la garganta, para ambos conductos, se midieron directamente de la tapa de cilindro. Vale recordar que el motor posee cuatro (4) válvulas, dos (2) de admisión y dos (2) de escape.

A continuación, en la Tabla 13, se presentan los datos mencionados anteriormente que se utilizaron en el modelo.

Conductos			
Componente	Input	Valor	Unidad
PUERTO ADM. (4)	Nro. Of Valves	2	-
	Valve Throat Dia.	24	mm
	Port Type	Default Good Port	-
PUERTO ESC. (5)	Nro. Of Valves	2	-
	Valve Throat Dia.	20,4	mm
	Port Type	Default Good Port	-

Tabla 13: Conductos de Tapa de Cilindros motor Honda 250 *CC*



Como se mencionó, la geometría del puerto propiamente dicho debe incluirse en el modelado de la “pipa”. Estas se muestran en la Figura 33 y en la Figura 20 (elemento (6) para el conducto de admisión y elemento (7) para el conducto de escape). Las “pipas” son elementos unidimensionales cuyas propiedades varían en función del espacio y el tiempo, éstas se definen especificando su diámetro en varios puntos a lo largo de su longitud y cierta información sobre sus propiedades de pared (espesor, rugosidad y material), de este modo, se le pueden dar las formas necesarias para modelar adecuadamente las partes consideradas.

En la tapa de cilindro original, la medición de los diámetros y longitudes de los conductos (admisión y escape) poseen cierta complejidad debido a las formas que presentan. Para solucionar esto y poder ingresar al software parámetros representativos, se optó por medir el volumen físico que tienen dichos conductos. Esto se realizó vertiendo agua mediante una pipeta calibrada hasta llenarlo completamente, luego se ajustaron en el software *LES* los diámetros y longitudes de las “pipas”, hasta obtener el volumen medido.

Los conductos con un área de sección transversal que varía continuamente pueden definirse especificando el diámetro de la tubería en hasta 20 puntos a lo largo de su eje. En el presente modelo aquellos se definieron mediante dos diámetros, uno para la entrada y otro para la salida, obteniéndose así una geometría cónica tanto para el conducto de admisión como para el de escape. En la Tabla 14 se muestran los parámetros de las “pipas” ingresados en *LES*.

<b>Conductos</b>			
<b>Componente</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
PIPA TAPA ADM. (6)	Total Length	129,1	mm
	Nro. Of Diameters	2	-
	Start Diameter	32	mm
	End Diameter	24	mm
	Pipe Volume	0,08	lts
	Wall Thickness	3	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Aluminium	-
PIPA TAPA ESC. (7)	Total Length	83,4	mm
	Nro. Of Diameters	2	-
	Start Diameter	20,4	mm
	End Diameter	28,8	mm
	Pipe Volume	0,04	lts
	Wall Thickness	3	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Aluminium	-

Tabla 14: Resumen de los datos ingresados en *LES* de los conductos de admisión y escape del motor Honda 250 *CC* de la tapa de cilindro

#### 4.4. Conductos de admisión y escape

La Figura 35 muestra una vista en corte del motor Honda 250 *CC* donde se resaltan los conductos de admisión (azul) y el escape (rojo) que no forman parte de la tapa de cilindro. Estos son los encargados de canalizar la mezcla de aire/combustible hacia la tapa de cilindro (*ADM* (azul)) y expulsar los gases de la combustión a la atmósfera (*ESC* (rojo)). El conducto de admisión está compuesto por el carburador (elemento (10) en la Figura 20) y la caja de aire donde se encuentra alojado el filtro de aire, el conducto de escape básicamente es un tubo de acero con un silenciador acoplado cuya función es la de suprimir el ruido (fig. 36(a)). En el modelo no se contempló la geometría de la caja de aire y el silenciador, debido a que no poseemos datos certeros de las partes. Estos elementos, en el modelo de *LES*, son los números (8) y (11) para la admisión y (9) para el escape (fig.20).

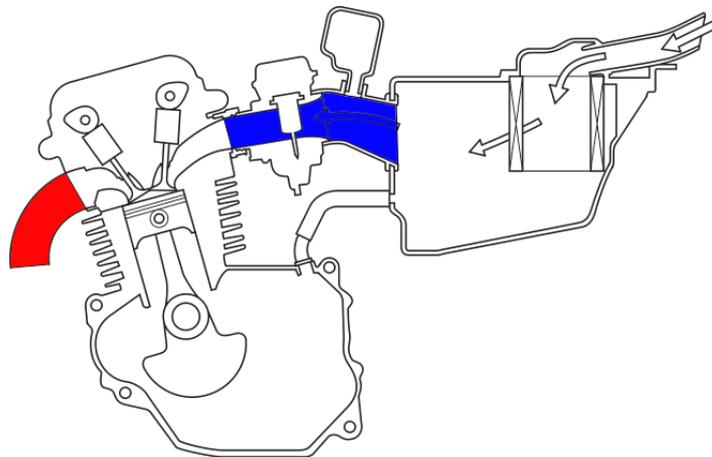


Figura 35: Vista en corte motor Honda 250 *CC* - Conductos de los sistemas de *ADM* (azul) y *ESC* (rojo)

Con respecto a los valores de longitud y diámetro de la pipa de escape, estos no fueron relevados sobre el tubo de escape original ya que al poseer este una geometría relativamente complicada, se optó por ajustar valores, longitudes y diámetros, de forma que las curvas obtenidas presenten cualidades similares a las obtenidas en el banco de pruebas. La Figura 36 muestra el tubo de escape original (a) y la geometría de la pipa para representar éste en *LES* (b). En la Tabla 15 se muestran los datos relevantes ingresados en *LES*.



(a) Tubo de escape original



(b) Tubo de escape representado en *LES*

Figura 36: Tubo de escape original (a), Tubo de escape representado en *LES* (b) - motor Honda 250 *CC*



<b>Admisión y Escape</b>			
<b>Componente</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
PIPA CARB. (11)	Total Length	150	mm
	Nro. Of Diameter	2	-
	Start Diameter	35	mm
	End Diameter	32	mm
	Wall Thickness	3	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Aluminium	-
	Wall Fric. Factor Type	Def. Surf. Roughness	mm
	Int. Wall HT Factor Type	By Scale	
	Int. Wall HT Scale	1	-
	Diffuser Loss	On	-
PIPA AMD.(8)	Total Length	40	mm
	Nro. Of Diameter	2	-
	Start Diameter	32	mm
	End Diameter	32	mm
	Wall Thickness	4	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Plastic	-
	Wall Fric. Factor Type	Def. Surf. Roughness	mm
	Int. Wall HT Factor Type	By Scale	
	Int. Wall HT Scale	1	-
	Diffuser Loss	Off	-
PIPA ESC.(9)	Total Length	70	mm
	Nro. Of Diameter	2	-
	Start Diameter	28,8	mm
	End Diameter	28,8	mm
	Wall Thickness	2	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Steel	-
	Wall Fric. Factor Type	Def. Surf. Roughness	mm
	Int. Wall HT Factor Type	By Scale	
	Int. Wall HT Scale	1	-
	Diffuser Loss	Off	-

Tabla 15: Resumen de los datos ingresados en *LES* de los conductos de admisión y escape del motor Honda 250 *CC*

El carburador original (fig. 37), se modela en *LES* mediante un bloque (elemento (10) de la Figura 20) denominado “Throttle”. Este bloque (fig. 38), en el modelo, puede utilizarse para proporcionar restricciones en los sistemas de admisión y de escape produciendo así una fuente adicional de pérdida de presión en el modelo (por ejemplo, para reducir la depresión de la entrada).



Figura 37: Carburador Original motor Honda 250 CC

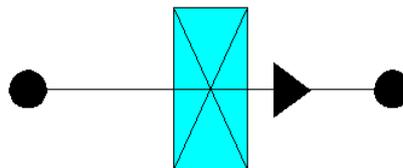


Figura 38: Representación del carburador del motor original Honda 250 CC en *LES*

El elemento “Throttle”(fig. 38) requiere esencialmente de dos datos, área geométrica de pasaje de fluido y el coeficiente de flujo  $C_F$ . El producto del área de flujo geométrico y el  $C_F$  da el área de flujo efectiva del carburador. El coeficiente de flujo  $C_F$  se midió experimentalmente mediante un flujómetro [10]. El ensayo se realizó para plena carga, esto es, apertura total de la mariposa dando como resultado un valor de  $C_F = 0,85$ . Los datos relevantes a este bloque se presentan en la Tabla 16.

Carburador			
Componente	Input	Valor	Unidad
CARBURADOR (10)	Throttle Type	Butterfly	-
	Discharge Data Type	CF Fixed Value	-
	Discharge Directionality	Common	-
	Discharge CF	0,85	-
	Throttle Dia.	32	mm
	Closed Angle	3	°
	Throttle Angle	90	°
	Spindle Dia.	3	mm
	Harness Connector	Off	-

Tabla 16: Características y valores geométricos del carburador original en *LES* - motor Honda 250 *CC*

#### 4.5. Condiciones de contorno

Los bloques de la Figura 39 (elementos (12) y (13) en la Figura 20), definen las extremidades de los sistemas de admisión (a) y escape (b). En los dos casos, admisión (fig. 39(a)) y escape (fig. 39(b)), se especifica la variación de la presión y temperatura del aire para cada régimen del motor. Estos datos se definen a través del menú “*Steady State Create Wizard*” cuando se va a realizar la simulación. En la Tabla 17 se muestra la configuración en *LES* para cada elemento. La opción seleccionada “*Fixed Pressure*” en “*Inlet Boundary*” indica que el motor se simulará para un valor de presión ambiente fijo, para todos los valores de *RPM* del motor, del mismo modo, la opción seleccionada “*Use Cyl. 1 at EVO*” en “*Exit Boundary*” indica que la temperatura de salida se define, como condición inicial, a partir de la temperatura del gas de escape en el cilindro en el momento que la válvula de escape se abre.



Figura 39: Límites del modelo



<b>Condiciones de Entrada y Salida</b>			
<b>Componente</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Inlet Boundary	Boundary Type	Fixed Pressure	-
	Harness Conector	Off	-
Exit Boundary	Exit Temp. Initialisation	Use Cyl. 1 at EVO	-
	Harness Conector	Off	-

Tabla 17: Condiciones de Entrada y Salida modelo de motor Honda 250 *CC*

## 5. Modificaciones implementadas al motor original Honda 250 CC

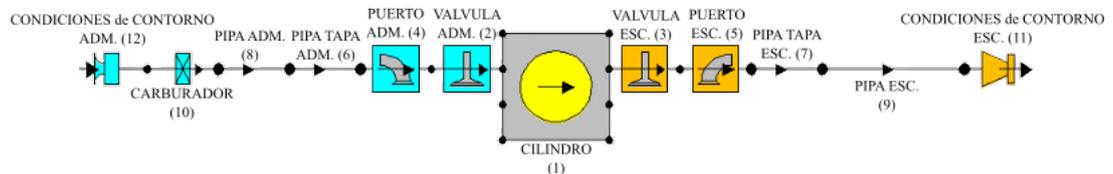


Figura 40: Modelo Motor Honda 387 CC

Para cada modificación se tienen en cuenta siempre las limitaciones físicas del motor original. Basándonos en la bibliografía consultada, la experiencia empírica del área técnica de la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE y los requerimientos de la categoría en la que se compete, los componentes a modificar del modelo original son los siguientes:

- Cilindro (Elemento (1), fig. 40).
- Tapa de cilindro y Distribución (Elementos (2)-(7), fig. 40).
- Conductos de admisión y de escape (Elementos (8)-(9) respectivamente, fig. 40)

En el modelo modificado en *LES* (fig. 40), se quitó el elemento (11) del modelo base (fig. 20). Esto se debe a que la toma de aire del motor 387 CC empieza en el carburador, ya que se removió la caja de filtro de aire para reducir las pérdidas de cargas en la admisión. Para realizar esta modificación nos basamos en la experiencia empírica del área técnica de la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE.

### 5.1. Cilindro

Por la categoría en la que se compete se optó por modificar el diámetro y dejar fija la carrera del pistón; en la Tabla 18 se muestra cual es el valor nuevo de  $B_p$ . Como consecuencia de esta modificación, se ve afectada la relación de compresión al mantener las dimensiones originales de la cámara de combustión y se utiliza la ec. (3) para calcular la nueva  $RC$ . Esta da un valor de 13,9:1.

Se puede observar en la Tabla 4, de la Sección 2, que al superar los valores habituales de relación de compresión esto trae problemas de autoencendido en la mezcla. Además una  $RC$  elevada provoca pérdidas de energía en el ciclo de trabajo por el aumento de la presión y temperatura con el régimen de giro del motor, en la cámara de combustión, penalizando la potencia de este a altas  $RPM$ .

A raíz de los problemas que se mencionaron en el párrafo anterior se modifica la  $RC$  a un valor que se encuentre dentro de la Tabla 4. Esta fue realizada por el área técnica de la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE. La relación de compresión que se adopta finalmente en el modelo modificado se muestra en la Tabla 18.

Datos Geométricos del motor		
Input	Valor	Unidad
Bore	91	mm
Stroke	59,5	mm
Con-rod Length	102,5	mm
Pin Off-Set	0	mm
Compression Ratio	10,7	-
Phase (ATDC)	0	[°] Cigüeñal

Tabla 18: Datos Geométricos del Cilindro del motor 387 CC en LES

Los valores que se colocaron en los modelos de combustión y transferencia de calor en la sección 4.1 se mantuvieron para el motor 387 CC. También se dejó el mismo modelo de barrido que el motor 250 CC (Tabla 11).

## 5.2. Tapa de cilindro

En la sección 2 se explica que para mejorar la eficiencia volumétrica y disminuir el trabajo de bombeo del ciclo a altas *RPM*, se debe modificar las dimensiones de la tapa del cilindro. Los conductos de esta se diseñan de manera tal, que el área de paso más estrecha resulta ser la garganta de la válvula. Por lo tanto, se entiende como velocidad media del gas a la que corresponde a esta área; su valor teórico que no considera el rozamiento y los fenómenos fluidodinámicos consecuencia del movimiento de la válvula y del pistón está dado por [11]:

$$vmg = \frac{A_p}{n \cdot A_t} \cdot vmp \quad (26)$$

$$\left. \begin{array}{l} A_p = \frac{\pi}{4} \cdot B_p \\ A_t = \frac{\pi}{4} \cdot D_t \end{array} \right\} \Rightarrow D_t = B_p \cdot \sqrt{\frac{vmp}{n \cdot vmg}} \quad (27)$$

,en donde

- $vmg$  - velocidad media de los gases
- $A_p$  - área de la sección del pistón.
- $A_t$  - área de paso a través de la válvula
- $n$  - número de válvulas
- $vmp$  - velocidad media del pistón

Al diseñar el motor se intenta generalmente instalar en la tapa de cilindro válvulas de admisión de diámetro tan grande como sea posible, a fin de reducir la velocidad del aire y las pérdidas por rozamiento. En los *MEch*, para el máximo número de *RPM* la  $vmg_{ADM}$  teórica es de 65-75 [m/s]. Mientras que para las válvulas de escape se pueden obtener valores de velocidad superiores en un 40-50 % respecto a la  $vmg_{ADM}$ , con ventajas para la refrigeración y la duración de la válvula.

$$vmg_{ESC} = \left( \frac{\text{Porcentaje}}{100} \right) \cdot vmg_{ADM} \quad (28)$$

,en donde

- $vmg_{ESC}$  - velocidad media de los gases en el escape.
- $vmg_{ADM}$  - velocidad media de los gases en la admisión.

Se realizó un cálculo preliminar de los diámetros de la garganta  $D_t$  de los puertos de admisión y de escape, bajo el criterio mencionado anteriormente. El problema con el que nos encontramos, es que no se cuenta con el espacio físico para agrandar los diámetros de garganta a los valores calculados de forma teórica. Como consecuencia los cambios que se adoptaron en el modelo, se basaron en el conocimiento empírico del área técnica de la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE. En la Tabla 19 se presentan los valores del motor original en contraste con el modificado.

Parámetros geométricos motor		Original	Mod.	
Cilindro (1)	Bp [mm]	73	91	
	Sp [mm]	59,5	59,5	
	RC	9,3	10,7	
	Vsv [lt]	0,249	0,387	
	Vcv [lt]	0,030	0,040	
Válvula	Dv [mm]	adm	28	30
		esc	23,5	26
Puerto	Dt [mm]	adm (4)	24	26,5
		esc (5)	20,4	22,3
Pipa tapa de cilindro	Dpipa [mm]	adm (6)	32	42
		esc (7)	28,8	37
	Volumen [lt]	adm (6)	0,08	0,087
		esc (7)	0,04	0,048

Tabla 19: Comparación entre los valores geométricos del motor original y el modificado

La determinación de la longitud de los conductos de admisión y de escape de la tapa de cilindro se realizó siguiendo el procedimiento descrito en la Sección 4.3. Vale aclarar que en este caso el área de los conductos es de diámetro constante y no de forma cónica como el modelo base. En la Tabla 20 se presentan los valores ingresados a *LES* para el motor 387 CC.



<b>Conductos</b>			
<b>Componente</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
PIPA TAPA ADM. (6)	Total Length	62,8	mm
	Nro. Of Diameters	2	-
	Start Diameter	42	mm
	End Diameter	42	mm
	Pipe Volume	0,087	lts
	Wall Thickness	3	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Aluminium	-
PIPA TAPA ESC. (7)	Total Length	44,6	mm
	Nro. Of Diameters	2	-
	Start Diameter	37	mm
	End Diameter	37	mm
	Pipe Volume	0,048	lts
	Wall Thickness	3	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Aluminium	-

Tabla 20: Resumen de los datos ingresados en *LES* de los conductos de admisión y escape del motor 387 *CC* de la tapa de cilindro

### 5.3. Distribución

Para la modificación de la distribución se tomaron tres levas distintas. El perfil de cada una se midió con el dispositivo de relevamiento de levas [9]. Después de obtener la alzada en función de los grados de cigüeñal de cada leva (fig. 41), se procedió a determinar la puesta a punto de cada una, siguiendo el procedimiento establecido en la Sección 4.2.

Como se puede observar en la Figura 41 las tres levas tiene aproximadamente la misma alzada máxima, cuyos valores se presentan en la Tabla 22, sin considerar la luz de válvula. Las levas número 1, 2 y 3 tienen un cruce de válvulas de 79°, 55° y 74°, respectivamente. La leva de mayor adelanto de apertura de escape (*AAE*) y retraso de cierre de admisión (*RCA*) es la leva número 1 respecto de las otras dos.

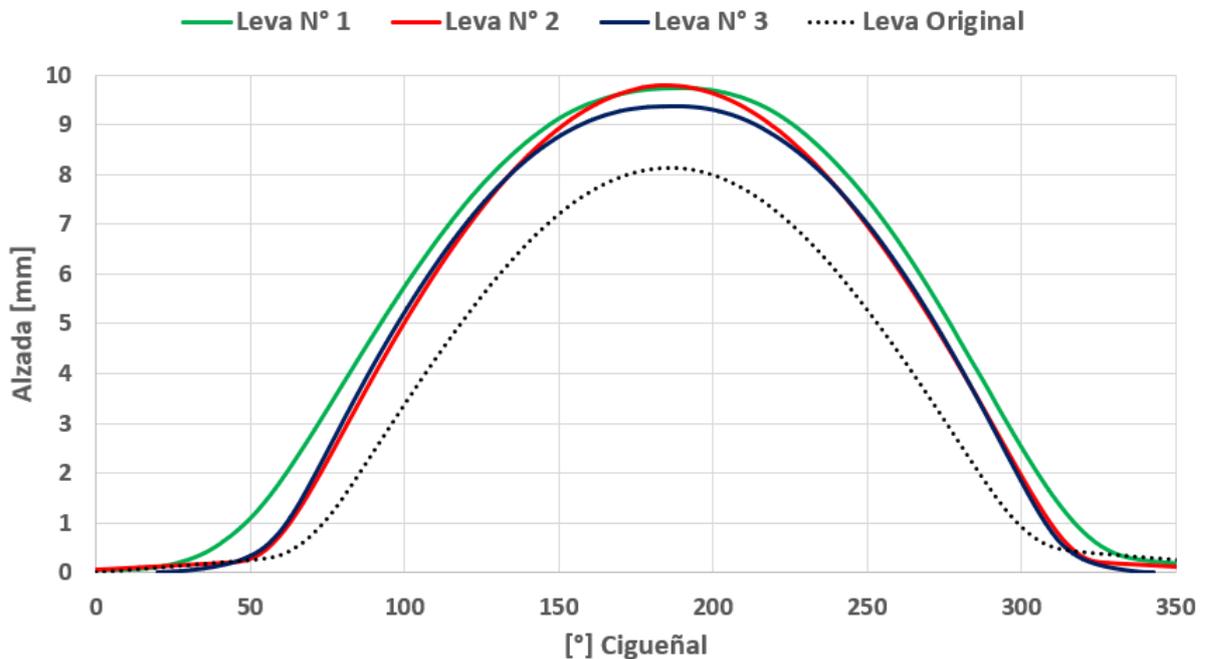


Figura 41: Perfiles de levas ensayadas en el motor Honda 387 CC en LES

Al comparar los valores de puesta a punto de las tres levas (N° 1, N° 2 y N° 3) con respecto a la original, presentados en la Tabla 21, excepto el valor de *RCA* de la leva N° 1 los demás son menores con respecto a aquella. Esto se debe a que la luz que se toma para realizar la puesta a punto del resto de las levas en comparación a la original aumentó. Para la admisión pasó de 0.15 a 0.2 mm y en el escape de 0.15 a 0.4 mm, como se indica en la Tabla 22. La columna 4, contando de izquierda a derecha, de la Tabla 22 hace referencia a la permanencia de la alzada máxima de la leva.

Puesta a Punto			
Leva N°	Válvula	Abre [°]	Cierra [°]
1	Admisión	45 (APMS)	93 (DPMI)
	Escape	79 (APMI)	34 (DPMS)
2	Admisión	23 (APMS)	74 (DPMI)
	Escape	51 (APMI)	32 (DPMS)
3	Admisión	36 (APMS)	68 (DPMI)
	Escape	66 (APMI)	38 (DPMS)
Original	Admisión	44,5 (APMS)	86 (DPMI)
	Escape	89,5 (APMI)	75 (DPMS)

Tabla 21: Comparación entre cada una de las distribuciones de los perfiles de levas y la original del modelo base



Leva N°	Alzada [mm] (sin holgura)	Holgura [mm]	Permanencia [°]
1	9,745	0,2	3
		0,4	
2	9,383	0,2	4
		0,4	
3	9,787	0,2	2
		0,4	
Original	8,105	0,15	1
		0,15	

Tabla 22: Alzada máxima, holgura y permanencia de alzada máxima de cada perfil de leva para la puesta a punto

Una vez fijada la puesta a punto de la distribución de cada leva, como se puede ver en las Tablas 21 y 22, se ensayó cada perfil en el modelo modificado mediante *LES*. En la Tabla 23 se presentan los datos finales ingresados en el modelo.

Distribución			
Componente	Input	Valor	Unidad
VÁLVULA ADM. (2)	Valve Open	45	[° Cigüeñal] BTDC
	Valve Close	93	[° Cigüeñal] ABDC
	Dwell at Max	3	[° Cigüeñal]
	Max. Lift	9,745	mm
	Data Action	Scale	
	Opening Lash	0,2	mm
	Closing Lash	0,2	mm
VÁLVULA ESC. (3)	Valve Open	79	[° Cigüeñal] BTDC
	Valve Close	34	[° Cigüeñal] ABDC
	Dwell at Max	3	[° Cigüeñal]
	Max. Lift	9,745	mm
	Data Action	Scale	
	Opening Lash	0,4	mm
	Closing Lash	0,4	mm

Tabla 23: Datos de las válvulas del modelo en *LES* - motor 387 CC

#### 5.4. Conductos de admisión y escape

Una vez establecidas las dimensiones de los puertos y la puesta a punto de la distribución del perfil de levas se procedió a optimizar las longitudes de los conductos de admisión y de escape, y el diámetro final del escape. Al tratarse de un motor de competición es fundamental que, tanto el sistema de admisión como de escape, estén sintonizados para obtener un buen llenado y vaciado de la carga a elevadas *RPM*.

Para la sintonización de estos se tiene en consideración la propagación de ondas de presión a través del sistema y su reflexión, como se explicó en la Sección 2. Estas se pueden utilizar para mejorar la eficiencia volumétrica del sistema de admisión y lograr el mayor vaciado de los gases remanentes en el cilindro [3]. Los criterios que se emplean para el cálculo preliminar de los elementos (8) y (9) del modelo modificado (fig. 40) son los siguientes:

##### Modelo Helmholtz

El sistema de admisión se sintoniza utilizando la ecuación del resonador Helmholtz (29).

$$N[RPM] = \frac{15 \cdot a[m/s]}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{A[m^2]}{L[m] \cdot V_{ef}[m^3]}} \quad (29)$$

$$V_{ef} = \frac{V_{sv}}{2} + V_{cv} = \frac{V_{sv}}{2} \cdot \left( \frac{RC + 1}{RC - 1} \right) \quad (30)$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot D_{ref}^2 \quad (31)$$

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R[J/kgK] \cdot T[K]} \quad (32)$$

, donde  $V_{ef}$  es el volumen medio del cilindro,  $A$  y  $L$  son la sección transversal y la longitud del conducto respectivamente.

##### Ecuación simple de propagación de onda

El sistema de escape se sintoniza utilizando una ecuación simple de propagación de onda (33). Esta se basa en la velocidad de propagación de la onda en el gas.

$$L[m] = \left( \frac{60 \cdot 120}{360 \cdot N[RPM]} \right) \cdot a \cdot 0,5 \quad (33)$$

$$a = \sqrt{\gamma \cdot R[J/kgK] \cdot T[K]} \quad (34)$$

Las longitudes de admisión y de escape que se obtienen a partir de las ecuaciones (29) y (33) respectivamente, se utilizan como punto de partida para obtener la curva patrón de potencia del estudio paramétrico realizado mediante *LES*. Luego se seleccionaron los parámetros geométricos que se desean variar para observar su influencia sobre la potencia del motor, que en este caso fueron la longitud de los elementos (8) y (9) y el diámetro final del elemento (9) (fig. 40). Como resultado se obtiene una matriz de todas las combinaciones posibles de estos tres parámetros. De este modo, se puede establecer cual es la sintonización óptima de los sistemas de admisión y de escape del motor 387 *CC*.



En la Tabla 24 se presenta un resumen de las dimensiones geométricas de cada uno de los conductos de admisión y escape adoptados finalmente.

<b>Admisión y Escape</b>			
<b>Componente</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
PIPA ADM. (8)	Total Length	99,2	mm
	Nro. Of Diameter	2	-
	Start Diameter	42	mm
	End Diameter	42	mm
	Wall Thickness	4	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Plastic	-
	Wall Fric. Factor Type	Def. Surf. Roughness	mm
	Int. Wall HT Factor Type	By Scale	
	Int. Wall HT Scale	1	-
	Diffuser Loss	Off	-
PIPA ESC. (9)	Total Length	321,5	mm
	Nro. Of Diameter	2	-
	Start Diameter	37	mm
	End Diameter	37	mm
	Wall Thickness	2	mm
	Cooling Type	Air Cooled	-
	Wall Material	Steel	-
	Wall Fric. Factor Type	Def. Surf. Roughness	mm
	Int. Wall HT Factor Type	By Scale	
	Int. Wall HT Scale	1	-
	Diffuser Loss	Off	-

Tabla 24: Resumen de los datos ingresados en *LES* de los conductos de admisión y escape del motor 387 CC

El carburador que se tomó para el motor 387 *CC* es el que se muestra en la Figura 42 y la implementación de este se basó en la experiencia empírica del área técnica de la empresa PAO-LUCCI RACING PERFORMANCE. En la tabla 25 se puede observar los datos que se ingresaron al software *LES* para el elemento (10) del modelo modificado (fig. 40).



Figura 42: Carburador utilizado en el motor 387 *CC*

<b>Carburador</b>			
<b>Componente</b>	<b>Input</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
CARBURADOR (10)	Throttle Type	Slide Plate	-
	Discharge Data Type	CF Fixed Value	-
	Discharge Directionality	Common	-
	Discharge CF	0,9	-
	Hole Dia.	42	mm
	Exposed Distance	42	mm
	Harness Connector	Off	-

Tabla 25: Características y valores geométricos del carburador en *LES* - motor 387 *CC*

## 6. Resultados

### 6.1. Motor Honda 250 CC

#### 6.1.1. Ensayo en banco

El ensayo del motor original se realizó mediante un banco de prueba a rodillo. Como se observa en la Figura 43, la motocicleta se posiciona en el banco de manera que la rueda trasera (ya que la tracción es generada por medio de esta) quede en contacto con el cilindro giratorio el cual posee un cierto valor de inercia y por medio del cual se miden la potencia y torque. Se fija la moto al banco mediante unos cinturones de seguridad para que esta no se desestabilice y se asegure el contacto de la rueda trasera al cilindro. Luego de haber asegurado la motocicleta se enciende el motor y se lo deja en ralentí hasta que tome la temperatura normal de trabajo.

Estabilizada la temperatura del motor, se coloca la sexta (6ta) marcha y se realiza la medición para un rango de revoluciones por minuto del motor que va desde las 4000 *RPM* hasta las 9500 *RPM*. El banco trabaja con el software Accudyno para la adquisición de los datos (*RPM*, Potencia, Torque, etc) [12], los valores de potencia y torque son impresos en una hoja de datos en función de las *RPM* con un paso de 500 *RPM*. Vale recordar que el ensayo no se hace directamente sobre el motor, es decir, la potencia y torque obtenidos están medidos sobre la rueda. Las curvas obtenidas se utilizaron como guía de manera de poseer una referencia cualitativa y poder comparar éstas con las obtenidas mediante *LES*.

(NOTA: La Figura 43 es de carácter esquemático, muestra el posicionamiento de la motocicleta y el tipo de banco utilizado)

El banco de pruebas posee una célula de medición la cual proporciona datos sobre presión, temperatura ambiente, humedad relativa, entre otros. La adquisición de dichas variables fueron posteriormente ingresadas en *LES*, de este modo las condiciones de trabajo a las cuales se simulará el motor serán las mismas a las del ensayo realizado en el banco.



Figura 43: Banco de Pruebas - PAOLUCCI RACING PERFORMANCE

### 6.1.2. Modelo en LES - Simulación y Comparación de Resultados

Una vez configurados todos los elementos que forman parte del modelo, se definen y setean las condiciones de prueba a las cuales se simulará el motor. *LES* ofrece dos tipos de condiciones de prueba para llevar a cabo la simulación, estado estacionario y transitorio. La simulación de estado estacionario fue seleccionada para nuestro modelo el cual permite definir una serie de condiciones discretas de prueba para cada *RPM* del motor. En la Tabla 26 se presentan los valores de los parámetros adquiridos (presión, temperatura y humedad relativa) por la célula y otras variables relacionadas con el tipo de combustible, proceso de combustión, etc., [3].

Condiciones de Operación		
Variable	Valor	Unidad
50 % Combustion Angle	10 ATDC	°
Burn Angle (10 %-90 %)	22,7	°
Overall Equiv. Ratio	1,13	
Ambient Pressure	0,965	bar
Ambient Temperature	22,7	°C
Relative Humidity	0,27	
Specific Humidity	0,0048	Kg/kg
Inlet 1 Pressure	0,965	bar
Temperature	22,7	°C
Exit Pressure	0,965	bar
Fuel System	Carburettor	-
Fuel Type	Gasoline	-

Tabla 26: Condiciones de operación para la Simulación en *LES* - modelo de motor Honda 250 *CC*

Con las condiciones de prueba configuradas se procedió a realizar la simulación, esta se realizó para un rango de *RPM* que va desde las 4000 *RPM* hasta 9600 *RPM* con un paso de 200 *RPM*. Para realizar una comparación representativa y poder comprobar si los valores obtenidos (de potencia y torque) mediante la simulación en *LES* se encuentran en un rango aceptable respecto a los medidos en el banco de ensayo, se realizó un cálculo aproximado de la eficiencia que presenta la transmisión (caja de velocidades y cadena de transmisión) el cual será utilizado para “afectar” las curvas de potencia y torque obtenidas de la simulación.

#### Cálculo de la eficiencia de la transmisión - $\eta_T$

Para realizar el cálculo de la eficiencia de la transmisión ( $\eta_T$ ) se tomó como referencia la potencia máxima que desarrolla el motor Honda 250 *CC* otorgada por el fabricante (Tabla 9), la obtenida en el banco de la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE y la consultada en una página web [13] donde el ensayo también se lleva a cabo en un banco a rodillo.

La eficiencia de la transmisión ( $\eta_T$ ), puede ser calculada como:

$$\eta_T = \frac{P_{rueda}}{P_{motor}} \quad (35)$$

donde  $P_{rueda}$  y  $P_{motor}$  son la potencia máxima medida en la rueda y la potencia máxima a la salida en el cigüeñal, respectivamente.

Como se mencionó, el valor que se tomó para la potencia a la salida en el cigüeñal ( $P_{motor}$ ) es la otorgada por el fabricante y se presentó en la Tabla 9. Para la potencia medida en la rueda ( $P_{rueda}$ ) se tomaron los siguientes valores:

- Banco de ensayo PAOLUCCI RACING PERFORMANCE: 17,1 CV @ 6800 RPM
- Banco de ensayo (Página web [13]): 19,6 CV @ 6450 RPM

Con estos valores se calcularon, mediante la ec. 35, dos factores de eficiencia,  $\eta_{T,1}$  y  $\eta_{T,2}$ , respectivamente, y los cuales serán utilizados posteriormente para "afectar" las curvas obtenidas mediante *LES*. A continuación en la Tabla 27 se presentan los valores calculados de la eficiencia de la transmisión.

Factor de eficiencia	Valor
$\eta_{T,1}$	0,71
$\eta_{T,2}$	0,82

Tabla 27: Valores calculados del factor de eficiencia de la transmisión - motor Honda 250 CC

Las Figuras 44 y 45 muestran los resultados de potencia y torque medidos en el banco de ensayo y los obtenidos mediante *LES* respectivamente. Como se observa en las Figuras, las curvas obtenidas con *LES* fueron "afectadas" por los coeficientes presentados en la Tabla 27 y se puede notar que las curvas azules, correspondientes a la potencia y torque medidas en el banco de ensayo, se encuentra en el rango acotado por las curvas obtenidas en *LES* afectadas por los correspondientes factores de eficiencia. Esto da una pauta de que los componentes utilizados junto con la configuración de cada uno, representan de manera satisfactoria al motor bajo estudio. Se puede observar además que las curvas obtenidas en *LES* se ajustan de manera cualitativa (forma y tendencia) a las obtenidas en el banco de ensayo.

Vale aclarar y se puede observar en las figuras tanto como para las curvas de la simulación como para las curvas del banco de ensayo, que estas presentan algunos "baches". Estos se pueden asociar, para las curvas obtenidas en el banco de ensayo, al contacto que existe entre la rueda y el cilindro del banco de pruebas debido a que esta gira a RPM elevadas y puede llegar a perder el contacto con el cilindro. Por otro lado para las curvas obtenidas en la simulación, si bien los "baches" son menos pronunciados, estos pueden asociarse a una inestabilidad numérica en la solución de la ecuaciones consecuencia de la configuración de los elementos que representan los diversos conductos en el motor como son las "pipas" ya sea por la longitud, o una variación considerable en el área a lo largo de estas, de todos modos lo anterior no significa que los elementos estén mal configurados.

Es importante destacar que en el objetivo del presente trabajo, no es de total relevancia la obtención de una correlación cuantitativa exacta entre las curvas de performance (banco de ensayo y *LES*), ya que al momento de realizar modificaciones en *LES* sobre el modelo-motor original (cilindrada, levas, conductos, etc) el interés se centra sobre el aumento de la potencia o torque, con respecto al original, y no la obtención de la potencia absoluta.

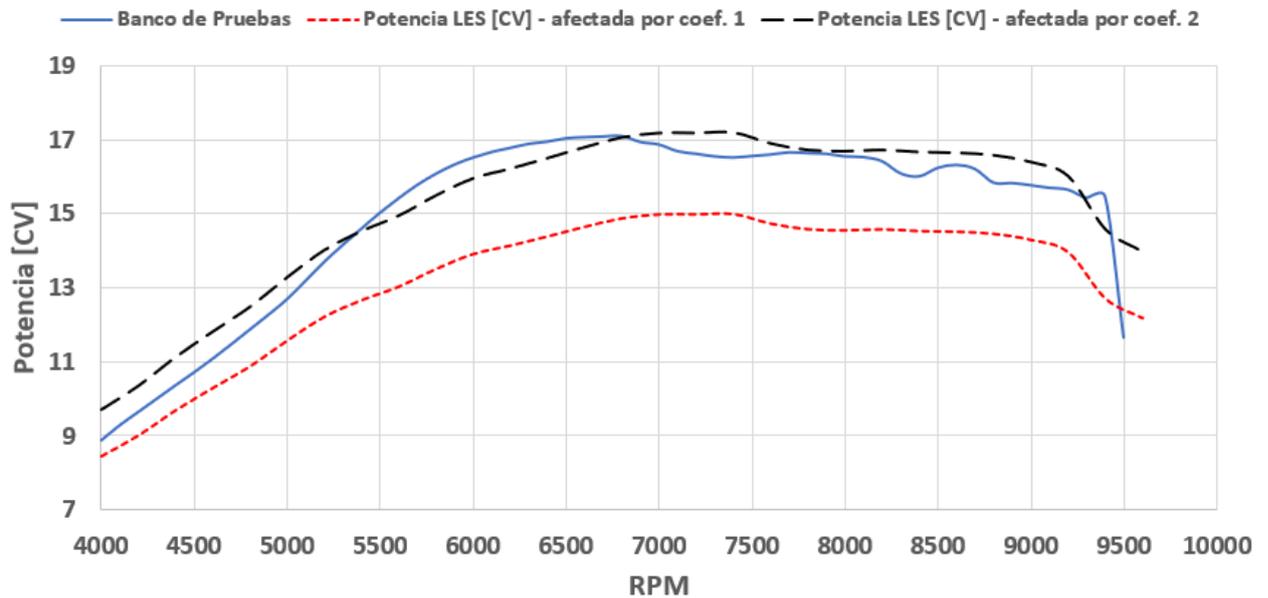


Figura 44: Comparación curvas de Potencia entre banco de pruebas y modelo en *LES* - motor Honda 250 *CC*

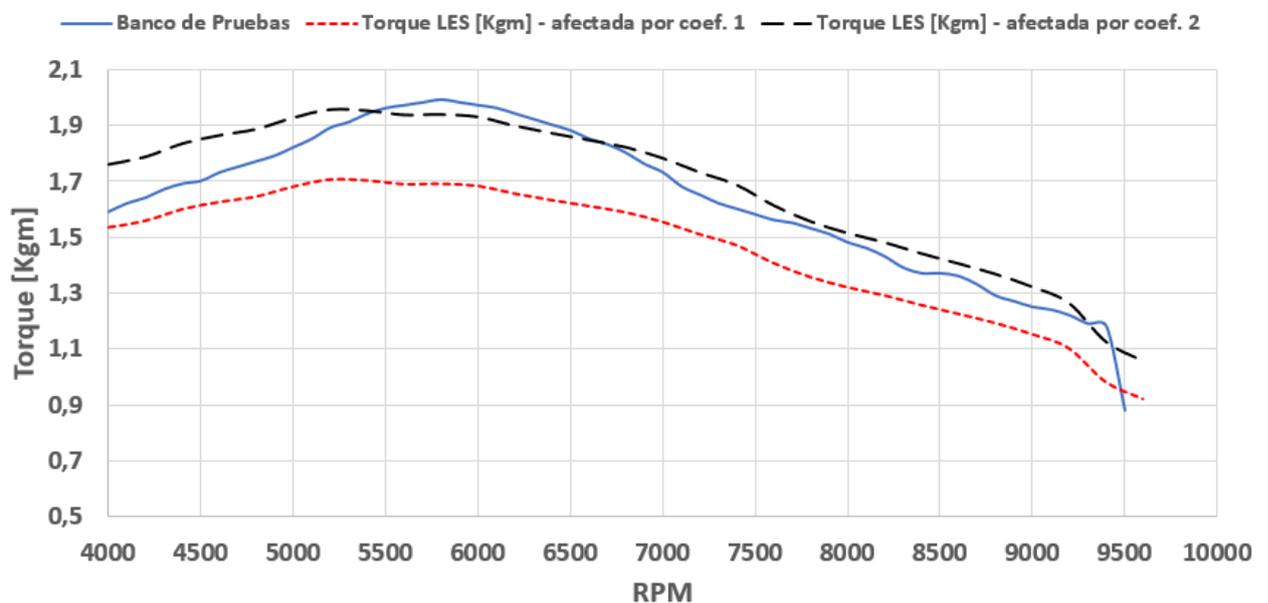


Figura 45: Comparación curvas de Torque entre banco de pruebas y modelo en *LES* - motor Honda 250 *CC*



A modo de comparación, en la Tabla 28, se presentan los valores máximos obtenidos de la simulación (sin contemplar el factor de eficiencia de la transmisión), los declarados por el fabricante (al cigüeñal) y los obtenidos en el banco de ensayo.

<b>Comparación de Valores</b>		
<b>Potencia Máxima</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Lotus @ 7400 RPM	21,33	CV
Declarada Fabricante @ 8000 RPM	24	CV
A la rueda @ 6800 RPM	17,1	CV
<b>Torque Máximo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Lotus @ 5200 RPM	2,4	Kgm
Declarado Fabricante @ 6000 RPM	2,48	Kgm
A la rueda @ 5800 RPM	1,99	Kgm

Tabla 28: Tabla comparativa - Modelo Base

## 6.2. Motor Honda modificado 387 CC

### Cilindro

Siguiendo el orden de las modificaciones presentadas en la Sección 5, se realizó una simulación en *LES*, del modelo base, modificando únicamente el diámetro del cilindro y en consecuencia la relación de compresión *RC* (calculada de forma teórica mediante la ecuación 3), de 73 mm a 91 mm y 9,3:1 a 13,9:1 respectivamente. En la Figura 46 se observa que la potencia decrece rápidamente a partir de las 7000 *RPM* y el punto de máxima potencia se desplaza hacia un rango de bajas *RPM*. Esto, como se mencionó, se debe a que el llenado del cilindro es considerablemente pobre a altas *RPM* y al agrandar la cilindrada manteniendo los diámetros originales de la garganta de los conductos de la tapa de cilindro, el motor se encuentra “estrangulado”. En otras palabras el área de pasaje no es suficiente para lograr un llenado óptimo del cilindro.

Además se observa en la curva del motor 387 *CC* (fig. 46 y 47), en el rango de 4500 y 5500 *RPM*, dos picos pronunciados que manifiestan un problema en la simulación producto de los fenómenos mencionados.

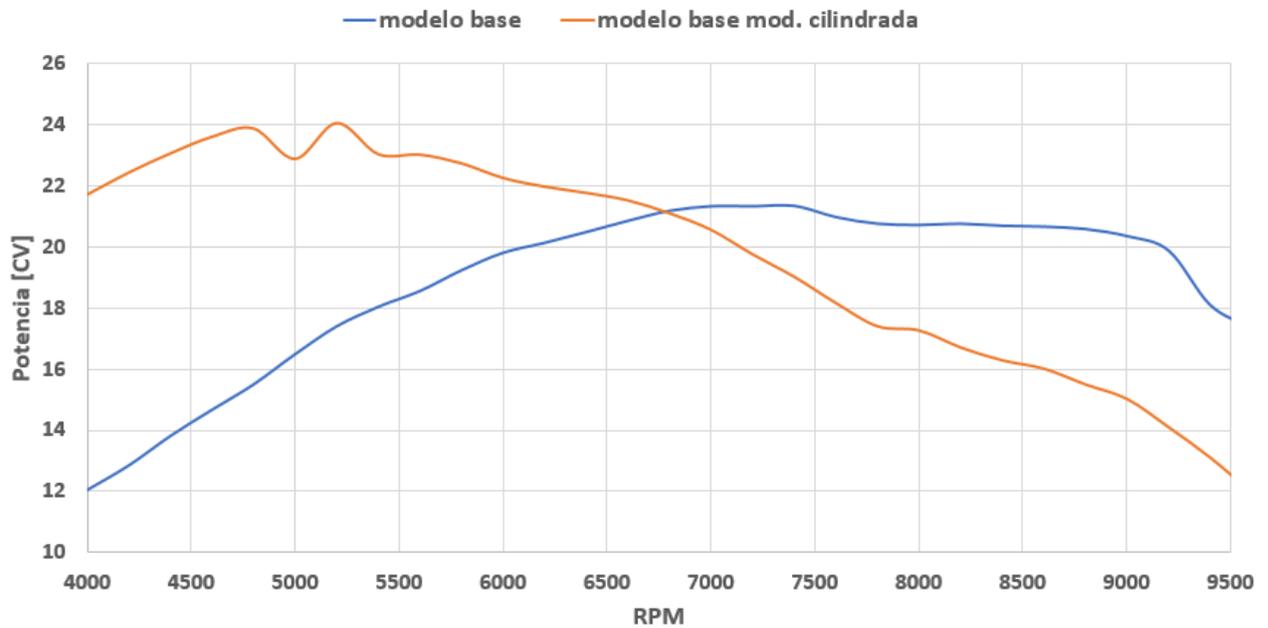


Figura 46: Potencia Modelo Base (250 CC) vs Potencia Modelo Base con cilindrada modificada

Ligado a lo mencionado en el párrafo anterior, también coexisten fenómenos de compresibilidad, inercia y fricción del flujo a altas  $RPM$  que afectan directamente a la eficiencia volumétrica, como se puede ver en la Figura 47. Es por esto que se debe optimizar el diseño de los sistemas de admisión y de escape (levas y conductos) para evitar estos efectos en el flujo y que el motor opere sin problemas a mayor régimen de  $RPM$ .

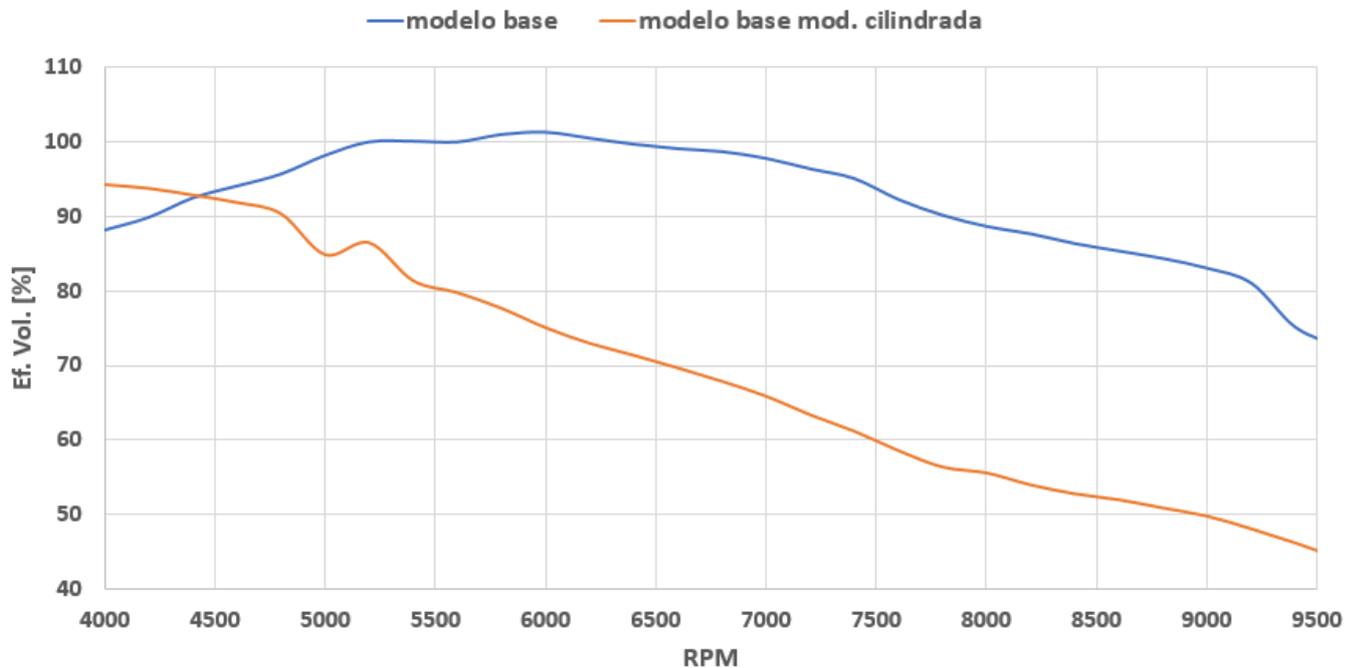


Figura 47: Ef. Volumétrica - Modelo Base (250 CC) vs Modelo Base con cilindrada modificada

## Tapa de cilindro

Los valores obtenidos en el cálculo preliminar de los diámetros de la garganta  $D_t$  de los conductos de admisión y de escape de la tapa de cilindro, bajo el criterio mencionado en la Sección 5.2, se presentan en las Tablas 29 y 30. El cálculo se realizó para un régimen de giro del motor de 10000 *RPM*.

vmg [m/s]	Bp [mm]	vmp [m/s]	nr. Válvulas	Dt [mm]
65	91	19,83	2	35,54
67,5				34,88
70				34,25
72,5				33,66
75				33,09

Tabla 29: Diámetros de garganta teóricos del puerto de admisión del motor 387 *CC*

Porcentaje [%]	vmg [m/s]	Bp [mm]	vmp [m/s]	nr. Válvulas	Dt [mm]
140	91	91	19,83	2	30,04
	94,5				29,48
	98				28,95
	101,5				28,44
	105				27,97
145	94,25	91	19,83	2	29,52
	97,875				28,97
	101,5				28,44
	105,125				27,95
	108,75				27,48
150	97,5	91	19,83	2	29,02
	101,25				28,48
	105				27,97
	108,75				27,48
	112,5				27,02

Tabla 30: Diámetros de garganta teóricos del puerto de escape del motor 387 *CC*

Para mostrar lo sensible que es el motor con respecto a los diámetros de la garganta de los conductos de admisión y escape de la tapa de cilindro, se realizó una simulación en *LES* del modelo de motor Honda modificado 387 *CC* con los valores de dichos diámetros calculados teóricamente, denominado "Ideal", comparándolo con el modelo de motor Honda modificado 387 *CC* con los valores reales de los diámetros utilizados. Para la simulación del modelo de motor Honda modificado 387 *CC* "Ideal" se seleccionaron los siguientes valores de diámetros calculados teóricamente:

- Puerto de Admisión: 34,25 mm
- Puerto de Escape: 28,44 mm

Estos valores corresponden a una velocidad media del gas ( $vmg$ ) de 70 [ $\frac{m}{s}$ ] para admisión y 101,5 [ $\frac{m}{s}$ ] para escape.

A continuación se presenta una comparación de las curvas de potencia y torque entre el motor modificado Honda 387 *CC* y el motor modificado Honda 387 *CC* "Ideal", donde la única diferencia de este último con respecto al primero radica sólo en el cambio de los valores de los diámetros de garganta de los conductos de admisión y escape (Tabla 31).

(NOTA: La simulación de los dos modelos mencionados utilizan las longitudes, tanto de admisión como de escape, calculadas por las teorías presentadas en la Sección 5.4.  $L_{admission} = 99,2$  mm y  $L_{escape} = 475$  mm, en los elementos (8) y (9) de la Figura 40, respectivamente)

Motor	Diámetro Admisión [mm]	Diámetro Escape [mm]
Honda modificado 387CC	26,5	22,3
Honda modificado 387CC "Ideal"	34,25	28,44

Tabla 31: Diámetros de garganta de los conductos de admisión y escape utilizados en los modelos para la comparación

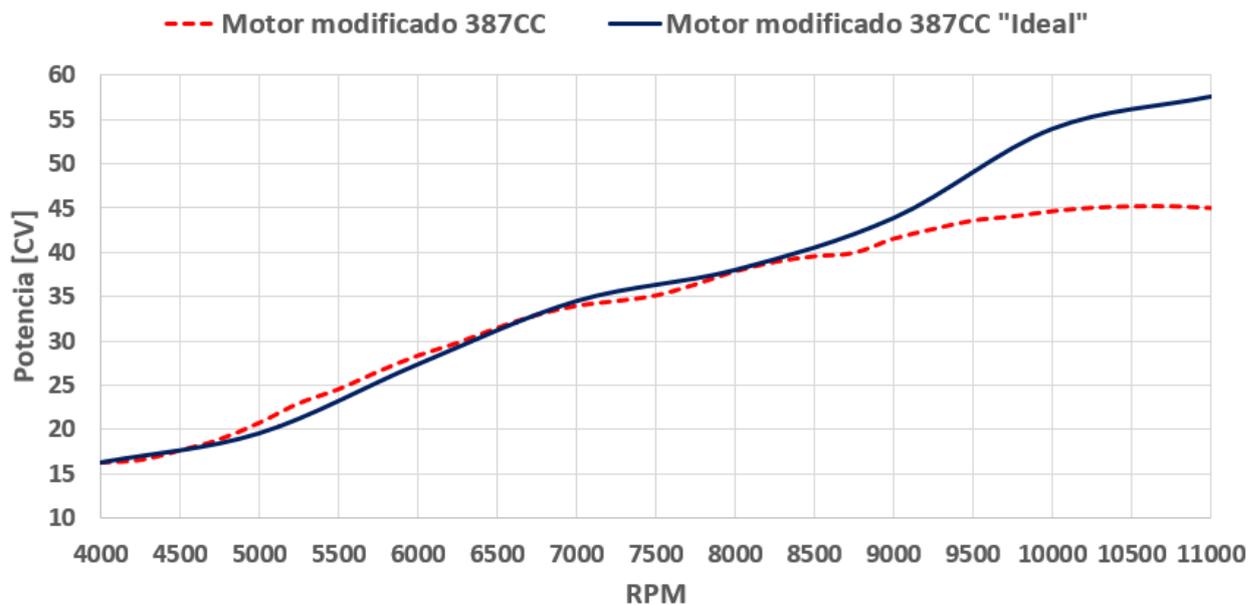


Figura 48: Comparación curvas de potencia motor modificado 387 *CC* y motor modificado 387 *CC* "Ideal"

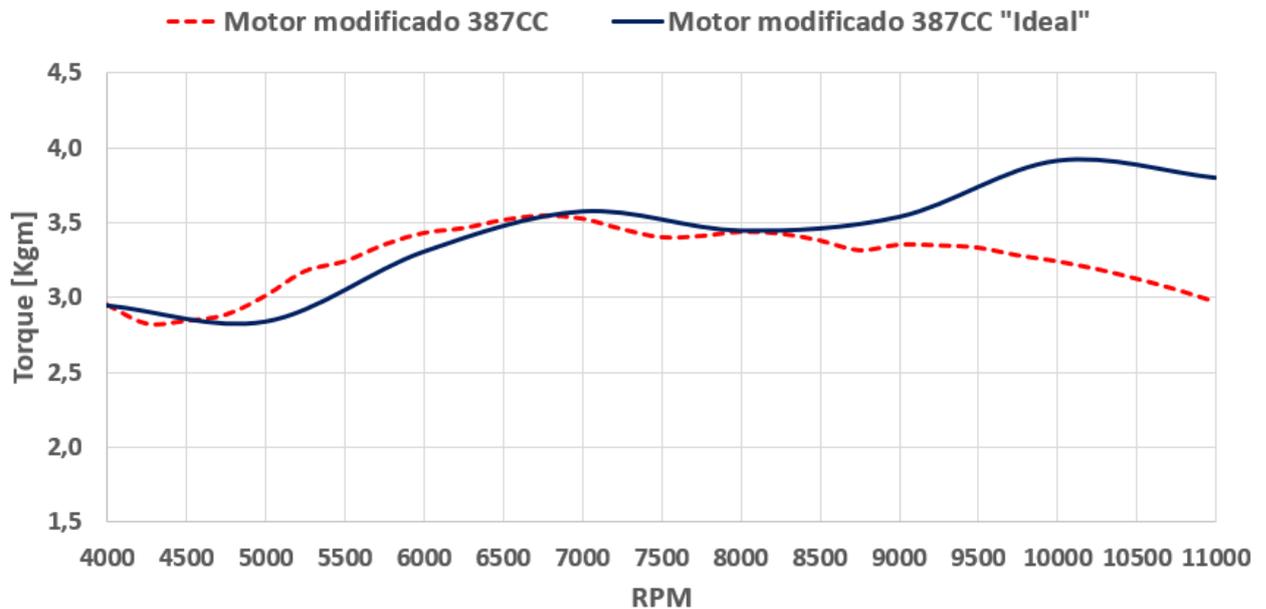


Figura 49: Comparación curvas de torque motor modificado 387 *CC* y motor modificado 387 *CC* "Ideal"

Se puede observar en las Figuras 48 y 49 cómo el aumento en el diámetro de la garganta en los conductos de admisión y escape claramente benefician el llenado del cilindro a altas *RPM*, puntualmente a partir de las 8500 *RPM* en adelante, rango donde se busca obtener la mayor potencia en motores utilizados para competición. Particularmente en la Figura 49 la curva de torque posee un comportamiento sinuoso en todo el rango de *RPM* debido a que para ese modelo no se realizó la sintonización de los sistemas de admisión y escape, y de la puesta a punto de la distribución. Vale recordar que la comparación se realizó para demostrar la sensibilidad en el comportamiento del motor con respecto a los diámetros de garganta de los conductos de admisión y escape.



## Distribución

Para las pruebas de cada uno de los perfiles de leva del modelo modificado Honda 387 *CC* se adoptó, como valor de las longitudes de admisión y de escape, los obtenidos mediante la ecuación del resonador de Helmholtz y la ecuación simple de propagación de ondas respectivamente (Sección 5.4). La Tabla 32 presenta las condiciones de contorno fijadas para el cálculo de la longitud desde la garganta de admisión hasta la toma de aire y la longitud desde la garganta del escape hasta la salida de los gases en el escape.

	ADM.	ESC.
<b>N [RPM]</b>	10000	
$\gamma$	1,4	
<b>R [J/K kg]</b>	289	
<b>Dref [mm]</b>	42	37
<b>t [°C]</b>	22,7	400
<b>a [m/s]</b>	344,78	520,07

Tabla 32: Condiciones necesarias para determinar la longitud de las pipas de admisión y de escape

Realizada las pruebas, en las Figuras 50 y 51 se comparan las curvas de potencia y torque obtenidas para cada leva. Recordando que el rango de interés de la obtención de la potencia máxima se encuentra entre 9500 y 11000 *RPM*, se concluye que levas que cumplen con dicho rango de operación son las levas N° 1 y N° 3, dando ésta última un comportamiento mayor que la leva N° 1 entre las 4000 y 7500 *RPM*. Se puede observar además en la Figura 51 que entre las 6000 y 10500 *RPM* el torque se mantiene prácticamente constante dando como resultado que la potencia (fig. 50) vaya en constante aumento ya que ésta es lineal con las *RPM* (ec. 18), este es un comportamiento buscado en los motores para competición.

El árbol de leva propiamente dicho del perfil N° 3 pertenece al motor de la motocicleta Kawasaki KX450F y por este motivo no podemos utilizarlo en nuestro motor, sin embargo la empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE puede realizar la fabricación del árbol de leva y así poder utilizarlo en el motor Honda modificado 387 *CC*. Por lo anterior se seleccionó el árbol de leva que posee el perfil N° 1 para utilizar en el motor Honda modificado 387 *CC* junto con la puesta a punto presentada en la Sección 5.3.

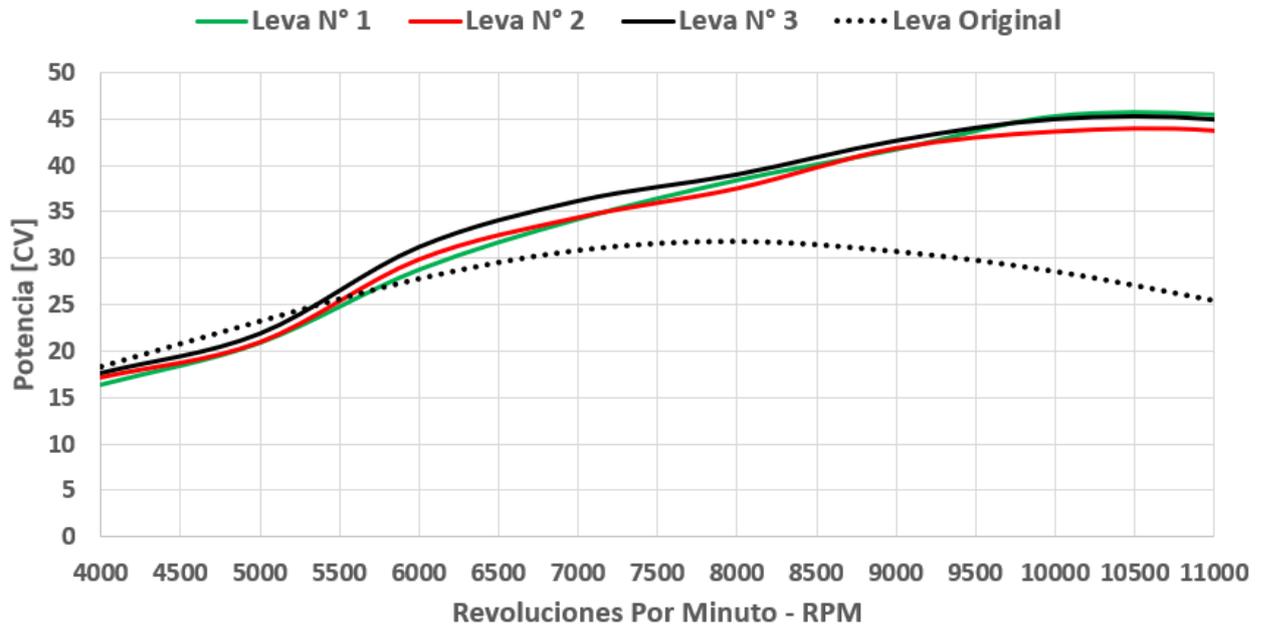


Figura 50: Curva de potencia obtenida por la distribución de cada leva

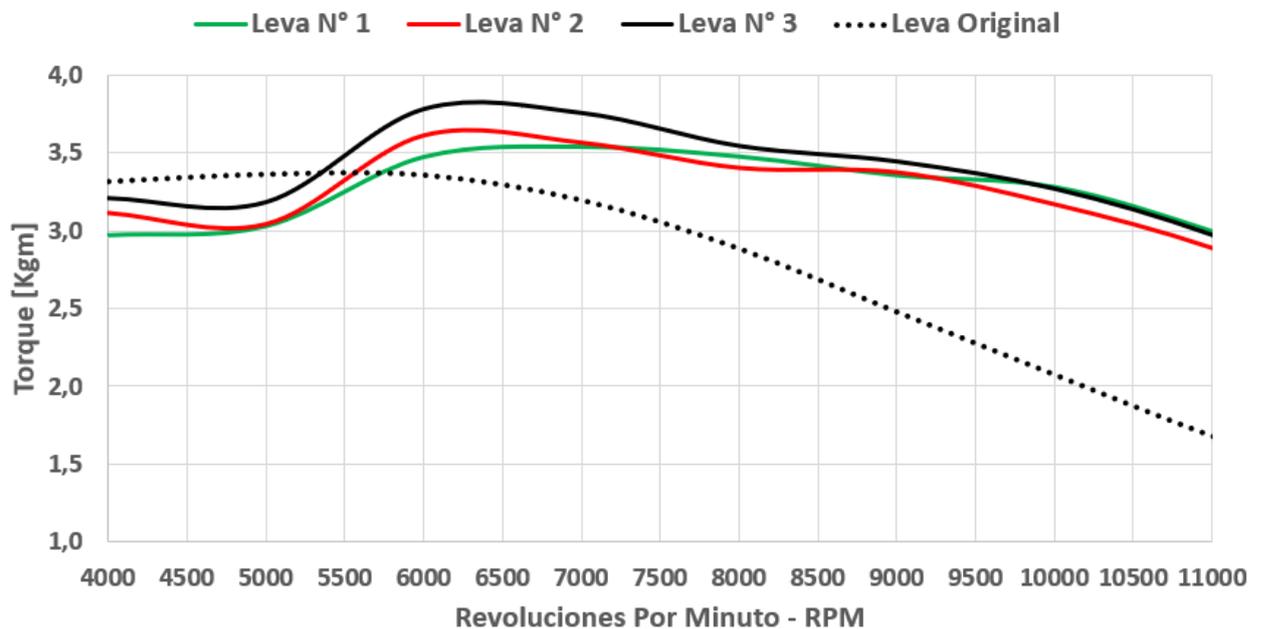


Figura 51: Curva de torque obtenida por la distribución de cada leva



## Conductos de admisión y escape

Los valores de longitudes para los conductos de admisión y escape calculados por la teoría (Sección 5.4) son los siguientes:

- Longitud total de admisión: 162 mm
- Longitud total de escape: 520 mm

Vale recordar que dichas longitudes son medidas, para admisión y escape, desde la garganta de cada conducto y representan las longitudes totales de estos. Debido a que las longitudes de los conductos que forman parte de la tapa de cilindro (elementos (6) admisión y (7) escape de la Figura 40) son fijas, a los valores totales mencionados hay que restarles las longitudes de los elementos (6) y (7) respectivamente. Por lo tanto los nuevos valores de longitudes para los conductos de admisión y escape (elementos (8) admisión y (9) escape de la Figura 40) a los cuales se le realizó el estudio paramétrico son:

- Longitud de admisión (elemento (8) admisión de la Figura 40): 99,2 mm
- Longitud de escape (elemento (9) escape de la Figura 40): 475 mm

Las dimensiones de las longitudes y diámetros de los conductos a las cuales se realizó el ensayo paramétrico se presentan en la Tabla 33.

Variable	Valor Inicial [mm]	Valor Final [mm]	Incremento [mm]
<b>Longitud Admisión</b>	100	200	10
<b>Longitud Escape</b>	250	500	10
<b>Diámetro final Escape</b>	37	50	10

Tabla 33: Dimensiones de las longitudes y diámetros de los conductos de admisión y escape configurados en el estudio paramétrico

El resultado de las pruebas arrojó que el valor óptimo para la longitud del conducto de admisión es el calculado por la teoría de Helmholtz (ec. 29), mientras que la longitud del conducto de escape resultó en un valor menor al calculado por la teoría de propagación de ondas ec. (33). Los valores adoptados para el modelo fueron presentados en la Tabla 24.

Las Figuras 52 y 53 muestran que la optimización de la longitud del escape, acortando la longitud de éste de 475 mm a 321 mm, trae aparejado un aumento en la potencia máxima y además el toque desarrollado por el motor presenta, como se mencionó anteriormente, la característica de poseer en el rango de *RPM* de interés un valor prácticamente constante provocando que la potencia vaya en aumento a medida que se aumentan las *RPM* (ec. 18).

Una particularidad en cuanto a las dos figuras (52 y 53), de la cual ya se mencionó en otra sección, es que las curvas (de potencia y torque) correspondientes a la longitud de escape de 321 mm muestran un comportamiento más “parejo” en todo el rango de *RPM* para el cual se realizó la simulación.

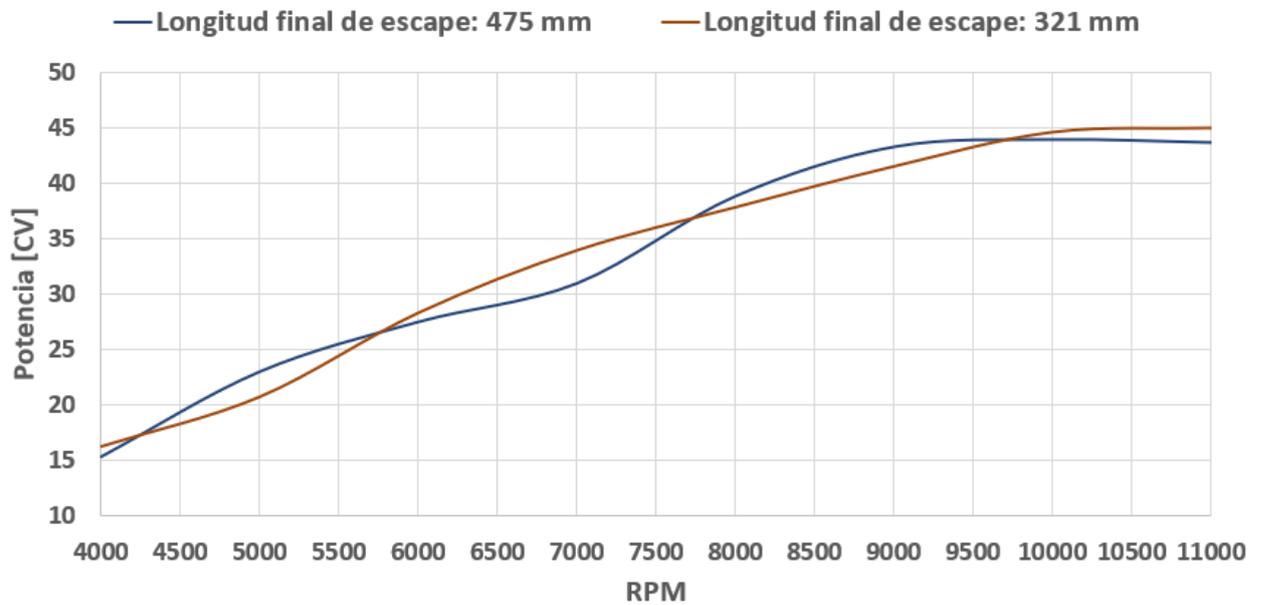


Figura 52: Comparación de curvas de potencia del modelo de motor Honda modificado 387 *CC* - Optimización longitud de conductos de admisión y escape

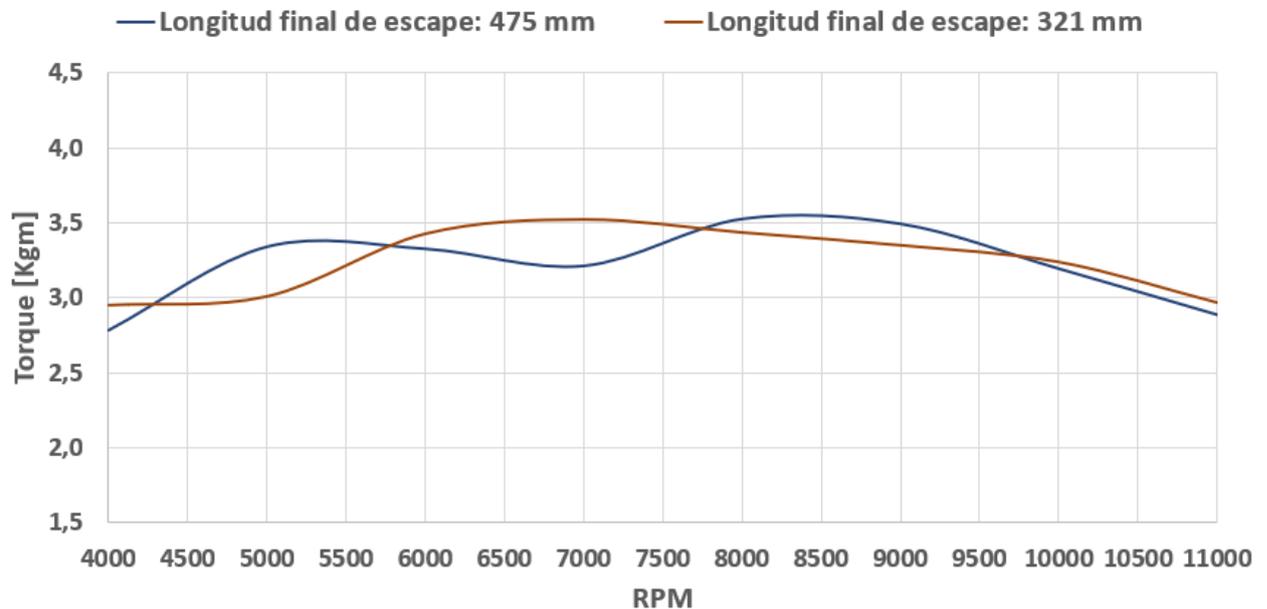


Figura 53: Comparación de curvas de torque del modelo de motor Honda modificado 387 *CC* - Optimización longitud de conductos de admisión y escape

## Simulación Final

Con todas las modificaciones implementadas al modelo base y desarrolladas en la Sección 5 se procedió a realizar la simulación final. Esta se realizó para un rango que va desde las 4000 hasta las 11000 *RPM* con un paso de 250 *RPM*. Las condiciones de operación utilizadas son las presentadas en la Tabla 26. Las Figuras 54 y 55 muestran los resultados obtenidos para el modelo del motor Honda modificado 387 *CC* en comparación con el modelo del motor Honda 250 *CC*. Se puede apreciar, en las curvas (de potencia y torque) del motor Honda modificado 387 *CC*, un notable aumento tanto en los valores de potencia como de torque. Se observa además que el aumento de potencia más apreciable se encuentra dentro del rango de interés entre 9500 y 11000 *RPM* y los valores de torque para ese rango mantienen un valor constante, como se mencionó, una característica deseable para motores utilizados en la competición.

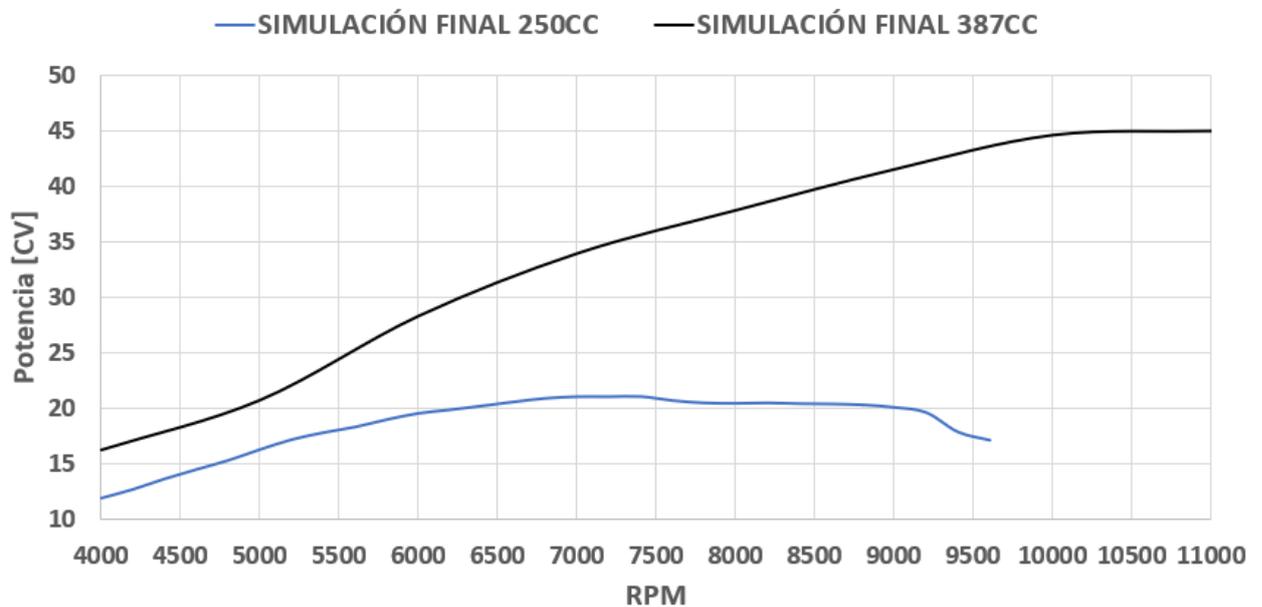


Figura 54: Comparación de las curvas finales de potencia entre el modelo de motor Honda 250 *CC* y el modelo de motor Honda modificado 387 *CC* en *LES*

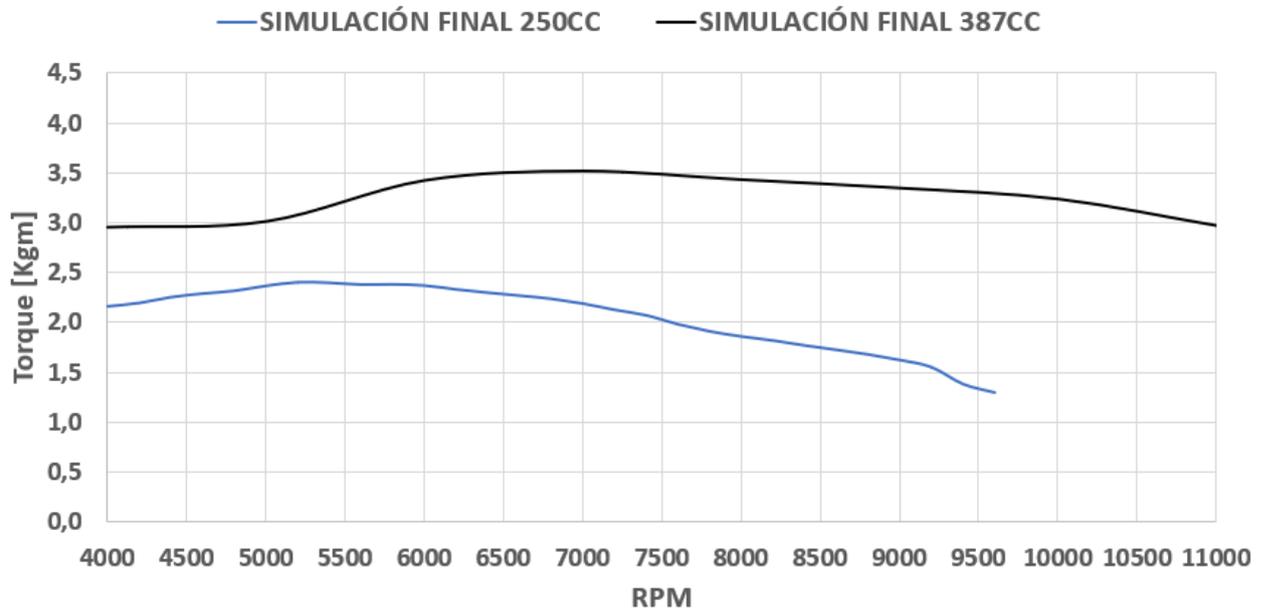


Figura 55: Comparación de las curvas finales de torque entre el modelo de motor Honda 250 *CC* y el modelo de motor Honda modificado 387 *CC* en *LES*

Recordando la ecuación 20 se puede notar que para aumentar la potencia de un motor, 3 (tres) variables pueden ser modificadas para lograr el objetivo. Sin embargo variar una de estas no significa que la potencia aumentará ya que entre ellas existe cierta dependencia como se describió en la Sección 2.1. La primera modificación implementada, debido a que el motor Honda lo permite (por las características dimensionales del cilindro) y la categoría donde se utilizará este lo exige, es el aumento en el diámetro del cilindro y en consecuencia el valor de la cilindrada, esto se puede observar en el eje de abscisas de la Figura 56. La segunda variable a modificar fue el rango de *RPM* máximo de operación del motor, llevándolo de 9500 *RPM* (motor Honda 250 *CC*) a 11000 *RPM* (motor Honda modificado 387 *CC*). Estas dos modificaciones mencionadas, sin una reforma en los conductos en la tapa de cilindro junto con una mala sintonización y sincronización de los sistemas de admisión y escape, y la apertura de las válvulas respectivamente, la tercera variable, la *p<sub>me</sub>*, presentará una disminución producto de un llenado pobre del cilindro. Para el motor Honda modificado 387 *CC* cada una de las modificaciones, conductos, sistemas de admisión y escape, y apertura de válvulas, fueron realizadas con el fin de aumentar la *p<sub>me</sub>*, sin embargo para el punto de máxima potencia el valor de esta presión resultó menor que la obtenida en el motor Honda 250 *CC* (Tabla 34). El haber incrementado la cilindrada y las *RPM* del punto de máxima potencia, en el motor Honda modificado 387 *CC*, son las razones por la que disminuye la *p<sub>me</sub>* respecto al motor "original". Esto se demuestra al despejar esta de la ec. (20).

Como se mencionó en la Sección 2, la presión media efectiva ( $p_{me}$ ), es un parámetro que indica el grado de aprovechamiento de la cilindrada con respecto al par motor, por lo tanto que el valor de  $p_{me}$  del motor Honda modificado 387 CC resulte menor al obtenido con el motor Honda 250 CC indica que no se está sacando total provecho en cuanto al llenado del cilindro, demostrando que se podría mejorar aun más algunas zonas críticas de la tapa de cilindro (áreas de pasaje). La diferencia entre los dos valores de  $p_{me}$  (presentados en la Tabla 34) es de 0,5 bares, valor poco influyente y que no se ve reflejado de manera considerable en los resultados obtenidos de potencia máxima para el motor Honda modificado 387 CC. Se puede notar además en la Figura 56 que el área del ciclo de trabajo del motor Honda modificado 387 CC es mayor a la del motor Honda 250 CC demostrando también el aumento de potencia máxima del primero respecto del segundo.

Motor	Honda Twister - 250 CC	Modificado - 387 CC
<b>Bp/Sp [-]</b>	1,23	1,53
<b><math>p_{me}</math> [bar]</b>	10,22	9,72
<b>vmp [m/s]</b>	14,68	21,32

Tabla 34: Valores de  $p_{me}$ ,  $v_{mp}$  y  $B_p/S_p$  del motor original y el modificado

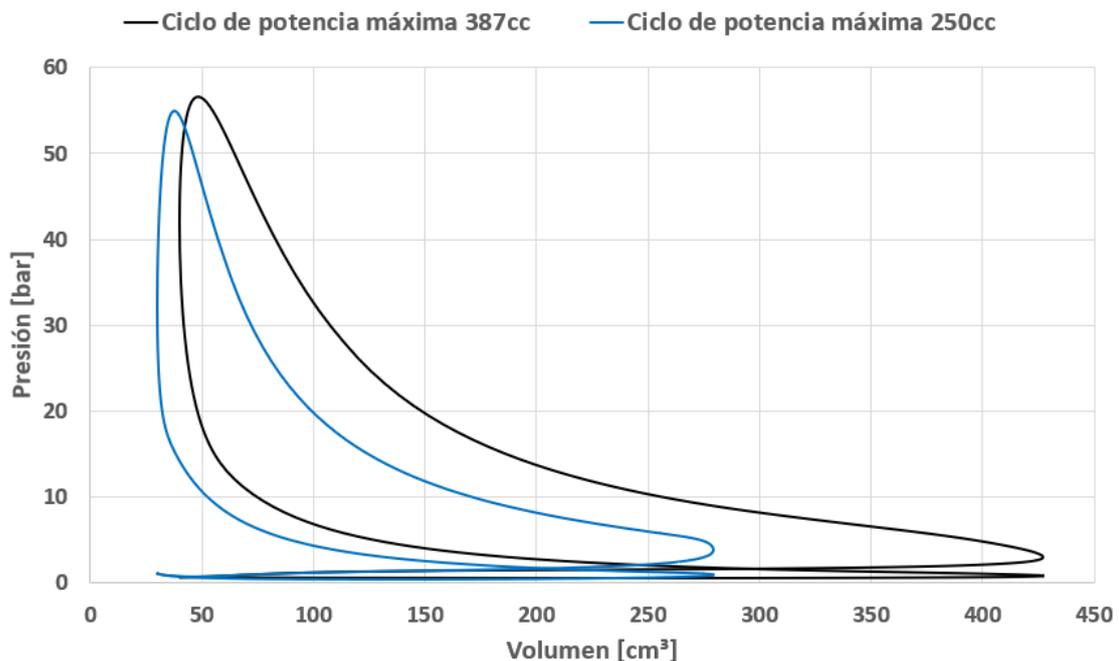


Figura 56: Comparación de los ciclos de funcionamiento para potencia máxima entre el motor Honda 250 CC y el motor Honda modificado Honda 387 CC



A modo de resumen a continuación, en la tabla 35, se presentan los valores máximos de potencia y par motor obtenidos por el software *LES* para ambos modelos.

<b>Comparación de Valores</b>		
<b>Potencia Máxima</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Motor 250 CC @ 7400 RPM	21,33	CV
Motor 387 CC @ 10750 RPM	45,81	CV
<b>Torque Máximo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidad</b>
Motor 250 CC @ 5200 RPM	2,4	Kgm
Motor 387 CC @ 6750 RPM	3,54	Kgm

Tabla 35: Valores obtenidos y declarados



## 7. Conclusión y Trabajos futuros

La herramienta utilizada para la simulación, *Lotus Engine Simulation*, exhibe excelentes características en cuanto a la interfaz de generación de modelos permitiendo realizar cambios rápidos en la configuración de los elementos sin prestar confusión en la identificación de estos. No se presentaron dificultades mayores tanto en la generación de los modelos como en la visualización y obtención de los resultados de cada uno de estos.

Se elaboró un modelo en *LES* del motor original Honda 250 *CC*, el cual fue utilizado con la finalidad de familiarizarnos con el software y obtener las curvas características de potencia y torque de este. Además los resultados del modelo se utilizaron como punto de partida a fin de comparar estos con los que se obtenían a medida que se le realizaban modificaciones al modelo del motor original, teniendo en cuenta el objetivo principal de obtener un aumento en la potencia del motor. La buena correlación cualitativa de las curvas obtenidas en *LES* con respecto a las medidas en el banco de ensayo, muestran que se realizó una correcta configuración de los parámetros y componentes del modelo de motor Honda 250 *CC*.

Con las modificaciones realizadas al modelo base (motor original Honda 250 *CC*) se logró aumentar el rendimiento de éste considerablemente, evidenciando un notable incremento no sólo en la potencia máxima desarrollada por el motor en un rango elevado de *RPM* cumpliendo con el objetivo principal del trabajo, sino en todo el rango de utilización del motor. Por otro lado, se logró que tanto el modelo base como el modificado en *LES* posean semejanza, en cuanto a parámetros geométricos, al motor real.

### Trabajos futuros

Como es normal, a medida que se fue desarrollando el trabajo, nos fueron surgiendo dudas y preguntas del comportamiento de algunos componentes y fenómenos que ocurren en el funcionamiento del motor. Si quisiéramos estudiar cada uno de ellos, nos demandaría mucho tiempo y nos apartaríamos del objetivo para el cual se realizó el TFG. Por lo tanto, a continuación, se enumeran algunas ideas de trabajos interesantes para realizar relacionados con el motor:

- A) Se puede adquirir mayor exactitud en los resultados y semejanza respecto al motor si se realiza un estudio de flujometría de la tapa de cilindro del motor 387 *CC*, de manera de ingresar la medición en la modelización de los puertos. Además un análisis en *CFD* de la cámara de combustión permitiría mejorar los procesos de compresión, combustión y expansión del ciclo de trabajo del motor y reducir el área de bombeo; de esta forma obtener un mejor desempeño del motor.
- B) Un estudio de materiales en cuanto a fatiga y envejecimiento de los componentes móviles (Mecanismo Pistón-Biela-Manivela), cilindro y tapa de cilindro del motor 387 *CC*. Claro está que en este caso se agrando el diámetro del cilindro y en consecuencia el del pistón, además se aumentaron las *RPM* a las que gira el motor, por lo tanto el área donde actúa el gas es más grande y sumada la velocidad con que se mueve el pistón, los esfuerzos que sufre el mecanismo son mayores que en el motor original.



- C) El problema con el cual nos encontramos fue la temperatura, recordando que es un motor refrigerado por aire, la sección y tamaño de las aletas de refrigeración que rodean al cilindro son las del motor "original". Por esta razón se debería realizar un estudio y diseño térmico y aerodinámico del carenado de la motocicleta con el objetivo de mejorar la canalización del aire que impacta sobre la moto, con ello ayudaría a optimizar y reducir la temperatura de trabajo y en consecuencia posibles fallas.
- D) Otro estudio que se puede llevar a cabo es mejorar la calidad de los lubricantes. Esto tiene como objetivo disminuir el factor de rozamiento entre los componentes, por lo tanto, mejorar la refrigeración del motor y la eficiencia mecánica. Además si se realiza un análisis de partículas en el lubricante, luego de finalizada cada carrera, se puede obtener un registro de los componentes que más sufren desgaste.
- E) La empresa PAOLUCCI RACING PERFORMANCE tiene como objetivos a futuro el diseño de una toma dinámica con el propósito de mejorar el sistema de admisión del motor 387 *CC*, probar un nuevo perfil de leva para mejorar la performance del motor y agrandar el diámetro de salida del caño de escape con la finalidad de lograr una mayor permanencia de la máxima potencia y/o un aumento de esta a mayores *RPM*. También diseñar y fabricar una nueva tapa de cilindro en base a los cálculos preliminares realizados en este trabajo.



## 8. Bibliografía

- [1] "Campeonato superbike centro." [Online]. Available: <http://superbikecentro.com/>
- [2] HONDA, *Manual de Taller Honda CBX Twister*, HONDA.
- [3] L. C. Ltd, "Lotus engine simulation - on line help." [Online]. Available: <http://www.lotuscars.com/engineering/engineering-software>
- [4] F. Payri and J. M. Desantes, *Motores de Combustión Interna Alternativos*. Barcelona, España: Editorial Reverté, 2011.
- [5] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York, USA: McGraw-Hill, 1988.
- [6] H. Heisler, *Advanced Engine Technology*. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, 1995, vol. 1.
- [7] G. P. Blair, *Design and Simulation of Four-Stroke Engines*. Warrendale, USA: Society of Automotive Engineers, 1999.
- [8] K. Chan, A. Ordys, K. Volkov, and O. Duran, "Comparison of engine simulation software for development of control system," *Modelling and Simulation in Engineering*, p. 21, 2013, -.
- [9] I. A. Technology, "Software y dispositivo de relevamiento de levas." [Online]. Available: <http://www.audietech.com/cam-pro-plus/cam-pro-plus.html>
- [10] "Flujómetro para tapas de cilindro y carburadores." [Online]. Available: <http://www.dynotechpower.com.ar/flujometro.htm>
- [11] D. Giacosa, *Motores Endotérmicos*. Barcelona, España: Ediciones OMEGA, 2000, vol. 14.
- [12] AccuDyno, "Software de adquisición de datos para bancos de pruebas inerciales." [Online]. Available: <http://www.iccode.com.ar/>
- [13] "Información técnica sobre la moto honda twister." [Online]. Available: <http://www.clubtwister.com.ar/foro/>
- [14] M. Barreiro, A. Chilano, L. Marcos, and P. Sabelli, "Mejora de rendimiento volumétrico - motor ford falcon 221 sp," Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de la Plata, Ciudad de la Plata, Argentina, Tech. Rep., 2012, -.
- [15] B. L. Adámek, "Single cylinder si engine for formula student," Master's thesis, Facultad de Ingeniería Mecánica - BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, BRNO, Republica Checa, 2011, -.
- [16] C. Demers, N. Grover, D. Whitney, H. Norris, B. Parkin, S. Becker, M. Francis, N. Quatrano, P. Farnum, and J. Morrisette, "Formula sae 2011-2012 - engine design report," University of Maine, Maine, USA, Tech. Rep., 2012.
- [17] F. C. Canalejo, "Análisis numérico del sistema de admisión de un motor de combustión interna alternativo de encendido por chispa," Master's thesis, Facultad de Ingeniería Energética - Universidad de Sevilla, Sevilla, España, 2016, -.



- [18] S. Potul, R. Nacholkar, and S. Bhave, "Analysis of change in intake manifold length and development of variable intake system," *International Journal of Scientific and Technology Research*, pp. 223–226, 2014.
- [19] R. Pearson, M. Bassett, N. Fleming, and T. Rodemann, "An approach to model-based design," Lotus Engineering, Hethel, UK, Tech. Rep., -.