



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO DE UN MCIA
FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN
UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”**

Autor:

Pernas Pérez, Marina

Tutor:

**Melgar Bachiller, Andrés
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, Febrero 2015.

Me gustaría dedicar las primeras líneas del presente proyecto a todas las personas que, de una forma u otra, han hecho posible su realización.

En primer lugar, a mi tutor, D. Andrés Melgar Bachiller, por su inestimable dedicación, paciencia y ayuda a lo largo de estos meses. Admiro su inteligencia, tanto en el ámbito de los motores como en otros campos de la ingeniería.

En segundo lugar a mis amigos, a mis compañeros de escuela, sin los cuales no habría conseguido llegar hasta aquí. Gracia Nuria, María, Rocío, Sara, David, Javi, Álvaro y Rubén.

Y por último, lo más importante, a mis padres que siempre han estado a mi lado tanto en lo bueno como en lo malo. Sobre todo, agradecer la paciencia que han tenido en todos mis momentos de nervios y agobios, que no han sido pocos.

RESUMEN

El modelado de motores ofrece unas ventajas en cuanto a tiempos de ensayo y costes económicos que a nivel experimental no es posible conseguir. Estas son algunas de las razones por la cuales en el presente proyecto se realizará una simulación de un motor de combustión interna alternativa empleando una herramienta de modelado.

El motor objeto de estudio emplea como combustible gases de gasificación y su funcionamiento es analizado con la herramienta de simulación “AVL BOOST”. Este programa permite implementar las características de la planta de gasificación en la que trabaja el motor, así como las propias de éste.

El programa genera unos resultados que permiten la validación del modelo, el estudio de sus propiedades y, el planteamiento de diferentes alternativas con las que conseguir una mayor potencia generada en el motor.

Palabras Clave: Modelo, motor, simulación, gas de gasificación, potencia.

ABSTRACT

Modeling engine offers advantages in terms of time essays and economic costs that experimentally can not be achieved. These are some of the reasons why in this project a simulation of an internal combustion engine will be performed using an alternative modeling tool. The engine under study uses gasification gas as fuel and its performance is analyzed with the simulation tool "AVL BOOST". This program allows to implement the features of the gasification plant where the engine works as well as its own features. The program generates results allowing the validation of the model, the study of their properties and different approaches to achieve greater power generated by the engine.

Keywords: Model, engine, simulation, gasification gas, power.

INDICE GENERAL

INDICE GENERAL

1.	INTRODUCCIÓN	13
1.1	ANTECEDENTES.....	13
1.2	JUSTIFICACIÓN	15
1.3	OBJETIVOS.....	18
2.	DESCRIPCIÓN DEL MOTOR MODELADO	19
2.1	INTRODUCCIÓN.....	19
2.2	MEDIDAS	20
2.2.1	INSTALACIÓN.....	22
2.2.2	CONDUCTO DE COMBUSTIBLE.....	22
2.2.3	CONDUCTO DE AIRE.....	23
2.2.4	COLECTOR DE ADMISIÓN	25
2.2.5	CILINDROS	28
2.2.6	COLECTOR DE ESCAPE.....	31
2.2.7	CONDUCTOS DE ESCAPE	33
2.3	MODELO EN BOOST	37
2.3.1	MOTOR (Engine).....	38
2.3.2	CONDICIONES DE CONTORNO (System Boundary) + INICIALIZACIÓN.....	39
2.3.3	VÁLVULAS DE MARIPOSA (Throttle)	43
2.3.4	FILTRO DE AIRE (Air Cleaner)	44
2.3.5	CILINDROS (Cylinders).....	46
2.3.6	CONDUCTOS (<i>Pipes</i>).....	52
2.3.7	PUNTOS DE MEDIDA (Measuring Point)	56
2.3.8	UNIÓN (<i>Junction</i>)	56
2.3.9	ELEMENTOS DE CONTROL (Control Elements)	57
3.	RESULTADOS.....	67
3.1	INTRODUCCION.....	67
3.2	ANÁLISIS DE RESULTADOS EN EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO	68

3.2.1	RELACIÓN AIRE FUEL EN CADA UNO DE LOS CILINDROS	68
3.2.2	PRESIONES MÁXIMAS	71
3.2.3	TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE.....	73
3.2.4	VALIDACIÓN DE LA POTENCIA GENERADA	75
3.3	ESTUDIO PARAMÉTRICO	78
3.3.1	REALIZACIÓN DEL ESTUDIO PARAMÉTRICO EN “BOOST”	78
3.3.2	ANGULO DE MARIPOSA DE AIRE.....	82
3.3.3	PRESIÓN AL COMIENZO DEL CONDUCTO DE COMBSUTIBLE.....	84
3.3.4	PAR, POTENCIA Y CONSUMO ESPECÍFICO.....	85
3.3.5	RENDIMIENTOS	91
3.3.6	PRESIONES MEDIAS.....	97
3.4	COMENTARIOS A CERCA DE LOS RESULTADOS.....	100
4.	OPTIMIZACIÓN DE LA POTENCIA.....	101
4.1	INTRODUCCIÓN.....	101
4.2	ANTECEDENTES	102
4.3	VARIACIÓN EN EL ADELANTO/RETRASO APERTURA DE VÁLVULAS	104
4.4	VARIACIÓN EN EL REGIMEN DE GIRO	111
4.5	VARIACIÓN DEL COEFICIENTE DE FLUJO EN EL COMIENZO DEL CONDUCTO DE COMBUSTIBLE	115
4.6	CONCLUSIONES	118
5.	CONCLUSIONES.....	119
6.	BIBLIOGRAFÍA.....	121
I	ANEXO I.....	123
I.1	INTRODUCCIÓN.....	123
I.2	CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA.....	124

II	ANEXO II.....	127
II.1	INTRODUCCIÓN.....	127
II.2	CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE FRICCIÓN.....	128

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE FIGURAS

<i>Figura2.1.- Motor real TOYOTA 4Y.....</i>	<i>20</i>
<i>Figura2.2.- Dimensiones TOYOTA 4Y [3].....</i>	<i>20</i>
<i>Figura2.3.- Esquema instalación y motor.....</i>	<i>21</i>
<i>Figura2.4.- Medidas conducto combustible.....</i>	<i>23</i>
<i>Figura 2.5.- Conducto, mariposa y filtro de aire.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2.6.- Dimensiones conducto de aire.....</i>	<i>24</i>
<i>Figura 2.7.- Dimensiones conducto unión aire- combustible.....</i>	<i>25</i>
<i>Figura 2.8.- Colector de admisión.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 2.9.- Parte 1 del colector de admisión.....</i>	<i>26</i>
<i>Figura 2.10.- Parte 1 del colector de admisión II.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 2.11.- Parte 2 del colector de admisión I.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 2.12.- Parte 2 del colector de admisión II.....</i>	<i>28</i>
<i>Figura2.13.- Secuencia de acciones en un ciclo de un motor de 4T [4].....</i>	<i>29</i>
<i>Figura2.14.- Orden de encendido de cilindros.....</i>	<i>29</i>
<i>Figura2.15.- Palpador colocado para la toma de datos.....</i>	<i>30</i>
<i>Figura2.16.- Colector de escape.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura2.17.- Medidas del colector de escape.....</i>	<i>32</i>
<i>Figura2.18.- Orificios de entrada y salida del cilindro.....</i>	<i>33</i>
<i>Figura2.19.- Conducto de escape I.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura2.20.- Conducto de escape II.....</i>	<i>34</i>
<i>Figura2.21.- Ejemplo de sección de un conducto.....</i>	<i>35</i>
<i>Figura2.22.- Modelo motor “BOOST”.....</i>	<i>37</i>
<i>Figura2.23.- Velocidad y tipo de motor.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura2.24.- Orden de encendido.....</i>	<i>39</i>

<i>Figura2.25.- Esquema conductos conexión exterior.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura2.26.- Cuadro de inicialización.....</i>	<i>40</i>
<i>Figura2.27.- Coeficientes de flujo en condiciones iniciales.....</i>	<i>42</i>
<i>Figura 2.28.- Coeficiente de flujo en válvulas.....</i>	<i>44</i>
<i>Figura 2.29.- Dimensiones del filtro de aire.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 2.30.- Datos para el cálculo de la caída de presión en el filtro de aire.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 2.31.- Coeficiente de flujo filtro.....</i>	<i>45</i>
<i>Figura 2.32.- Características de los cilindros.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 2.33.- FQL y DFQL generados en el modelo.....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 2.34.- Levantamiento válvula de admisión.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura 2.35.- Levantamiento válvula de escape.....</i>	<i>49</i>
<i>Figura2.36- Coeficiente de descarga introducido en modelo.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura2.37.- Transferencia de calor introducido en modelo.....</i>	<i>52</i>
<i>Figura2.38.- Ejemplo de longitud variable de un conducto.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura2.39.- Ejemplo de diámetro variable de un conducto.....</i>	<i>53</i>
<i>Figura2.40.- Colector de admisión simulado en el modelo.....</i>	<i>54</i>
<i>Figura2.41.- Colector de escape simulado en el modelo.....</i>	<i>55</i>
<i>Figura2.42.- Valores del PID introducidos en modelo.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura2.43.- Canales del PID introducidos en modelo.....</i>	<i>59</i>
<i>Figura2.44.- Gráfica de A/F ratio generado por monitor en 30 ciclos.....</i>	<i>60</i>
<i>Figura2.45.- Datos de A/F ratio generados por monitor en 30 ciclos</i>	<i>61</i>
<i>Figura2.46.- Sensores en “Formula Interpreter”.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura2.47.- Actuadores de “Formula Interpreter”</i>	<i>63</i>
<i>Figura2.48.- Formula introducida en “Formula Interpreter”</i>	<i>64</i>
<i>Figura2.49.- Sensores del Monitor.....</i>	<i>64</i>
<i>Figura2.50.- Elementos de control.....</i>	<i>65</i>

<i>Figura3.1.- “Case Explorer” variando el régimen de giro.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura3.2.- Asignación de parámetros variables.....</i>	<i>78</i>
<i>Figura3.3.- “Case Explorer” variando constante PID.....</i>	<i>79</i>
<i>Figura3.4.- Gráfica de A/F ratio generado por monitor para n=1000rpm.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura3.5.- Gráfica de error generado por monitor para n=1000rpm.....</i>	<i>80</i>
<i>Figura 3.6.- Curvas rendimientos [4].....</i>	<i>92</i>
<i>Figura 4.1.- Sistema de distribución [4].....</i>	<i>104</i>
<i>Figura II.1.- Diagrama de Moody [10].....</i>	<i>129</i>

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Cuando se habla de gasificación se trata de un conjunto de reacciones termoquímicas, dadas en presencia de un gas gasificante, que transforman un sólido en una serie de gases susceptibles de ser utilizados en una caldera, en una turbina o en un motor, tras ser debidamente acondicionados. [1]. La mezcla de gases, resultado de las reacciones, se conoce como gases de gasificación, y será muy dependiente de las condiciones en las que se realiza la gasificación.

Por tanto, una planta de gasificación es aquella en la cual se desarrolla este proceso de transformación y obtención del gas.

La gasificación no es una tecnología desarrollada recientemente, sino que ha sido recurso habitual en periodos de carencia o escasez de combustibles ligeros, ya que permite convertir sólidos (carbón, biomasa) en gases que pueden ser empleados en motores de combustión interna, turbinas y calderas. [1]

En el presente proyecto, los gases obtenidos de la gasificación son empleados como combustible en 4 motores de combustión. Se trata de unos motores de tipo TOYOTA 4Y, el cual está diseñado para trabajar con gasolina, a pesar de que en nuestro caso este no sea el combustible empleado. En el siguiente capítulo se detallarán más a fondo las características de este modelo.

A pesar de no ser gasolina el combustible empleado, el motor es de tipo “MEP”, es decir, “Motor de Encendido Provocado”. Este tipo de motores poseen características como:

- La formación de la mezcla se produce fuera del cilindro
- La combustión se inicia por una causa externa
- La combustión se realiza sobre una mezcla de aire y combustible homogénea

Para el estudio de la instalación y de los motores se procede al modelado de estos mismos ya que, el modelado, permite evaluar distintas opciones de diseño con un coste reducido y en plazo razonable.

Por tanto, se entiende por modelado de motores al cálculo de sistemas del motor mediante modelos matemáticos implementados en forma de programa de ordenador. Estos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones de un modelo físico que representa con mayor o menos fidelidad los fenómenos más relevantes en el sistema de motor a calcular. La fidelidad del modelo a los fenómenos físicos vendrá determinada por las hipótesis simplificadoras en las que se base. [2]

El modelado de motores ofrece una serie de ventajas que a nivel experimental no somos capaces de conseguir, sin embargo, existe una fuerte relación entre éste y los ensayos experimentales. Ambas actividades deben complementarse dentro del proceso de diseño de un motor. Por una parte, los experimentos se acercan más a la realidad, con el inconveniente de la incertidumbre de la medida, y por otra, con los modelos se ahorrará en tiempos de ensayo y en coste económico, entre otras muchas cosas.

En nuestro caso, la simulación del funcionamiento de los motores de la planta de gasificación se ha realizado con el programa “AVL BOOST”. Es de importancia señalar que la simulación se ha realizado para un sólo motor, a pesar de que en la planta existan más.

“AVL BOOST” es una herramienta de simulación de motores. Permite el modelado del motor con todas sus características internas y externas como son los conductos que lo conectan con alguna instalación, así como los elementos de control necesarios para el control de ciertas variables del sistema o, las mariposas que regulan los flujos de entrada al motor. Esta herramienta genera resultados empleados para el estudio, resultados como la potencia generada en el motor o las presiones máximas que se alcanzan en el interior de los cilindros.

El programa “AVL BOOST” lleva implementado modelos de todo tipo, desde modelos de transferencia de calor hasta modelos que permiten calcular las pérdidas por fricción entre los elementos del motor. Estos modelos tan sólo necesitan de ciertas variables para realizar los cálculos ya implementados en el sistema.

1.2 JUSTIFICACIÓN

El modelado del motor de la planta de gasificación tiene como finalidad conseguir un aumento de potencia.

Una manera de conseguir este aumento de la potencia es con un mejor llenado de cilindros, o lo que es lo mismo, un mejor rendimiento volumétrico.

Se define como rendimiento volumétrico al parámetro adimensional que relaciona el gasto medio que admite el motor con el gasto de referencia, es decir: [2]

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ref}}$$

Ecuación 1.1

Por tanto, el rendimiento volumétrico es aquel parámetro que cuantifica el proceso de llenado del cilindro. El gasto real es la mezcla fresca que admite el motor.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{mezcla}}{\rho_{im} V_T n i}$$

Ecuación 1.2

Cuando se define el rendimiento volumétrico hay que identificar las condiciones de referencia para calcular la densidad de referencia ρ_{ref} ya que hacen que η_v evalúe la eficacia de la admisión de todos los sistemas del motor ubicados corriente abajo del punto de referencia. La referencia más usada es justo corriente arriba del colector de admisión.

En algunas ocasiones existe el inconveniente del cálculo de gasto de mezcla y, a lo que se junta la incertidumbre en el cálculo de la densidad inicial. Estos son los motivos que hacen que el rendimiento volumétrico se exprese, en la gran mayoría de los casos, en función del gasto de aire.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{ia} V_T n i} \xi$$

Ecuación 1.3

En esta ecuación " ξ " es un factor que engloba tanto el efecto de la humedad de aire como el de la presencia del combustible. En condiciones habituales se considera que $\xi \approx 1$ dado que se trata de combustibles de elevado peso molecular, por lo tanto la ecuación que define el rendimiento volumétrico es:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{ia} V_T n i}$$

Ecuación 1.4

Al optimizar el rendimiento volumétrico, aumentar su valor, estamos aumentando a su vez la p_{mi} , presión media indicada, o lo que es lo mismo, la potencia indicada.

En primer lugar es necesario señalar dos conceptos básicos en el desarrollo de la justificación que son:

- Parámetros indicados: parámetros relacionados con aspectos termodinámicos del ciclo
- Parámetros efectivos: parámetros relacionados con aspectos termodinámicos y mecánicos del ciclo.

La potencia efectiva es obtenida a partir del par efectivo que le otorga el motor al régimen de giro. Este par efectivo es el par que el motor ejerce por medio de su eje hacia el exterior.

Se define como rendimiento efectivo como aquel parámetro que relaciona la "efectividad" de la energía liberada por el combustible en energía mecánica en el eje, es decir:

$$\eta_e = \frac{N_e}{\dot{m}_f H_c}$$

Ecuación 1.5

Si expresa el flujo de combustible en función del flujo de aire y éste a su vez en función del rendimiento volumétrico.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a F = i n \eta_v V_T \rho_{ref} F$$

Ecuación 1.6

Se obtiene una expresión de la potencia efectiva en relación con el rendimiento volumétrico.

$$N_e = i n \eta_v V_T \rho_{ref} F H_c \eta_e$$

Ecuación 1.7

A su vez, se define como presión media efectiva pme , como una presión constante que durante la carrera de expansión producirá un trabajo igual al trabajo efectivo.

$$pme = \frac{W_e}{V_T} = \frac{N_e}{i n V_T} \rightarrow N_e = pme i n V_T$$

Ecuación 1.8

De tal forma que si la *ecuacion1.8* se sustituye en la *ecuacion1.7* quedará que:

$$pme = \rho_{ref} F H_c \eta_e \eta_v$$

Ecuación 1.9

A mayores, un aumento de esta presión media efectiva conlleva una mejora en el rendimiento mecánico (*ecuación1.10.*), que éste es a su vez proporcional al rendimiento volumétrico por tanto conlleva a su vez a un aumento.

$$\eta_m = \frac{pme}{pmi} = \frac{pmi - pmp}{pmi}$$

Ecuación 1.10

En conclusión, un aumento del rendimiento volumétrico genera un incremento en la presión media efectiva o, lo que es lo mismo, un incremento en la potencia efectiva.

El aumento del rendimiento volumétrico no es la única solución para conseguir una mejor potencia en el motor. Una mayor presión al comienzo del conducto de la instalación también conlleva a una mayor potencia. Este hecho se tratará capítulos más adelante.

1.3 OBJETIVOS

Son varios los objetivos que se plantean en el presente proyecto.

En primer lugar, el objetivo principal es el de obtener un documento en el que se presente un modelo de un motor de combustión interna alternativo real trabajando con gases de gasificación. Para ello, se dan a conocer las propiedades del motor y de la instalación en la que se encuentra.

El modelo creado se facilitará para su posterior utilización en diversas aplicaciones.

Para lograr este objetivo se han llevado a cabo una serie de procesos que se describirán a lo largo del proyecto entre los que se encuentran los procesos experimentales que permitieron la obtención de los datos de la planta, tanto del motor como de la instalación.

Una vez realizado el modelo, se realizará una validación entre lo simulado y la realidad. En esta validación se encuentran variables como la potencia, el dosado en los cilindros o las presiones máximas alcanzadas en el interior de estos mismos.

Una vez validado el modelo, se desarrolla un estudio paramétrico en el cual se pretende optimizar una de las características del modelo, la potencia. Esto conlleva plantear diferentes soluciones y estudiar cual es la más óptima teniendo en cuenta una serie de factores.

CAPÍTULO 2

DESCRIPCIÓN DEL MOTOR MODELADO

2. DESCRIPCIÓN DEL MOTOR MODELADO

2.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presentará el motor que se va a estudiar a lo largo de este proyecto.

Se indicarán las características del propio motor y de la instalación en la cual se encuentra. A su vez, se describirá el tipo de combustible empleado para su funcionamiento.

Se desarrollará el proceso experimental de toma de datos para los levantamientos reales de las válvulas de admisión y escape.

Se describirán cada uno de los elementos empleados en la simulación del modelo en “BOOST”, así como alguno de los problemas encontrados a la hora de adaptar las variables reales al modelo virtual.

2.2 MEDIDAS

Como ya se ha expuesto en el anterior capítulo, el motor a estudiar es un modelo TOYOTA 4Y. Se trata de un motor con bajas emisiones, alta potencia y consumos de combustible bajos. En la *Figura2.1* se muestra una imagen real del motor.

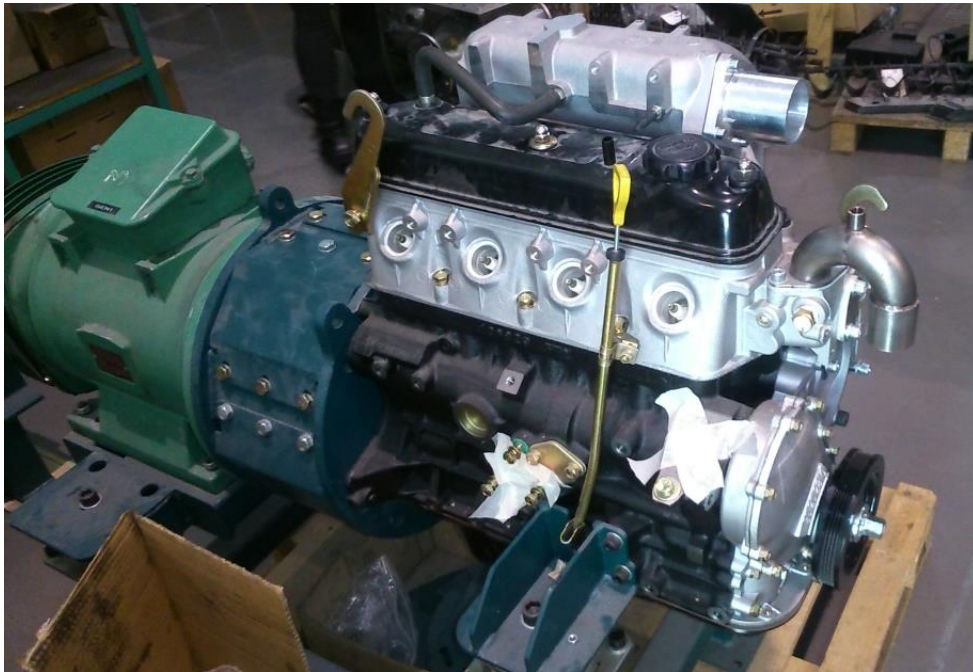


Figura2.1.- Motor real TOYOTA 4Y

Las dimensiones del objeto de estudio son:

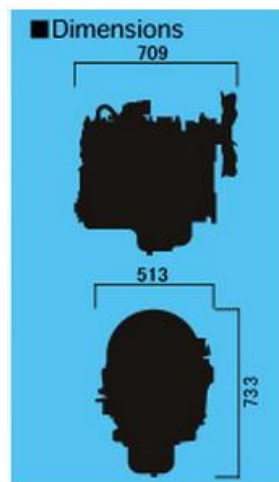


Figura2.2.- Dimensiones TOYOTA 4Y [3]

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

Se presentará un esquema con todas las medidas geométricas y características de cada uno de los elementos que conforman el conjunto. La descripción de cada elemento se ha realizado siguiendo la siguiente figura:

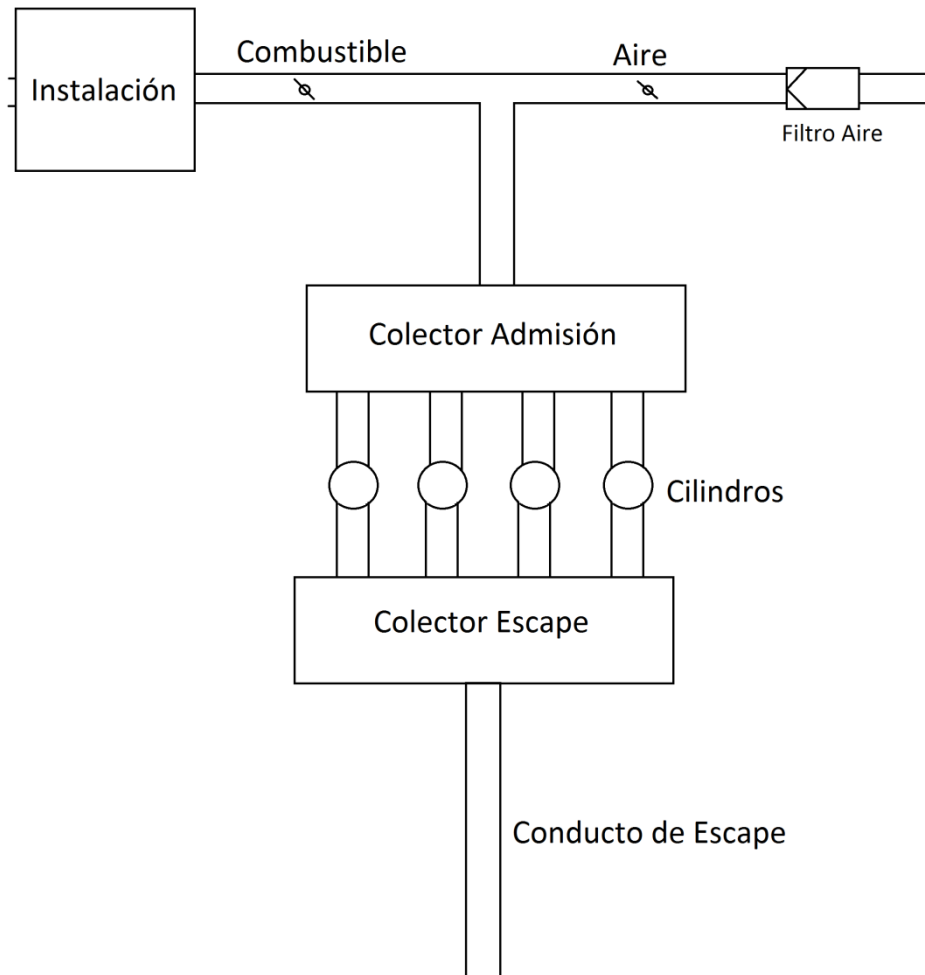


Figura2.3.- Esquema instalación y motor

Se detallarán los elementos siguiendo el siguiente orden:

- Instalación
- Conducto de combustible
- Conducto de aire
- Colector de admisión
- Cilindros
- Colector de escape
- Conductos de escape

2.2.1 INSTALACIÓN

Los gases que entran al motor son obtenidos de una instalación de gasificación. Esta instalación conecta el ambiente con el conducto de combustible. No ha sido simulada en el modelo mediante ningún elemento, sin embargo, ha introducido un aspecto importante en la simulación, la caída de presión.

La entrada de la instalación es el ambiente por lo que posee una presión al inicio de 0.93 bar. Sin embargo, al comienzo del conducto de combustible esta presión es menor que la ambiente ya que en la instalación se produce una caída de presión de 0.4 bar.

Por tanto, la instalación se verá reflejada en el modelo a través de una caída de presión al comienzo de la tubería de combustible, obtenido con el empleo de los coeficientes de flujo los cuales se detallarán en la descripción del modelo en “BOOST”.

2.2.2 CONDUCTO DE COMBUSTIBLE

El conducto de combustible une la instalación con el punto de unión con el conducto de aire. En este tramo se encuentra la válvula de mariposa de combustible la cual se encarga de regular el flujo de fuel que pasa a través de la tubería. Esta mariposa se halla completamente abierta a lo largo de la simulación del modelo.

En esta tubería el diámetro se mantiene constante en todo momento y, a su vez, coincide con el de la válvula de mariposa. Su valor es:

$$\text{Diámetro} = 50\text{mm}$$

La longitud de los dos tramos del conducto, de la instalación a la mariposa y de la mariposa al punto de unión, son:

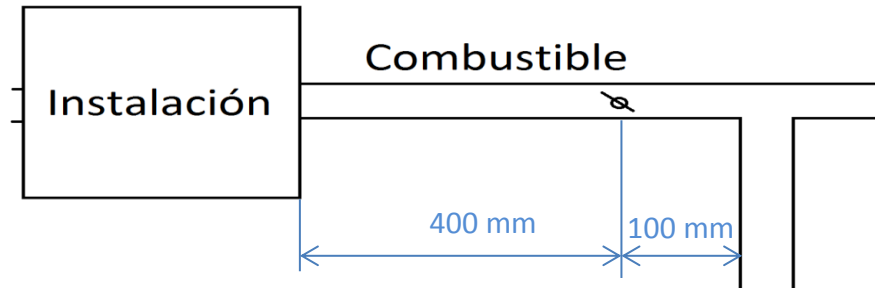


Figura2.4.- Medidas conducto combustible

2.2.3 CONDUCTO DE AIRE

Este conducto une la entrada desde el ambiente hasta el punto de unión con el conducto de combustible. Sus condiciones iniciales serán las atmosféricas.

En este tramo existen dos elementos a mayores: un filtro de aire y una válvula de mariposa, encargada de regular la entra de aire.

El filtro de aire posee las siguientes dimensiones:

- Altura: $h = 240mm$
- Diámetro: $d = 130mm$

Por tanto su volumen total será:

$$V = \pi \cdot R^2 \cdot h = 3.18 \text{ litros}$$

En cuanto a la mariposa de aire hay que señalar que no se encuentra totalmente abierta ya que regula su grado de apertura en función del dosado en el punto de unión, aspecto que se detallará en el siguiente capítulo.

Los diámetros de los tramos son diferentes:

- Del comienzo hasta 100mm después de la válvula de mariposa (incluida esta misma) $\rightarrow D=40mm$
- Desde 100mm después de la mariposa hasta el punto de unión $\rightarrow D=50mm$

En la *Figura 2.5* se observa cómo se produce ese cambio de diámetro, a la vez que se observa el filtro y la mariposa de aire:

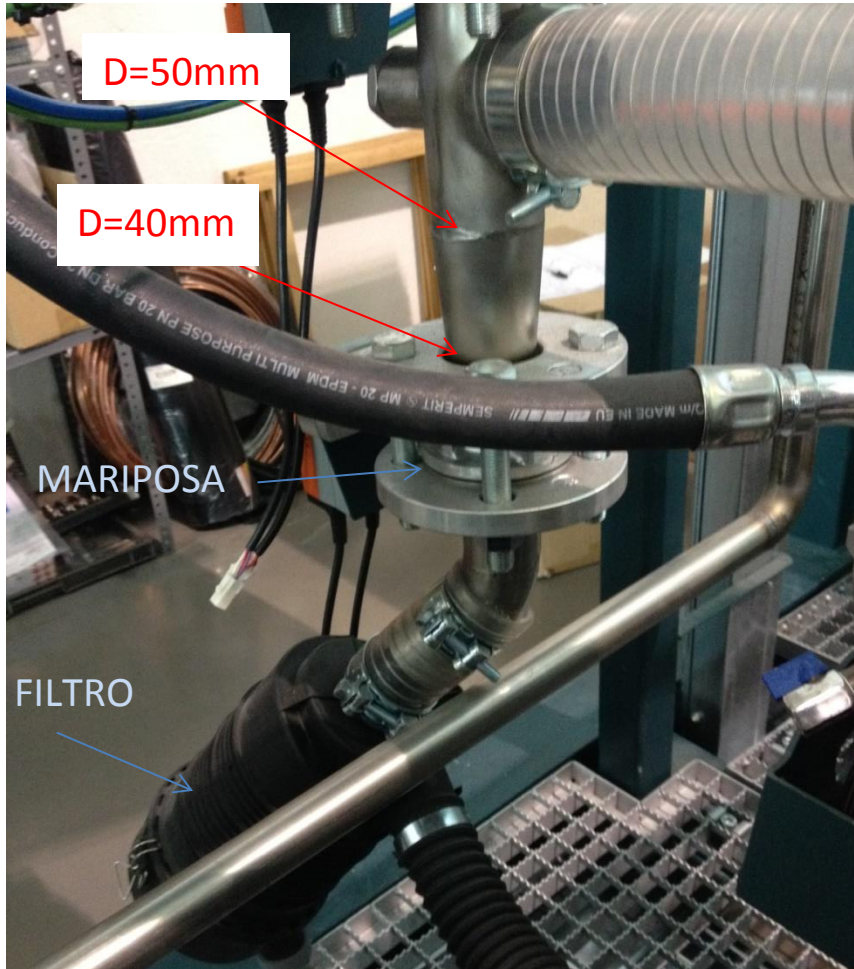


Figura 2.5.- Conducto, mariposa y filtro de aire.

Las longitudes reales de este conducto cambian en función del tramo pero en todo momento se trata con acero inoxidable.

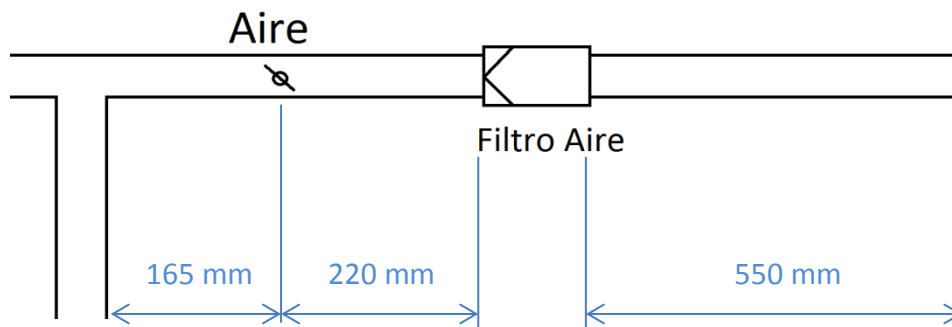


Figura 2.6.- Dimensiones conducto de aire

2.2.4 COLECTOR DE ADMISIÓN

Antes del colector de admisión existe un conducto, de plástico, por el cual pasa la mezcla de aire y combustible que se ha unido en el punto donde terminan tanto el conducto de fuel como el del aire. Este conducto entra directamente en el colector de admisión como se puede observar en la *Figura 2.7*, a la vez que se observa su longitud y diámetro.

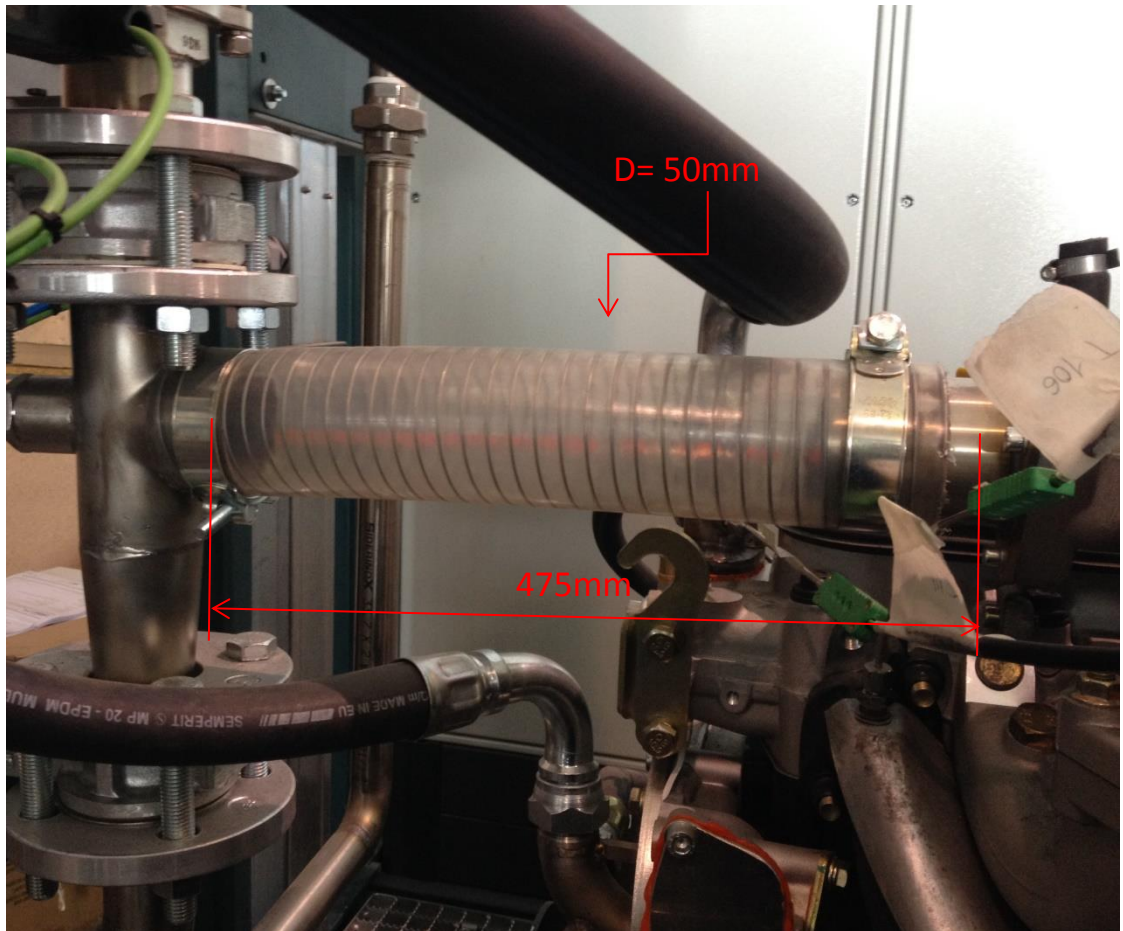


Figura 2.7.- Dimensiones conducto unión aire- combustible

En cuanto al colector de admisión, se trata de un colector formado por dos partes de fundición de aluminio, tal y como se observa en la siguiente imagen:

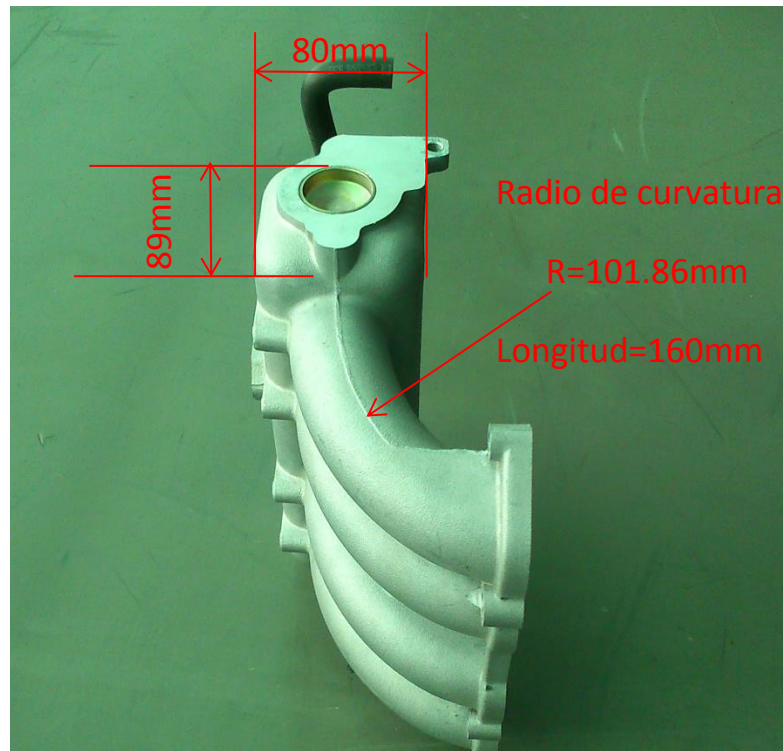


Figura 2.10.- Parte 1 del colector de admisión II

- PARTE 2

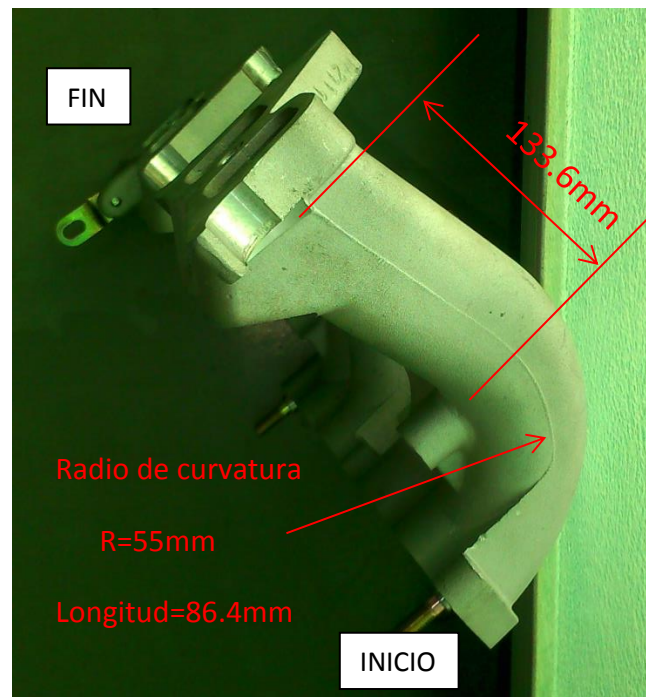


Figura 2.11.- Parte 2 del colector de admisión I

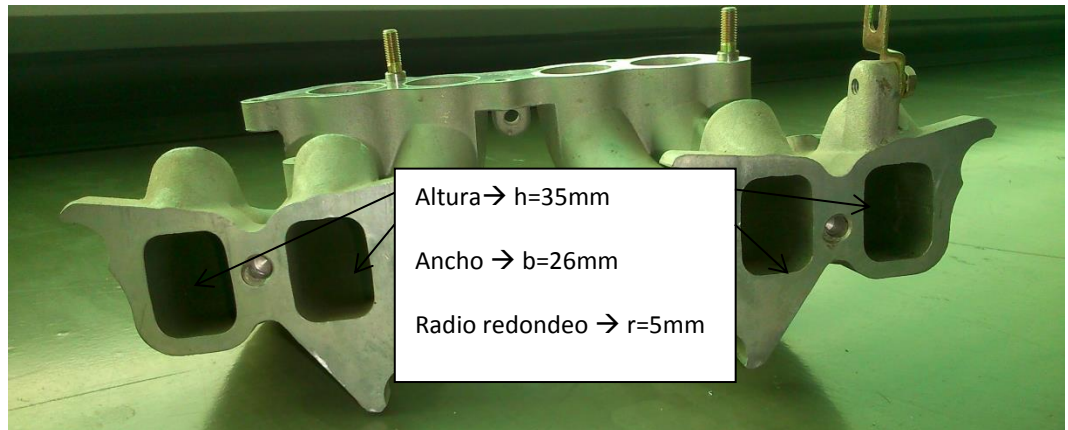


Figura 2.12.- Parte 2 del colector de admisión II

Al final del colector de admisión, justo antes de entrar el flujo en los cilindros, la sección de los conductos no es circular lo cual supone calcular el diámetro hidráulico equivalente ya que el programa no admite secciones no circulares. Para realizar este cálculo se recurre a la siguiente ecuación:

$$D_H = \frac{4A}{P}$$

Ecuación 2.1.

Que, en este caso, darían el siguiente resultado:

$$D_H = \frac{4A}{P} = \frac{4 * (888.54)}{(113.416)} = 31.3374 \text{ mm}$$

2.2.5 CILINDROS

El motor objeto de estudio posee cuatro cilindros colocados en línea y montados verticalmente, teniendo una cilindrada total de 2237 cm³.

Los cuatro cilindros poseen las mismas características, las cuales se exponen en la siguiente tabla:

Diámetro	91 mm
Carrera	86 mm

El motor empleado en la simulación es de 4 tiempos, o lo que es lo mismo, se realiza un ciclo cada dos vueltas del motor. En este ciclo se dan una

secuencia de acciones en el interior del cilindro, las cuales se ven esquematizadas en la siguiente *Figura2.13.*:

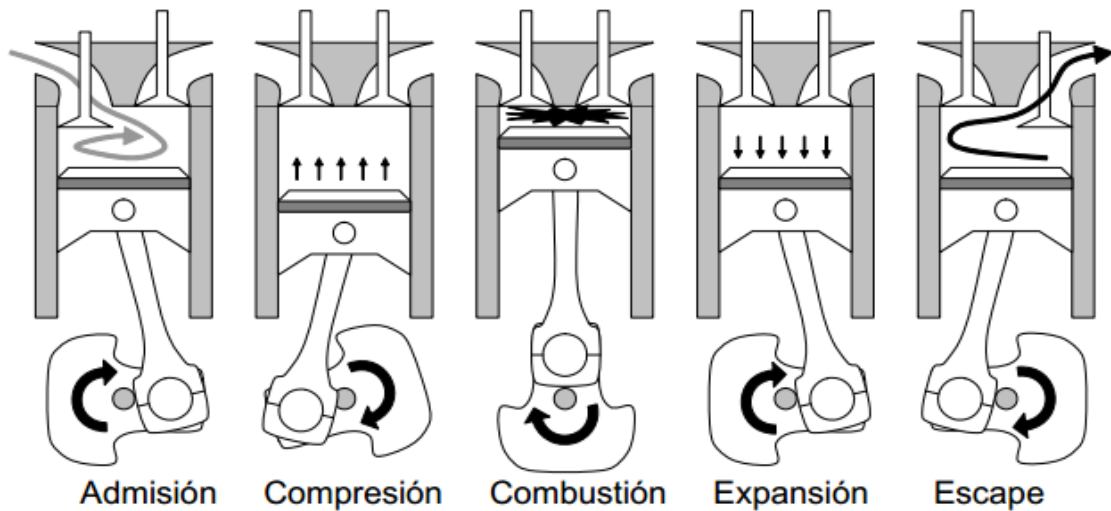


Figura2.13.- Secuencia de acciones en un ciclo de un motor de 4T [4]

A mayores, los cilindros en el motor están dispuestos en línea lo que indica que cuando los pistones 1 y 4 están en el PMS (*Punto Muerto Superior: Punto muerto más próximo a la culata*), los pistones 2 y 3 se encontrarán en el PMI (*Punto Muerto Inferior: Punto muerto más alejado de la culata*). El orden de encendido será por tanto 1-3-4-2, que se puede ver de forma esquemática:

	0°	180°	360°	540°	540°
1	Expansión	Escape	Admisión	Compresión	
2	Escape	Admisión	Compresión	Expansión	
3	Compresión	Expansión	Escape	Admisión	
4	Admisión	Compresión	Expansión	Escape	

Figura2.14.- Orden de encendido de cilindros

La altura de las bielas es igual para todas → L=187mm

La relación de compresión, encargada de medir la proporción de volumen que se ha comprimido en el cilindro, que se emplea en la simulación es 12. Este valor ha sido modificado con respecto al motor inicial del fabricante ya que se ha rebajado la culata para conseguir una mayor relación de compresión.

En este aparatado se ha realizado una toma de datos, el levantamiento de las válvulas de admisión y escape. Esta toma de datos se llevó con el empleo de una herramienta de medición, un palpador, el cual se pude ver en la FIGURA_ colocado ya para medir.

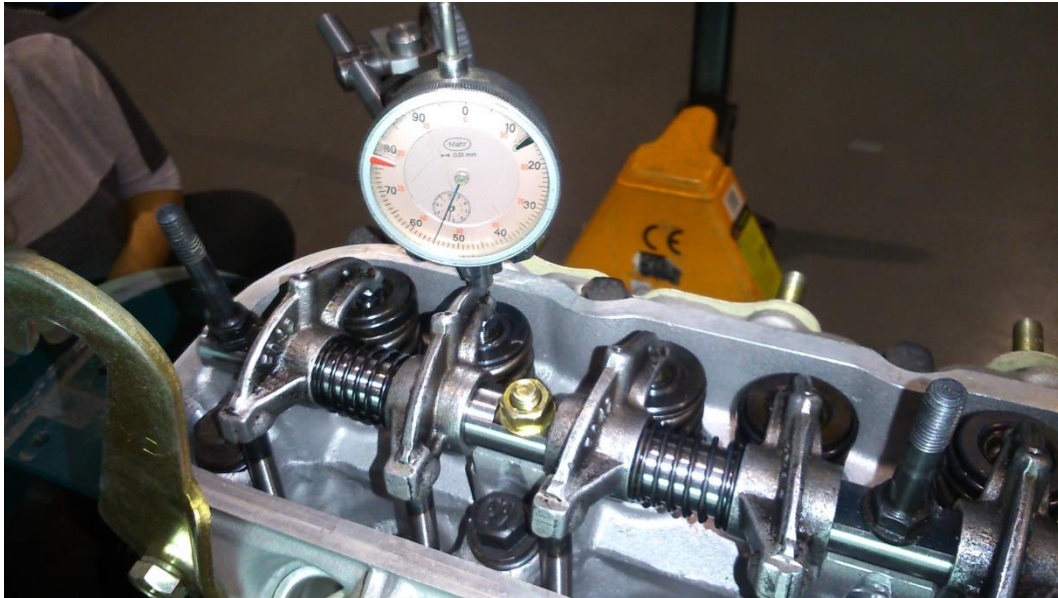


Figura2.15.- Palpador colocado para la toma de datos

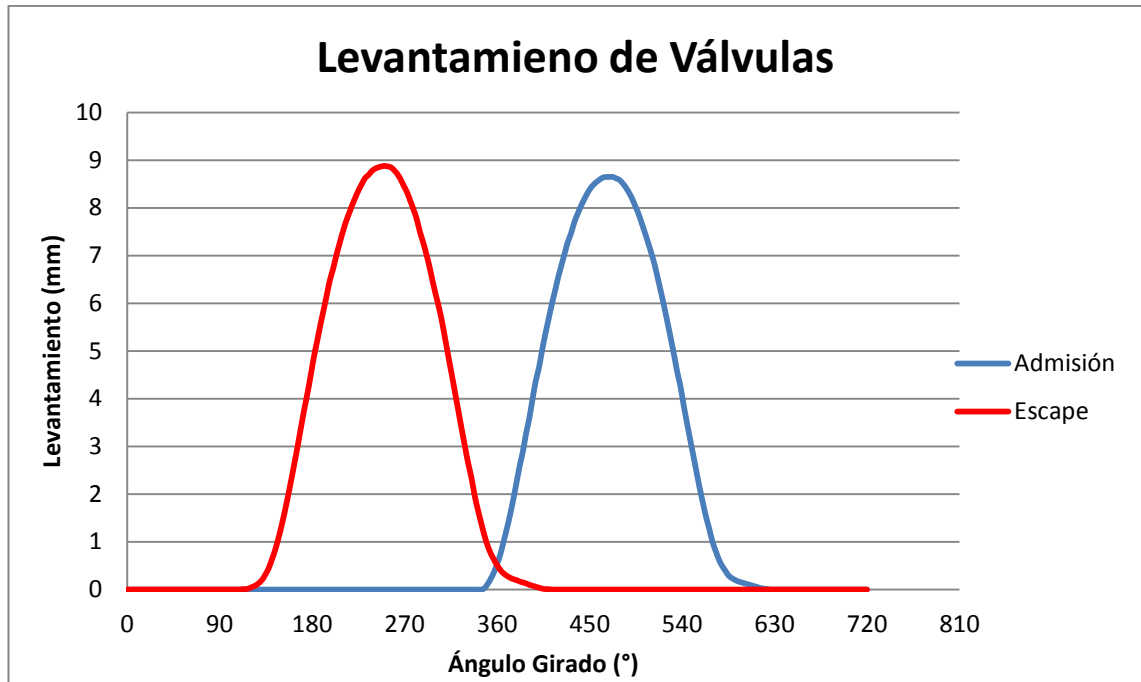
Las medidas del levantamiento se tomaban en función del ángulo de giro del motor y, tan sólo se realizaron en uno de los cuatro cilindros, por ser todos iguales. En el cilindro empleado se impondrá que el PMS esté en la posición de 0°.

Algunos de los datos obtenidos se representan en la siguiente tabla:

ADMISION		ESCAPE	
Ángulo girado(°)	Levantamiento(mm)	Ángulo girado(°)	Levantamiento(mm)
360,00	0,54	360,00	0,51
363,13	0,74	363,13	0,41
366,26	1,00	366,26	0,34

Se puede observar como cuando el giro del motor se encuentra en 360° el levantamiento de ambas válvulas es aproximadamente igual, lo que quiere decir que es ahí donde se produce el cruce de válvulas.

La gráfica resultante de esta toma de datos son:



Gráfica 2.1.- Levantamiento de válvulas admisión y escape

Las dimensiones de las válvulas de admisión y escape no son las mismas:

- Diámetro válvula admisión → $d=37\text{mm}$
- Diámetro válvula escape → $d=32\text{mm}$

2.2.6 COLECTOR DE ESCAPE

El colector de escape que se da en el motor de estudio está formado por una única pieza, a diferencia del de admisión que estaba formado por dos, la cual es de fundición.

En la siguiente foto se puede ver una imagen general de este colector:



Figura2.16.- Colector de escape

Las dimensiones de del colector son las siguientes:

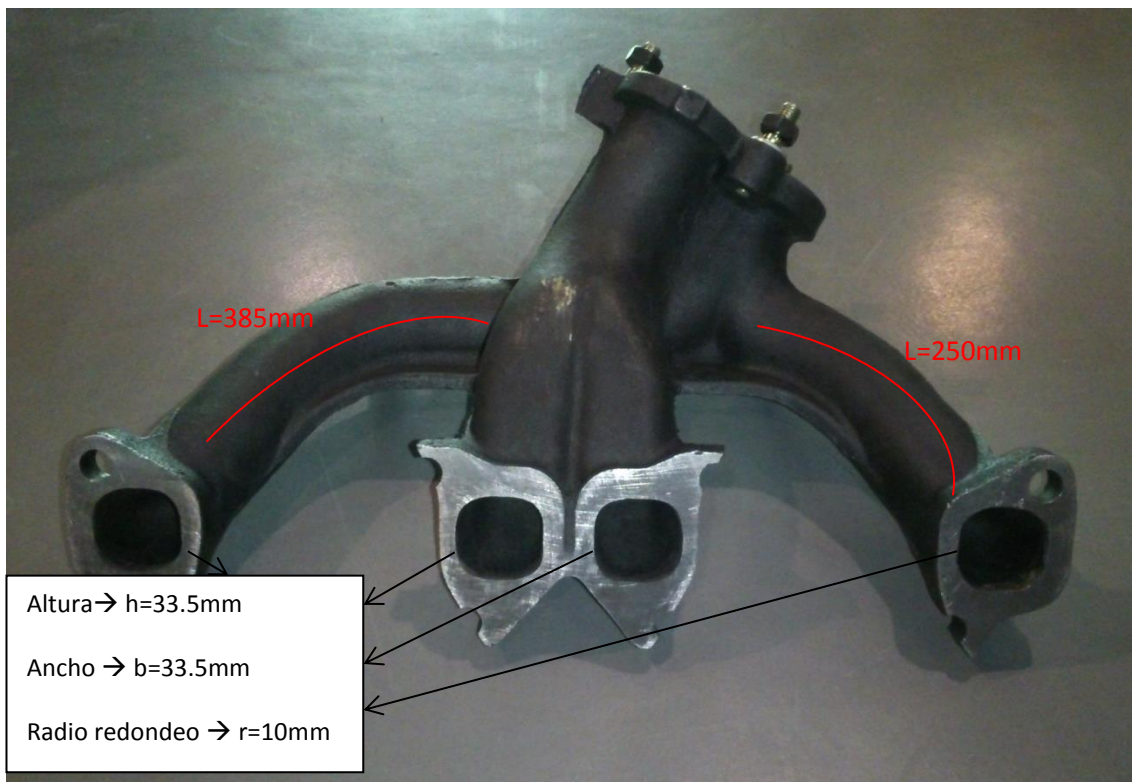


Figura2.17.- Medidas del colector de escape

Al igual que acontecía en el colector de admisión, las secciones de entrada al colector de escape no son circulares por lo que se ha calculado:

$$D_H = \frac{4 A}{P} = \frac{4 * (1036.41)}{(116.83)} = 35.48 \text{ mm}$$

El cilindro 1 y 4 se juntan en un conducto de longitud L=70mm y diámetro D=40mm, mientras que los cilindros 2 y 3 lo hacen en uno de longitud L=134mm y diámetro D=40mm.

Para resumir ambos colectores, se muestra una imagen en la cual se ven los orificios den entrada a los cilindros desde el colector de admisión y, la salida de estos mismos al colector de escape.

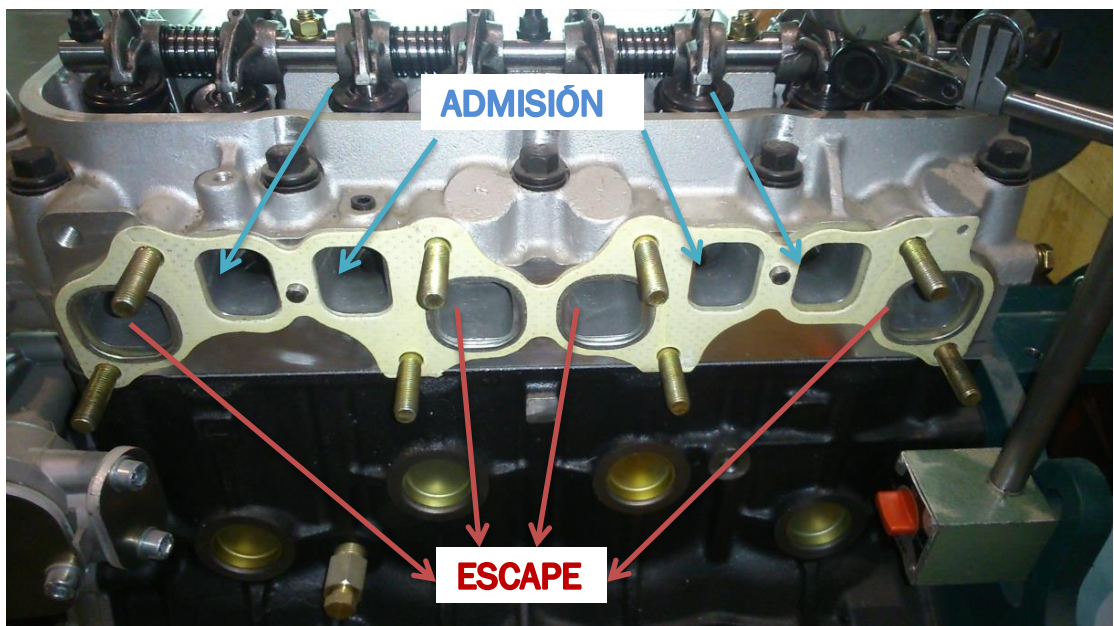


Figura2.18.- Orificios de entrada y salida del cilindro

2.2.7 CONDUCTOS DE ESCAPE

En las fotos mostradas a continuación se ven los conductos de escape, es decir, aquellos que unen la salida del colector de escape con el exterior de la instalación.

En estas imágenes se muestran las dimensiones de los conductos, todos ellos de acero inoxidable.

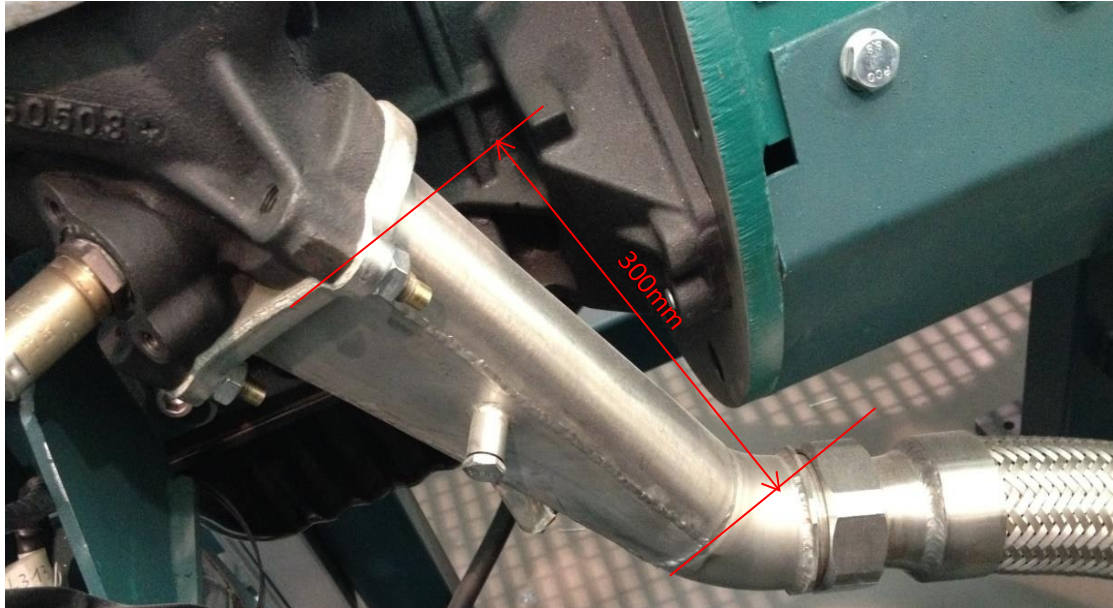


Figura2.19.- Conducto de escape I

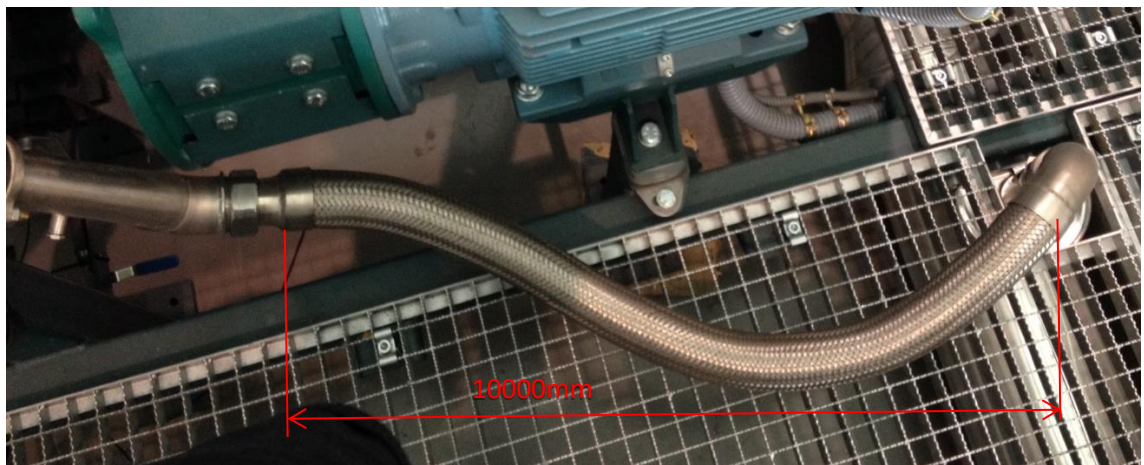


Figura2.20.- Conducto de escape II

En la *Figura2.19* la sección que une con el colector de escape no es sección circular, tiene la siguiente forma:

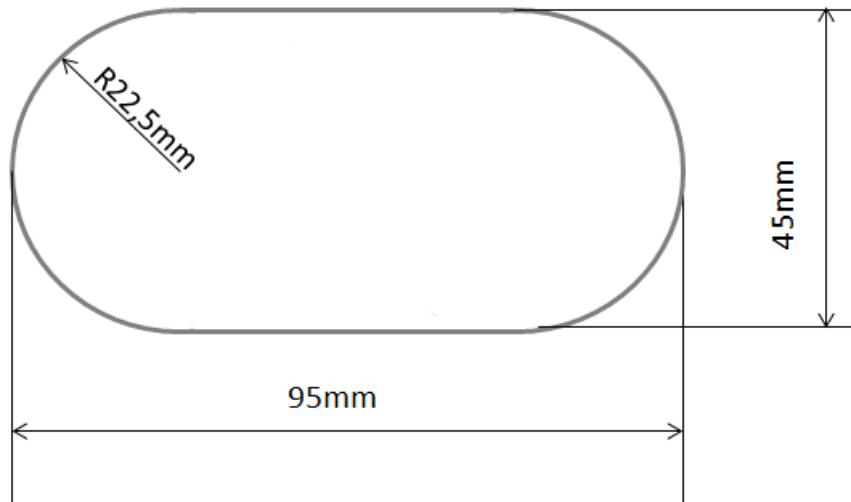


Figura2.21.- Ejemplo de sección de un conducto

A esta sección le corresponde el siguiente diámetro hidráulico:

$$D_H = \frac{4 A}{P} = \frac{4 * (2250 + 1590.43)}{(190 + 45\pi)} = 46.36mm$$

A excepción de este diámetro, todos los demás permanecerán constantes con D=50mm.

En lo que a esa imagen (*Figura2.19*) se refiere, hay que señalar el cambio de curvatura que existe después de los 300 mm acotados en la imagen. Existe un codo de longitud L=65mm, o lo que es lo mismo, radio de curvatura R=82.76mm.

La *Figura2.20* muestra un tramo de 10000mm que sigue al codo mencionado anteriormente y que termina en otro codo de longitud L=160mm con radio equivalente R=101.86mm. Después de este codo, y a pesar de no verse en la imagen, existe un tramo vertical recto que mide 300mm de longitud.

Por último, y para terminar este apartado, se expondrá la composición del gas de gasificación en la siguiente tabla:

Componente	% Composición
<i>CH₄</i>	2.1%
<i>CO₂</i>	11%
<i>CO</i>	22%
<i>H₂</i>	15%
<i>N₂</i>	48.4%
<i>C₂H₄</i>	0.7%
<i>H₂O</i>	0.3%
<i>O₂</i>	0.3%

2.3 MODELO EN BOOST

En el anterior subcapítulo se han descrito todas las características reales del motor y la instalación para poder plasmar ahora en el siguiente modelo el resultado final:

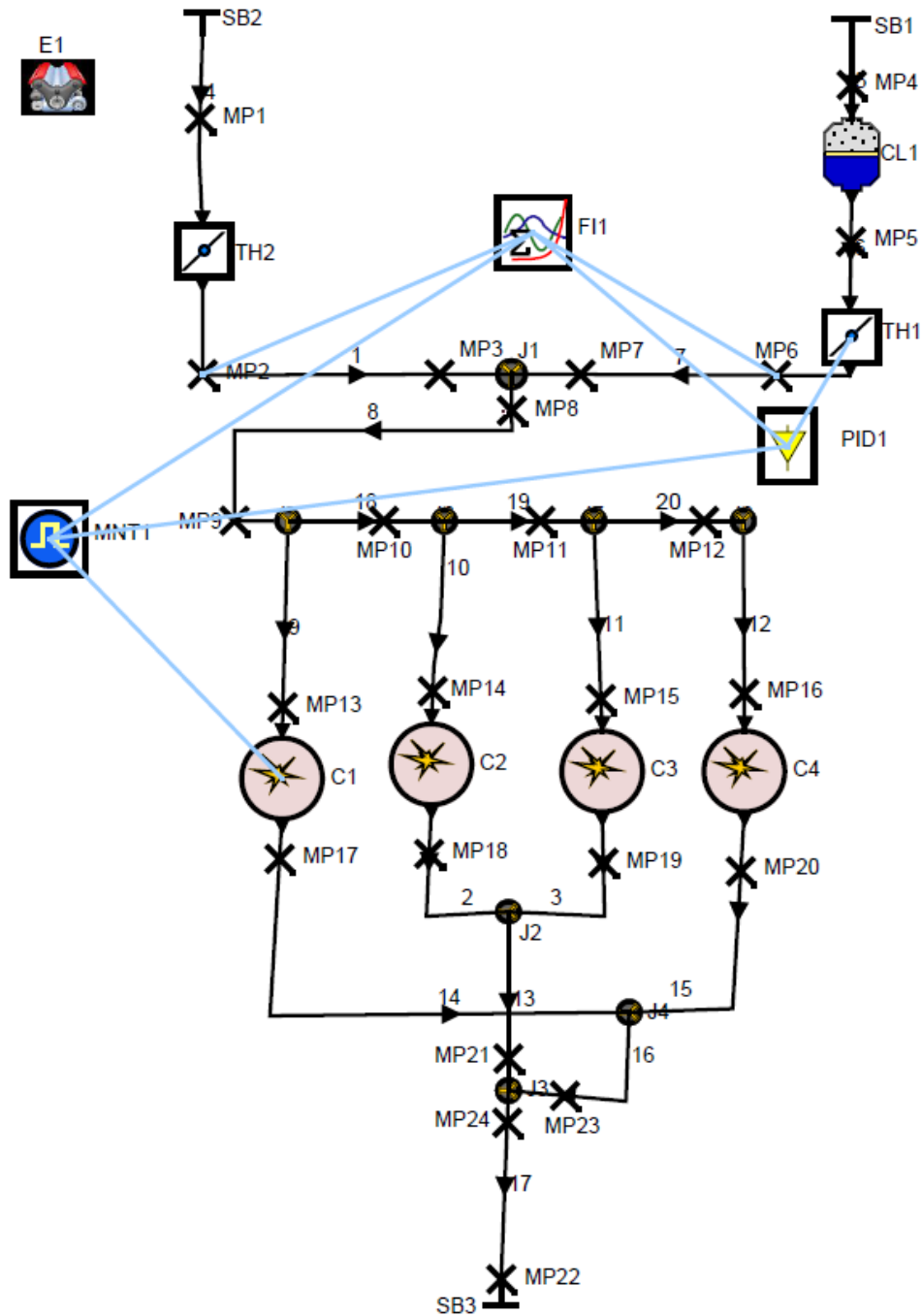


Figura2.22.- Modelo motor “BOOST”

En este capítulo se describirán cada uno de los elementos introducidos en el modelo que ha permitido la simulación del motor:

2.3.1 MOTOR (Engine)

En el motor del modelo (*Engine*) se introduce la velocidad de rotación de éste mismo, que en este caso son $\omega = 3000 \text{ rpm}$. A su vez se introduce la condición de que funcione en cuatro tiempos (4T) y el orden de encendido de los cilindros:

Transient Engine Speed
 Engine Speed: 3000 rpm
 Inertia Moment of Engine: kg.m²
 Cycle Type:

- 2-Stroke
- 4-Stroke
- Rotary Piston Engine

Figura2.23.- Velocidad y tipo de motor

Firing Order	
	Firing Angle deg
1	0
2	540
3	180
4	360
5	
6	
7	
8	
9	
10	
11	
12	

Figura2.24.- Orden de encendido

Como en todo proceso mecánico, existirán unas pérdidas por fricción que habrá que tener en cuenta. En este caso se ha elegido el modelo propuesto por Patton, Nietschke y Heywood en su artículo académico (“Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines” [5]). Este modelo predice la presión media de pérdidas por fricción en función de la geometría del motor y los datos operativos del mismo. Las pérdidas por fricción se dividen en tres partes:

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

- Fricción de los cojinetes del cigüeñal
- Fricción en pistón, aros de pistón y biela
- Fricción en el árbol de levas, seguidor de leva y mecanismo de accionamiento de la válvula

Los datos necesarios para realizar el cálculo de las pérdidas por fricción en el modelo son:

- Número de cojinetes del cigüeñal = 5
- Diámetro de los cojinetes = 40mm
- Ancho de los cojinetes = 9mm
- Diámetro de la biela (parte que une con el cigüeñal) = 38mm
- Ancho de biela (parte que une con el cigüeñal) = 9mm
- Mecanismo de válvula = OHV chain-driven
- Número de cojinetes en el árbol de levas = 5
- Levantamiento máximo de las válvulas = 88.8mm
- Tipo de seguidor de leva = plano
- Aceite de lubricación = SAE 10/W30
- Temperatura del aceite = 100°C

2.3.2 CONDICIONES DE CONTORNO (System Boundary) + INICIALIZACIÓN

Tanto el conducto de aire como el de combustible tendrán unas condiciones iniciales de las que partir, así como lo tiene a su vez la mezcla de ambos. Estos conductos no son los únicos que necesitan estas condiciones ya que a la salida de la instalación también se han de establecer.

Las condiciones iniciales son necesarias para que el programa sea capaz de realizar los cálculos en los primeros ciclos ya que después los valores consiguen estabilizarse. Cuando se llega a unos valores estables estas condiciones iniciales no se tienen en cuenta ya que en las iteraciones los valores empleados son los que se van generando según los cálculos.

En la *Figura 2.25*. se ha esquematizado el modelo, señalando los tres conductos en los que se establecen unas condiciones iniciales:

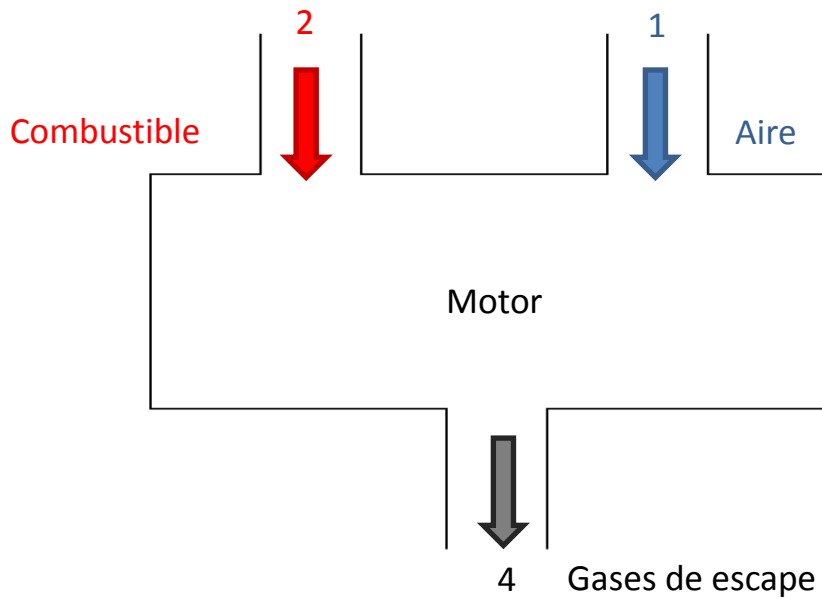


Figura2.25.- Esquema conductos conexión exterior

Sin embargo, estos no son los únicos puntos en los cuales han de definirse estas condiciones ya que, en aquellos por los que está pasando el flujo de mezcla tendrán diferentes condiciones a los anteriores, a pesar de que como ya se ha dicho, tan sólo sirvan para realizar los primeros cálculos. También existen otras condiciones iniciales en el instante de apertura de las válvulas de escape, que se detallarán a continuación cuando se describan las características de los cilindros.

Por tanto, las condiciones iniciales que se han establecido en el modelo del motor son las siguientes, reflejadas en el cuadro de inicialización (Figura2.26.):

	Ratio <input type="text" value="Air Equivalence Ratio"/>				
	Press. bar	Temp. degC	Fuel Vapour [-]	Comb. Products [-]	A/F Ratio [-]
1	0.93	24.85	0	0	0
2	0.93	24.85	1	0	0
3	0.9	24.85	0.44	0	0
4	1.1	24.85	0	1	1
5					

Figura2.26.- Cuadro de inicialización

La primera fila se emplea para definir las condiciones de contorno (*System Boundary*) al comienzo del conducto de aire, punto 1 de *Figura2.25*. Estas condiciones son atmosféricas y, como se observa, tanto la relación aire combustible como la composición en fuel o en productos de combustión es nula, es decir, sólo habrá aire en ese conducto.

La segunda fila se emplea para definir las condiciones de contorno al comienzo del conducto de combustible, punto 2 de *Figura2.25*. La composición de fuel es la unidad lo que refleja que el producto que está pasando es sólo combustible. Las condiciones de presión y temperatura son las atmosféricas. Esto no es real debido a que existe una caída de presión desde la entrada en la planta de gasificación, a condiciones atmosféricas, hasta que el combustible entra en el conducto previo a la mariposa. Esta caída de presión se simulará con el empleo de un coeficiente de flujo el cual se detalla unos párrafos más abajo.

Seguido de esta, tenemos las condiciones de la mezcla de aire y fuel, donde se refleja el valor de la relación que existe entre ambos. Se sabe, debido a la composición del gas, que la relación aire- fuel es:

$$\frac{A}{F} = \frac{1}{F_{estquiométrico}} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{fuel}} = 1.2447$$

Ecuación 2.2.

Por tanto, la relación de equivalencia de aire – combustible es:

$$\frac{\dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{aire}/\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{fuel}/\dot{m}_{aire}} = \frac{F_{est}}{1 + F_{est}} = \frac{\frac{1}{1.2447}}{1 + \frac{1}{1.2447}} = \frac{1}{1 + 1.2447} = 0.44$$

Ecuación 2.3.

Por último, se definen las condiciones de contorno a la salida (punto 4 de *Figura2.25*.) es decir, todo el combustible ya se ha quemado y ahora lo que se dan son productos de la combustión. Por esta razón, el dosado de los gases que se han quemado es uno es decir, no queda nada de aire en los productos de combustión. Se señala que la presión a la salida es ligeramente superior a la atmosférica.

Las condiciones de contorno ofrecen una opción que se ha empleado para simular la pérdida de presión que se ocasiona desde la entrada de la planta de gasificación, condiciones atmosféricas, hasta que el gas combustible entra en el conducto previo a la mariposa que regula el fluido.

Esta caída de presión en la instalación se ha conseguido con el coeficiente de flujo. Cuando un fluido pasa a través de una válvula o cualquier otro dispositivo, éste experimenta una pérdida de energía. Esta pérdida se caracteriza con este coeficiente de flujo ya que es el encargado de relacionar la caída de presión que experimenta el fluido en función de caudal que esté pasando a través del dispositivo. Por tanto con el coeficiente de flujo simulamos la caída de presión ocasionada desde la entrada a la planta hasta el comienzo de nuestro conducto de combustible.

Esta constante se define en los dos sentidos de la pipa es decir, para la entrada de flujo desde el “SB” a la pipa y para lo contrario, de la pipa al “SB”. Se ha definido el mismo coeficiente para ambos casos.

En el modelo real, la pérdida de presión que se genera en la instalación es, aproximadamente de 4bar, por tanto, el coeficiente de flujo tendrá que ser suficiente para pasar de 0.93bar a 0.89bar.

El valor del coeficiente se ha ajustado a los requerimientos a través de ciertas simulaciones, de las que se ha obtenido el siguiente valor:

$$C_F = 0.15$$

Los valores introducidos son:

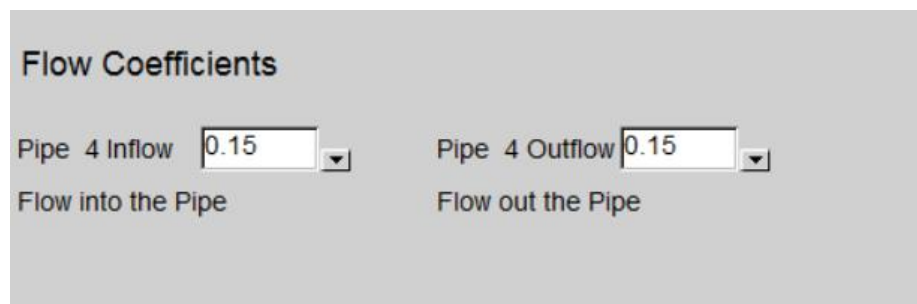
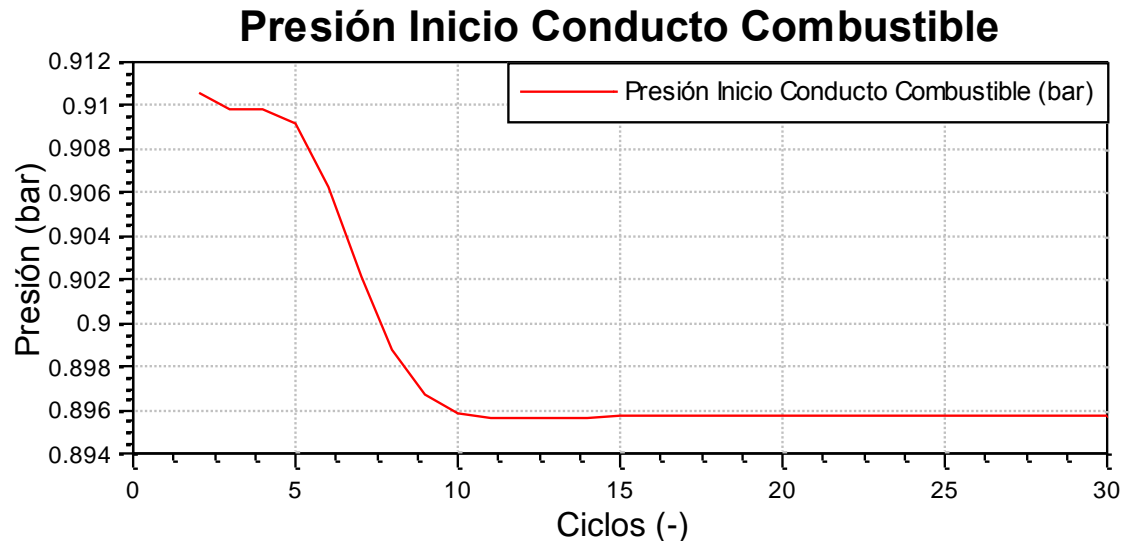


Figura2.27.- Coeficientes de flujo en condiciones iniciales

Se comprueba que esto es correcto gracias a la *Gráfica 2.2*, donde se representa la presión en el punto de medida justo después de las condiciones de contorno de la pipa de combustible.



Gráfica 2.2.- Presión al comienzo del conducto de combustible

Se puede observar como el valor que se ha asignado al coeficiente de flujo se adapta perfectamente a lo buscado ya que la caída de presión que representa es justo la que se produce en el tramo simulado.

En conclusión, a la entrada del conducto de combustible existe una presión de:

$$Presion_{combustible} = 0.895 \text{ bar}$$

2.3.3 VÁLVULAS DE MARIPOSA (Throttle)

Para definir las válvulas de mariposa necesitan tres parámetros:

- Ángulo de apertura
- Dimensiones
- Coeficientes de flujo

Tanto el ángulo de apertura como las dimensiones de ambas válvulas se han definido en el anterior apartado.

En cuanto a los coeficientes de flujo. Estos valores no han sido medidos en su lugar de trabajo por lo cual no se conoce la forma de la curva que tomará el coeficiente de flujo en función del ángulo de apertura. Sin embargo, si se sabe que cuando la mariposa se encuentra totalmente cerrada (0°) este coeficiente será nulo y, que cuando ésta está totalmente abierta (90°) el coeficiente toma su valor máximo, la unidad.

Estos valores son los que han sido introducidos en el modelo:

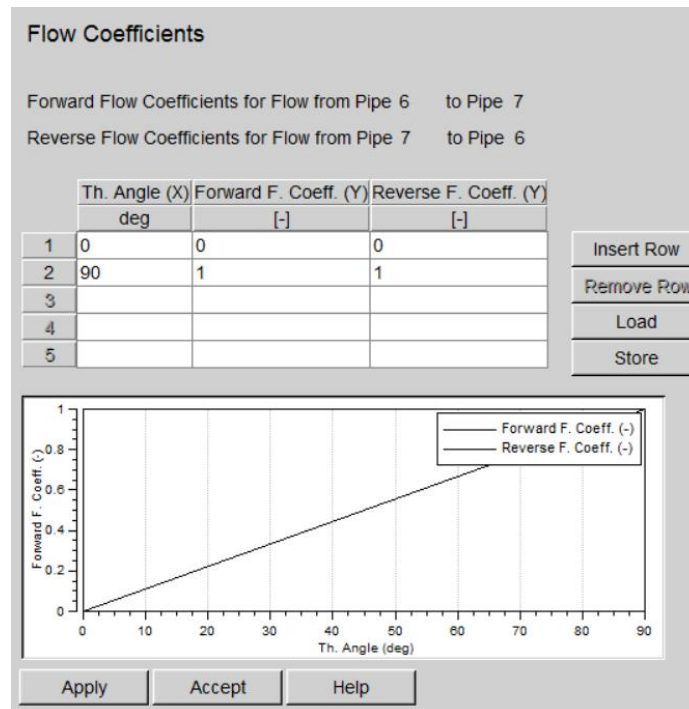


Figura 2.28.- Coeficiente de flujo en válvulas

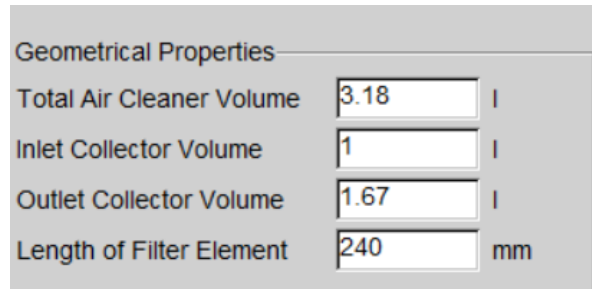
El que la curva implementada en el modelo no sea aquella que se produce en la realidad no genera ningún tipo de problema a la hora de la simulación ya que, como se validará más adelante, las prestaciones siguen siendo las correctas.

El único cambio que ocasiona esta diferencia entre simulación y realidad es que el ángulo de la mariposa de aire no coincida.

2.3.4 FILTRO DE AIRE (Air Cleaner)

Las dimensiones de este elemento se han definido en la descripción del modelo. La longitud del filtro es empleada para modelar el tiempo que una onda de presión tiene para viajar a través del filtro.

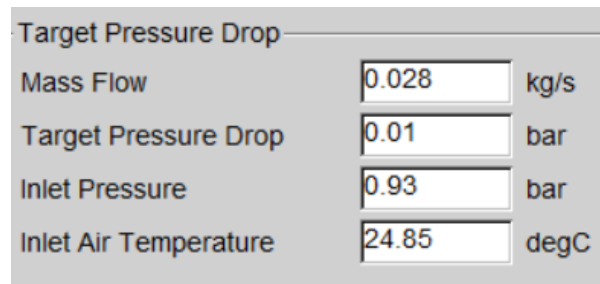
A mayores, se han de establecer unos volúmenes de la zona de entrada y salida del filtro, que se han impuesto siguiendo los valores recomendados en la guía de uso de "AVL BOOST" [6]. En la *Figura 2.29* se observan los valores introducidos.



Geometrical Properties	
Total Air Cleaner Volume	3.18 l
Inlet Collector Volume	1 l
Outlet Collector Volume	1.67 l
Length of Filter Element	240 mm

Figura 2.29.- Dimensiones del filtro de aire

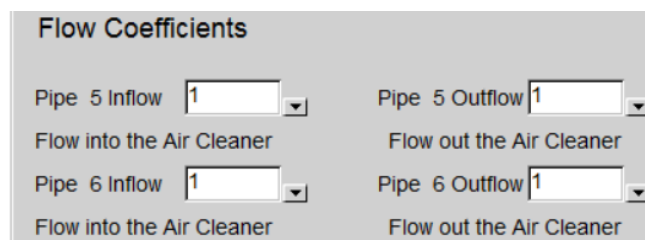
Además de las propiedades geométricas, en el filtro se deberá especificar un modelo de fricción que permitirá el cálculo de la caída de presión generada en él. Para ello se ha elegido el modelo de “Target Pressure Drop” el cual calcula la caída de presión con el flujo que está pasando a través del filtro y las condiciones de presión y temperatura al comienzo de este. Los valores que se han introducido son los siguientes:



Target Pressure Drop	
Mass Flow	0.028 kg/s
Target Pressure Drop	0.01 bar
Inlet Pressure	0.93 bar
Inlet Air Temperature	24.85 degC

Figura 2.30.- Datos para el cálculo de la caída de presión en el filtro de aire

Debido a que se desconocen las pérdidas generadas en el filtro se han supuesto unos coeficientes de flujo iguales a la unidad. La importancia de estos coeficientes de flujos es irrelevante debido a que lo único que ocasionaría un cambio en ellos es que pasase menos flujo de aire lo cual se vería regulado con la válvula de mariposa.



Flow Coefficients			
Pipe 5 Inflow	1	Pipe 5 Outflow	1
Flow into the Air Cleaner		Flow out the Air Cleaner	
Pipe 6 Inflow	1	Pipe 6 Outflow	1
Flow into the Air Cleaner		Flow out the Air Cleaner	

Figura 2.31.- Coeficiente de flujo filtro

2.3.5 CILINDROS (Cylinders)

Los cuatro cilindros de los que consta el motor son idénticos. En cuanto a características generales se han introducido los valores descritos en el anterior apartado:

Bore	<input type="text" value="91"/>	mm
Stroke	<input type="text" value="86"/>	mm
Compression Ratio	<input type="text" value="12"/>	[-]
Con-Rod Length	<input type="text" value="187"/>	mm
Piston Pin Offset	<input type="text" value="0"/>	mm
Effective Blow By Gap	<input type="text" value="0.0008"/>	mm
Mean Crankcase Press.	<input type="text" value="1"/>	bar
<input type="checkbox"/> User Defined Piston Motion		
<input type="checkbox"/> Chamber Attachment		
Scavenge Model	<input type="text" value="Perfect Mixing"/>	

Figura 2.32.- Características de los cilindros

Cuando se describieron las condiciones iniciales en el modelo se señaló la existencia de unas condiciones para la apertura de las válvulas de escape y, es en este momento en el cual se han introducido. Las condiciones impuestas son las siguientes:

- Condiciones iniciales en la apertura de las válvulas de escape:
 - Presión: 4 bar
 - Temperatura: 950°C
- Composición inicial del gas (en el momento de apertura)
 - Ratio: 1
 - Composición fuel: 0
 - Productos de combustión: 1

El que los productos de combustión sean la unidad indica que todo el combustible se ha quemado y por ello cuando se abren las válvulas de escape lo que saldrán serán estos mismos.

Un aspecto muy importante a definir en los cilindros es el proceso de combustión. Como bien se ha señalado al comienzo del estudio, estamos tratando con un motor MEP en los cuales la combustión se inicia por un agente externo el cual genera una zona quemada en el volumen.

[2]En una primera fase de la combustión, la zona quemada se va propagando poco a poco hacia el resto de la mezcla sin quemar. Transcurrido un tiempo, la región quemada empieza a tomar un tamaño considerable del volumen del, hecho que se observa en la presión del interior de la cámara de combustión. Es en ese momento en el cual se inicia una segunda fase de la combustión, en la cual la presión crece de manera mucho más sensible debido a la siguiente combinación de hechos: el frente de llama ocupa una gran superficie, las temperaturas de la mezcla sin quemar se incrementa y la velocidad de combustión aumenta a su vez. En esta segunda fase es en la cual se quema la mayor parte de la mezcla, terminando cuando el frente de llama se acerca a las paredes de la cámara de combustión. Ocupa un 80% del tiempo total de combustión.

Por último, existe una tercera fase la cual se desarrolla hasta que finalice la combustión.

En el modelo se ha empleado para la liberación de calor es “Vibe” que nos permite caracterizar el calor liberado durante la combustión en el cilindro, mediante cuatro parámetros:

- 1- Adelanto de la combustión
- 2- Duración de la combustión
- 3- Parámetro “m”
- 4- Parámetro “a”

El adelanto de la combustión se señala en función de los ángulos establecidos en el “Engine”, es decir, anteriormente se ha especificado el ángulo en el cual combustiona pero en este apartado se señalan cuantos grados ha de adelantarse al ángulo descrito en el motor.

Los datos se han establecido siguiendo los valores recomendados por la guía de uso de “AVL BOOST” [6] y son los siguientes:

- Ángulo: -15°
- Duración de la combustión: 50°

En cuanto a los otros dos parámetros, son los que permiten definir al completo el proceso de liberación de calor en la combustión ya que ellos son los encargados de imponer cuándo y con qué rapidez se realiza la liberación

o, lo que es lo mismo, es una manera de definir las fases de la combustión descritas anteriormente.

Los valores elegidos son:

- Parámetro de forma $m=2$
- Parámetro $a=6.9$

Los cuales ocasionan las siguientes gráficas:

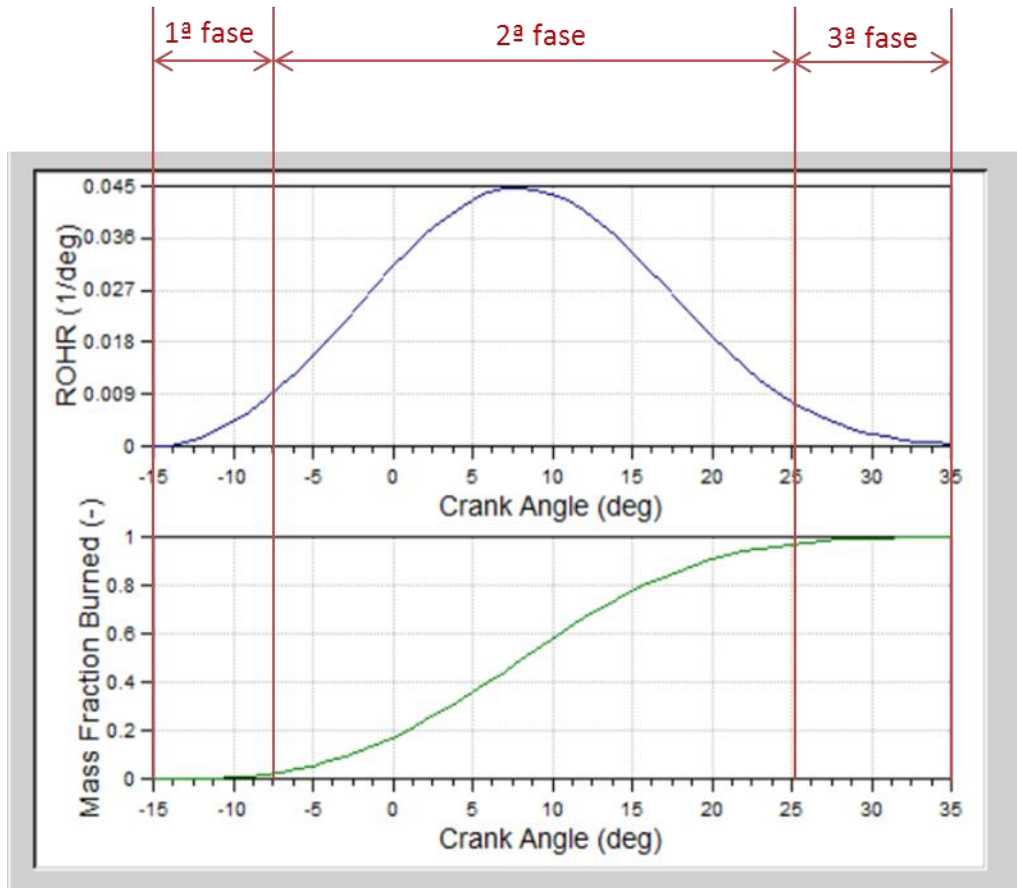


Figura 2.33.- FQL y DFQL generados en el modelo

En la gráfica inferior se representa la fracción de calor liberado donde se observa como es una función creciente que empieza en cero y acaba en la unidad. La gráfica superior representa la derivada de la inferior es decir, la derivada el calor liberado (DFQL), que normalmente, y tal y como se hace en este caso, se deriva con respecto al ángulo. Esta derivada da una idea de la velocidad a la que se desarrolla la combustión y, durante la compresión vale cero al igual que durante la expansión, una vez que ha acabado la combustión. [4]

En el apartado anterior se ha descrito la toma de datos del levantamiento de válvulas de admisión y de escape y, es en este punto en el cual se introducen

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

esos datos. Para ello simplemente ha llegado con introducir un bloc de notas con los datos y se ha calculado directamente los valores del cierre y de la apertura

A) Válvula de admisión

- Diámetro: 37mm
- Holgura de la válvula: 0 mm
- Levantamiento de válvula: *Figura 2.33*

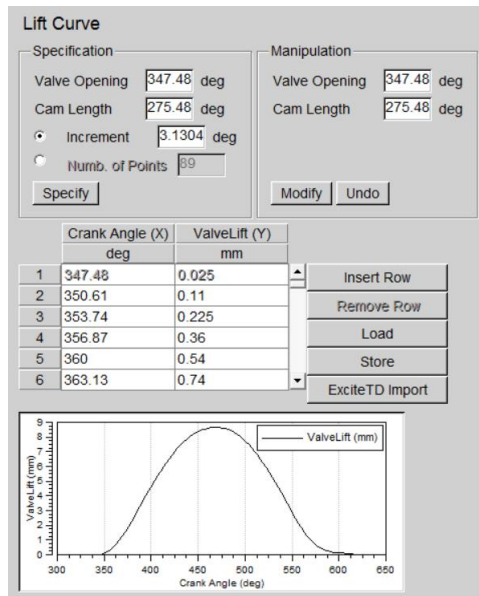


Figura 2.34.- Levantamiento válvula de admisión

B) Válvula de escape

- Diámetro: 32mm
- Holgura de la válvula: 0 mm
- Levantamiento de válvula: *Figura 2.34*

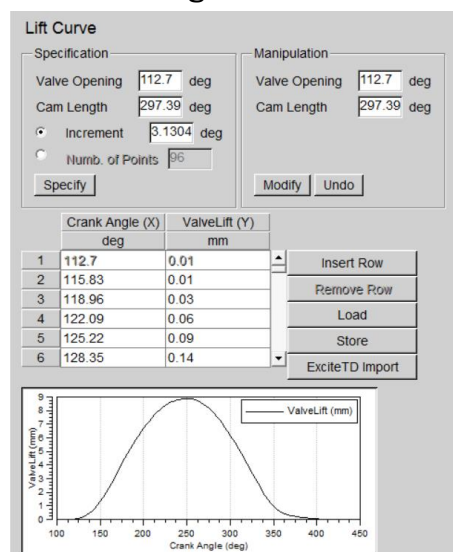


Figura 2.35.- Levantamiento válvula de escape

Por último, de lo que a válvulas de admisión y de escape se refiere, hay que introducir unos coeficientes de flujo.

Los coeficientes de flujo son necesarios para calcular el área efectiva que permite obtener el caudal que está atravesando el conducto. Esta área efectiva depende el área que se esté tomando como referencia la cual, en un principio y por ser el cálculo en las válvulas, será el área resultante del diámetro de las válvulas. Por tanto el área efectiva es:

$$A_{eff} = C_F A_{ref} = C_F \frac{\pi D_v^2}{4}$$

Ecuación 2.4.

Sin embargo, esto no sucede con la herramienta de simulación “BOOST” ya que éste calcula el área efectiva en función del área del conducto que entra al cilindro. Para poder tener en cuenta el diámetro de la válvula, se añadirá a la ecuación otro parámetro, adimensional, que relaciona ambos diámetros, el del conducto y el de la válvula. Se conoce como factor de escala[6] :

$$f = \frac{D_v^2}{D_c^2}$$

Ecuación 2.5.

Por tanto la ecuación del área efectiva quedará:

$$A_{eff} = C_F \frac{\pi D_c^2}{4} f = C_F \frac{\pi D_c^2}{4} \frac{D_v^2}{D_c^2}$$

Ecuación 2.6.

En nuestro caso los diámetros a introducir son [6]:

$$f_{admission} = \frac{D_v^2}{D_c^2} = \frac{37^2}{31.3374^2} = 1.394$$

Ecuación 2.7.

$$f_{escape} = \frac{D_v^2}{D_c^2} = \frac{32^2}{31.3374^2} = 1.043$$

Ecuación 2.8.

Para finalizar con los coeficientes de flujo, se introduce la gráfica que relaciona el levantamiento de válvula/diámetro de válvula, con el coeficiente de flujo. La gráfica que se ha introducido ha sido calculada según las

especificaciones del modelo, es decir, se han ajustado los valores del coeficiente de flujo en función de la potencia generada por el motor. Sin embargo, este ajuste se ha realizado siguiendo unos patrones típicos de coeficientes de flujo en válvulas de admisión y escape, como es el hecho de que el coeficiente crezca hasta un punto alrededor de $C_f = 0.4$ en el cual el coeficiente comienza a tomar valores semejantes con una diferencia mínima.

La curva del coeficiente de flujo en función del levantamiento/diámetro de la válvula es la siguiente:

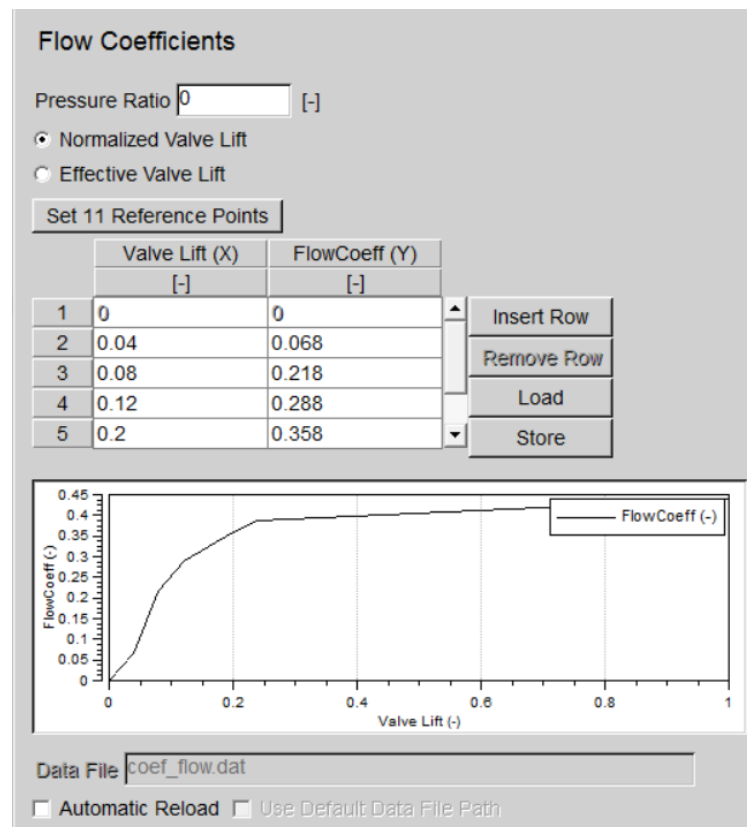


Figura2.36.- Coeficiente de descarga introducido en modelo

Hasta este punto no se ha hablado nada acerca de la transferencia de calor que se produce en el interior de los cilindros. Se trata de un aspecto muy importante en el funcionamiento ya que la transferencia de calor afecta notablemente en las prestaciones, rendimiento y emisiones del motor. Esta influencia es debida a que una mayor transferencia de calor desde el gas hacia las paredes del cilindro implica una menor energía disponible para producir menos trabajo, en consecuencia, el rendimiento es menor. Por tanto, desde el punto de vista del rendimiento y las prestaciones del motor, se busca disminuir al máximo la transferencia de calor.

Para caracterizar este proceso se ha optado por el modelo de transferencia “Woschni”. Se trata de un método para determinar el coeficiente de transferencia de calor, el cual se detallará más a fondo en el ANEXO I.

La transferencia de calor se calculará con el modelo de Newton:

$$Q = h A (T_g - T_w)$$

Ecuación 2.9.

Donde:

- h=coeficiente de transferencia de calor
- A=área expuesta a la combustión
- T_g =temperatura del gas en el interior del cilindro
- T_w =temperatura de las paredes del cilindro

Esta transferencia de calor se ha tenido en cuenta en el pistón y en el propio cilindro (*Figura2.37*)

The image shows a software interface for heat transfer calculations. The title is "Heat Transfer". Under "Cylinder", the model is set to "Woschni 1978". The "Ports" section has "Zapf" selected. The "Piston" section contains three input fields: "Surface Area" (6503.88 mm²), "Wall Temperature" (226.85 degC), and "Piston Calibration Factor" (1). The "Cylinder Head" section contains three input fields: "Surface Area" (7154.27 mm²), "Wall Temp." (256.85 degC), and "Head Calibration Factor" (1).

Figura2.37.- Transferencia de calor introducido en modelo

2.3.6 CONDUCTOS (*Pipes*)

Los conductos, o tuberías, son los elementos encargados de unir otros elementos entre ellos. .

En ellos se deberá introducir tanto su longitud como su diámetro. Todas las medidas de los conductos están reflejadas en el anterior apartado, donde se

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

ha indicado que tanto el diámetro como el radio de curvatura de la tubería puede cambiar en un mismo tramo.

A continuación se muestran dos ejemplos de diámetro variable y longitud de radio variable que se han introducido en el modelo.

- Diámetro variable (*Figura2.38*)

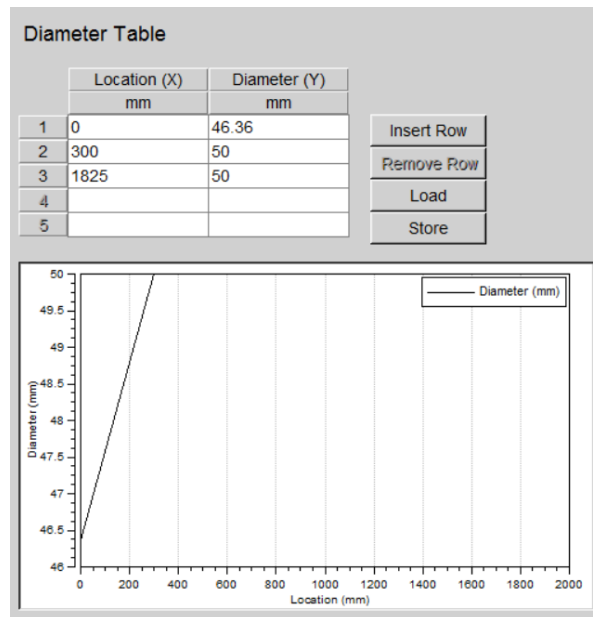


Figura2.38.- Ejemplo de longitud variable de un conducto

- Radio de curvatura variable (*Figura2.39*)

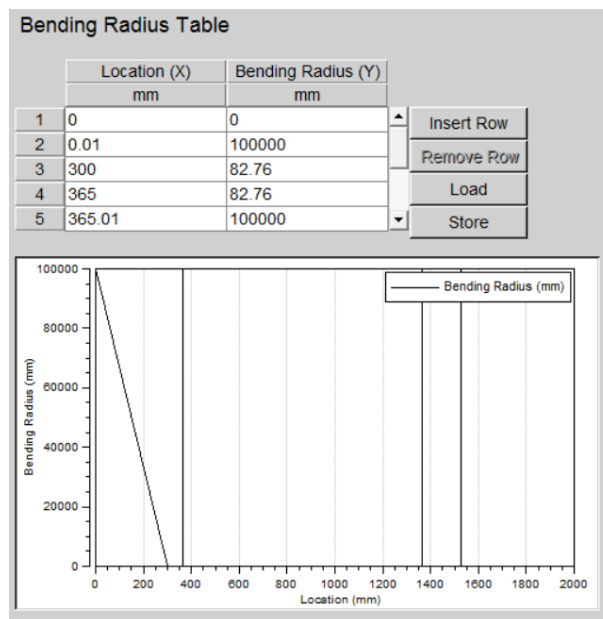


Figura2.39.- Ejemplo de diámetro variable de un conducto

Cuando los conductos son rectos, el radio de curvatura se toma como un valor excesivamente grande ($R=100000\text{mm}$)

Tanto el colector de admisión como de escape se han simulado mediante unos conductos ya que la distancia que había entre los tubos que iban a los cilindros no era la misma para todos. En la *Figura2.40.* se representa el colector de admisión:

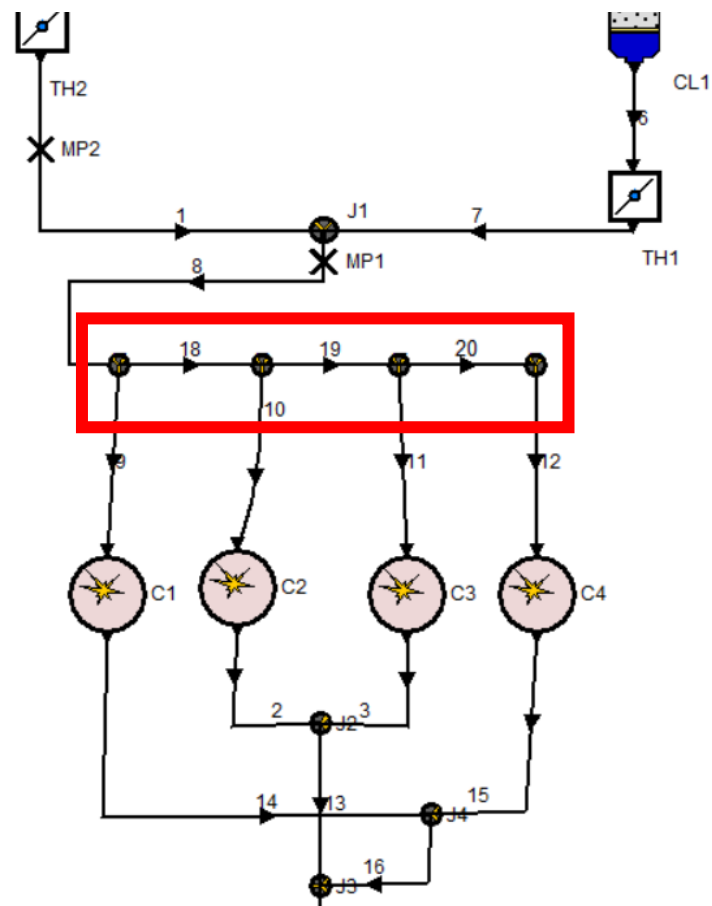


Figura2.40.- Colector de admisión simulado en el modelo

Las medidas de los conductos se han descrito en el apartado 2.2

El colector de escape posee una forma peculiar. De los cilindros 1 y 4 salen los gases de escape por separado para luego unirse en un solo conducto, al igual que lo hacen 2 y 3 entre ellos. La simulación de esta forma del colector se puede ver en la *Figura2.41.*

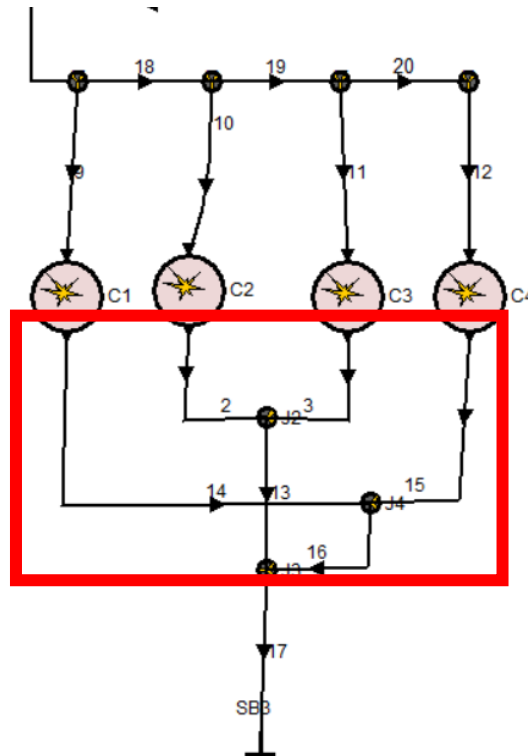


Figura2.41.- Colector de escape simulado en el modelo

Las medidas de los conductos han sido descritas en el apartado 2.2

Las propiedades dimensionales no son el único aspecto a definir en los conductos ya que es necesario introducir unas pérdidas por fricción. Para ello se necesitarán los coeficientes de fricción de cada una de ellos. El proceso de obtención de estos valores se detallará más a fondo en el ANEXO II en el cual se describe al completo el proceso de cálculo.

Los valores finales introducidos tras el cálculo serán los siguientes, clasificados en función del tipo de material del que esté hecho cada conducto:

- Fundición: $f = 0.038$
- Fundición de aluminio: $f = 0.0215$
- Plástico: $f = 0.018$
- Acero inoxidable: $f = 0.033$

Donde cada material corresponde a las siguientes tuberías:

- Fundición: colector de escape
- Fundición de aluminio: colector de admisión
- Plástico: conducto que conecta el punto donde se juntan el aire y el combustible y la entrada del colector de admisión

- Acero inoxidable: resto de conductos

Por último, en lo que a las tuberías se refiere, se ha de indicar unas condiciones iniciales en cada una de ellas. Para ello se emplearán las condiciones ya definidas en el cuadro de inicialización (FIGURA_). Aquellas pipas que sólo contengan aire les corresponde “Set 1” y las que sólo tienen combustible “Set 2”. Antes de entrar en los cilindros, y ya mezclados aire y fuel, tendrán asignado “Set 3”, y cuando salen de éstos, hasta el final del modelo, “Set 4”.

2.3.7 PUNTOS DE MEDIDA (Measuring Point)

En los puntos de medidas la única variable que se necesita definir es la posición en la que se encuentran, dentro del conducto en el cual se sitúen.

Son elementos muy útiles ya que, a la hora de mostrar resultados, nos ofrecen valores de la mayoría de variables en aquella posición donde estén colocados. Algunas de las propiedades que nos miden son:

- Presión
- Velocidad
- Temperatura
- Flujo másico
- Entalpía
- Densidad...

Los puntos de medida se emplean para referenciar el cálculo del rendimiento volumétrico. En esta simulación, se ha empleado el punto de unión de los conductos de aire y combustible como referencia de este cálculo.

2.3.8 UNIÓN (*Junction*)

Las uniones son elementos que permiten conectar tres o más conductos en un mismo punto. Por ejemplo, se ha insertado una unión en el punto en el cual los conductos de aire y combustible se unen.

Las uniones empleadas en el modelado del motor mantienen constante la presión estática.

2.3.9 ELEMENTOS DE CONTROL (Control Elements)

En el apartado de válvulas se ha indicado el empleo de estos elementos. En nuestro caso se hay implantado tres elementos de este tipo:

1. CONTROLADOR PID (*PID Controller*)

En el apartado 2.2. se ha hablado de la regulación de la válvula de mariposa de aire. Su ángulo de apertura es variable y está regulado en función de la relación aire-combustible dada en el punto de unión de ambos conductos. Esta relación ha de mantenerse constante y es por esta razón por la cual se implanta en el modelo un elemento de control que permita controlar este parámetro. El valor que ha de mantenerse es:

$$A/F = 1.2447$$

Ecuación 2.10.

El elemento de control elegido es un PID. Se trata de un tipo de controlador de retroalimentación que calcula la desviación o error entre un valor medido (SV) y el valor que se quiere obtener (GV), para aplicar una acción correctora que ajuste el proceso [6]. Cada parámetro del controlador realiza una acción diferente con el error, siendo este:

$$e_i = GV_i - SV_i$$

Ecuación 2.11.

- Proporcional:

Multiplica el error por una ganancia K_p . Es el responsable de la estabilidad del proceso: si su valor es muy bajo el valor medido por el sensor puede alejarse pero, si es demasiado alto, este valor puede oscilar.

$$P_i = K_p e_i$$

Ecuación 2.12.

- Integral:

Multiplica la integral del error por una ganancia K_i . Es el responsable de anular el error pero, si este parámetro K_i es demasiado elevado puede conllevar oscilaciones o inestabilidades, incluso una saturación en el actuador.

$$I_i = K_i \int_0^t e_k dt$$

Ecuación 2.13.

- Derivativo:

Multiplica la derivada del error por una ganancia K_d . Es el responsable de la respuesta del sistema. Hay que tener en cuenta que la acción derivativa puede llegar a amplificar cualquier ruido en la señal del error.

$$D_i = \frac{K_d}{\Delta t} (e_i - e_{i-1})$$

Ecuación 2.14.

Por tanto, la variable de control será:

$$AV_i = P_i + I_i + D_i$$

Ecuación 2.15.

En el modelo que se está simulando, la acción derivativa no es necesaria, y la proporcional no toma gran importancia, al contrario de lo que sucede con la acción integral ya que es esta la que rige el sistema. Se realizaron una serie de pruebas y se llegó a la conclusión de que los valores que más se adaptaban a nuestra finalidad eran: (*Figura2.42.*)

Gain		
Proportional	<input type="text" value="1"/>	[-]
Integral	<input type="text" value="200"/>	[-]
Differential	<input type="text" value="0"/>	[-]

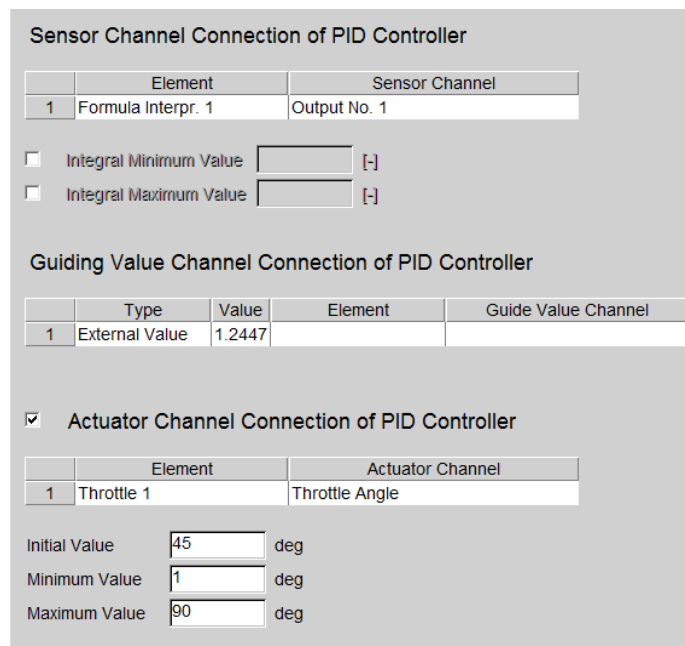
Figura2.42.- Valores del PID introducidos en modelo

Estos valores fueron ajustados mediante una serie de pruebas en las cuales nos interesaba la rapidez con la que el elemento conducía a la solución correcta y, sobretodo, encontrar aquel punto donde el error entre valores fuese nulo. Estos aspectos se controlaron gracias a la ayuda del monitor, el cual ofrece a tiempo real de ejecución, los resultados que van tomando aquellas propiedades que desees medir. Una vez explicada la finalidad se mostrarán estos resultados.

El inconveniente en este control está en que en la unión (*Junction*) no se puede medir esta relación. Por esta razón lo que se hace es colocar dos

puntos de medida justo al final de cada conducto, lo que equivaldría a medir en la unión. En los puntos se toman los valores de ambos flujos y se hace el cociente de los dos, el cual se empleará como valor de sensor en el PID. Para realizar esta operación de división se empleará otro elemento de control, “Formula Interpreter”, el cual se detallará más a fondo en el siguiente apartado.

Por último, ya señalado antes, el actuador del sistema será el grado de apertura de la mariposa de aire. Por lo tanto, el controlador PID queda de la siguiente forma (*Figura2.43*):



Sensor Channel Connection of PID Controller

	Element	Sensor Channel
1	Formula Interpr. 1	Output No. 1

Integral Minimum Value [-]

Integral Maximum Value [-]

Guiding Value Channel Connection of PID Controller

	Type	Value	Element	Guide Value Channel
1	External Value	1.2447		

Actuator Channel Connection of PID Controller

	Element	Actuator Channel
1	Throttle 1	Throttle Angle

Initial Value deg

Minimum Value deg

Maximum Value deg

Figura2.43.- Canales del PID introducidos en modelo

El sensor es la variable medida, el cociente entre flujos. El valor guía es la relación aire-combustible, valor fijo. El actuador es la mariposa de aire, la cual se regula en función de la diferencia entre los dos anteriores.

Tal y como se ha dicho anteriormente, el ajuste de los valores del PID se consigue con el monitor. La variable que nos interesa ajustar es la relación aire-combustible, por tanto será esta la propiedad que se graficará. En la *Figura2.44* se representa en una gráfica la relación aire-fuel frente a los ciclos de la simulación y, por lo que se puede apreciar, tan sólo se necesitan 12 ciclos para que el valor de la variable se estabilice. Esta rapidez de respuesta ya nos indica que los valores del PID se ajustan a lo buscado.

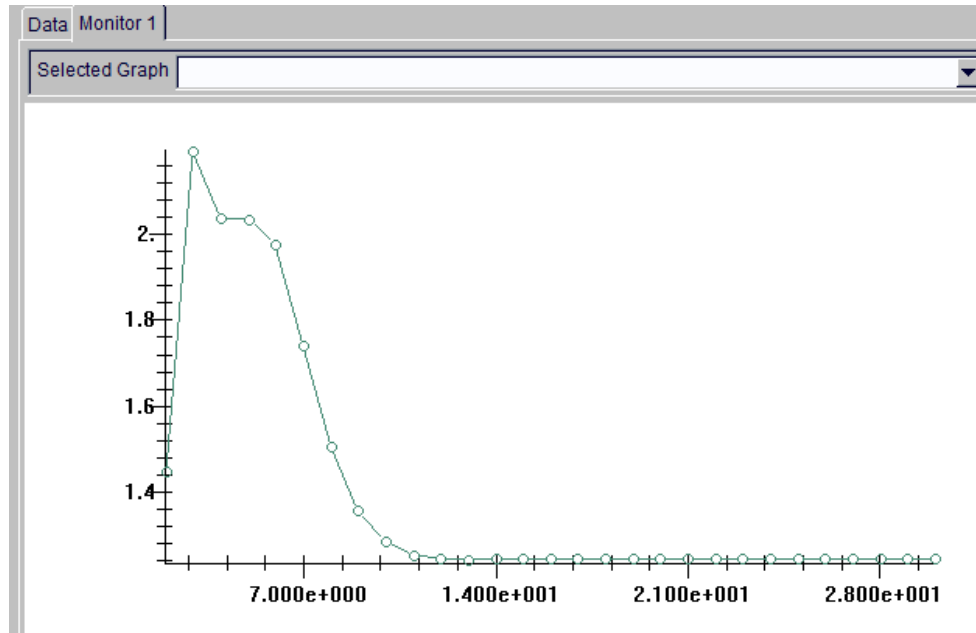


Figura 2.44.- Gráfica de A/F ratio generado por monitor en 30 ciclos

Si se sacan los valores de esta gráfica, expuestos en la Figura 2.45., se puede apreciar con más precisión el ciclo en cual la relación de componentes toma el valor establecido.

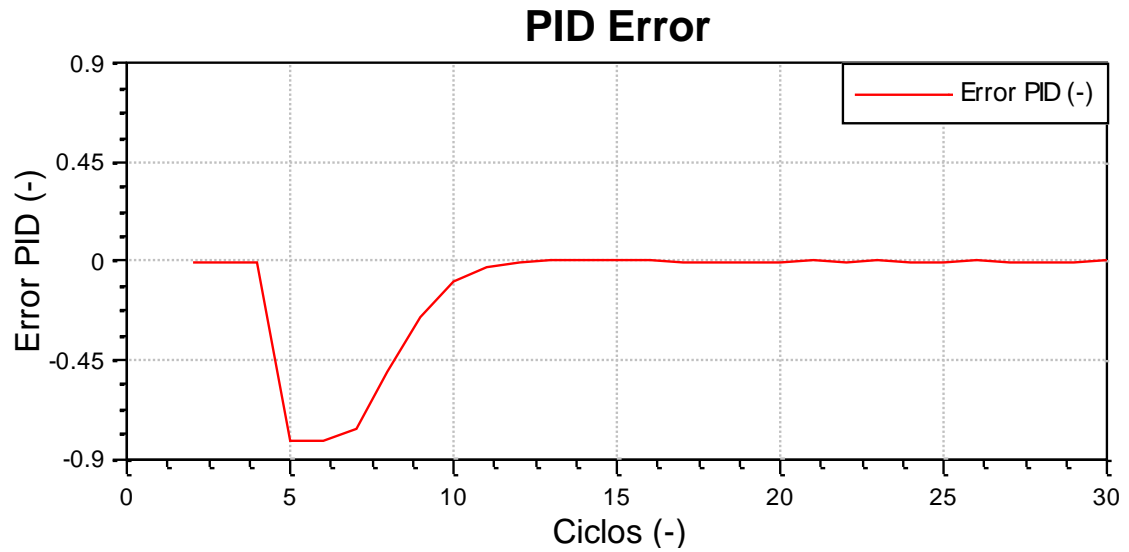
ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN
UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

Data		Monitor 1
	Cycle(-)	
1	2	1.44585
2	3	2.19263
3	4	2.03599
4	5	2.03216
5	6	1.97507
6	7	1.74112
7	8	1.50538
8	9	1.35652
9	10	1.28353
10	11	1.25356
11	12	1.24385
12	13	1.24226
13	14	1.24308
14	15	1.244
15	16	1.24462
16	17	1.24483
17	18	1.24482
18	19	1.24476
19	20	1.24471
20	21	1.24472
21	22	1.2447
22	23	1.24472
23	24	1.24469
24	25	1.2447
25	26	1.24466
26	27	1.24472
27	28	1.24469
28	29	1.24468
29	30	1.24469

Figura2.45.- Datos de A/F ratio generados por monitor en 30 ciclos

En el ciclo once ya se ve como el valor es muy próximo al fijado, diferenciándose tan solo 0.00085. Cuanto más avanza la diferencia se va reduciendo más. En el ciclo catorce tan sólo siete diez-milésimas de diferencia, por eso se puede decir que es en este momento en el cual se estabiliza el valor ya que, de ahí en adelante el valor es el fijado o difiere algo insignificante.

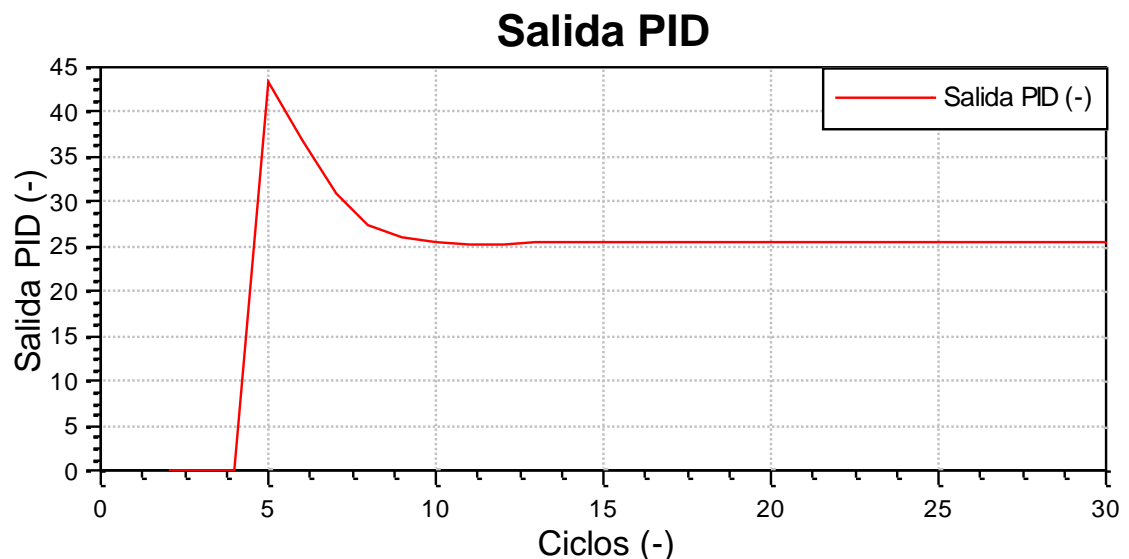
Este hecho, también se comprueba con la *Gráfica 2.3.* la cual representa el error en el PID frente a los ciclos del motor:



Gráfica 2.3.- Error generado por PID

El error que ofrece el PID es nulo es decir, no existe diferencia entre el valor medido por el sensor y el fijado como condición.

Por último se representará, en función de los ciclos al igual que los demás, el grado de apertura de la válvula ya que, como se había indicado, es la finalidad de todos los elementos de control. Se puede apreciar en la Gráfica 2.4 esta variable, o lo que es lo mismo, la salida que el PID nos ofrece:



Gráfica 2.4.- Valor del ángulo de la mariposa de aire generada por PID

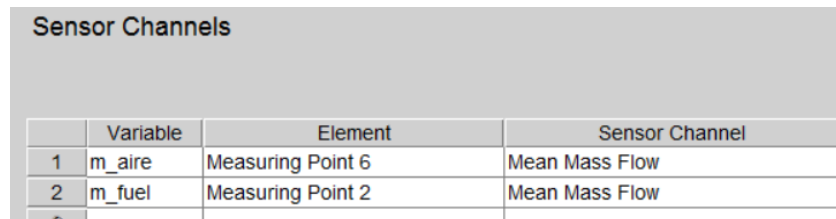
$$\text{Grado Apertura} = 25,567^\circ$$

2. CALCULADOR (*Formula Interpreter*)

Se trata de un elemento que calcula un valor proveniente de una función que emplea ciertas variables.

En este caso, las variables empleadas son los flujos de aire y combustible, y el valor obtenido la relación entre ambos. Por tanto:

a) Sensores, variables empleadas en la fórmula



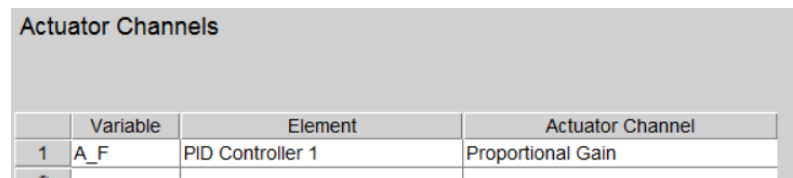
	Variable	Element	Sensor Channel
1	m_aire	Measuring Point 6	Mean Mass Flow
2	m_fuel	Measuring Point 2	Mean Mass Flow

Figura2.46.- Sensores en “Formula Interpreter”

Donde:

- Measuring Point 6= punto de medida en conducto de aire
- Measuring Point 2= punto de medida en conducto de combustible

b) Valor obtenido



	Variable	Element	Actuator Channel
1	A_F	PID Controller 1	Proportional Gain

Figura2.47.- Actuadores de “Formula Interpreter”

En este caso el actuador es empleado simplemente para definirlo en la ecuación que necesitamos para obtener la relación aire-combustible

c) Fórmula empleada

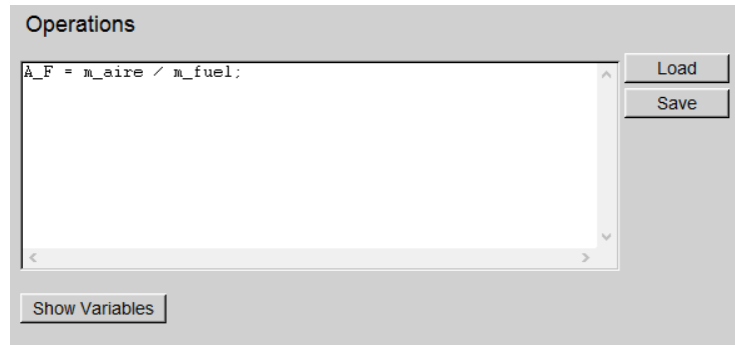


Figura2.48.- Formula introducida en “Formula Interpreter”

Como se observa en la Figura2.48 la ecuación programada tan solo es el cociente de los flujos.

3. MONITOR (*Monitor*)

Se presenta un gran problema a la hora de emplear los anteriores elementos y es que ninguno de ellos presenta resultados. Este es el motivo por el cual se debe introducir un monitor ya que gracias a el podremos ver los resultados provenientes de los anteriores elementos.

En esta simulación se han querido conectar con el monitor cuatro variables:

- A/F medido en el cilindro 1
- La salida de la ecuación introducida en el elemento “Formula Interpreter”
- La salida del PID
- El error generado en el PID

Como se ve:

Sensor Channels			
	Variable	Element	Sensor Channel
1	A_F	Cylinder 1	A/F-Ratio
2	For_int	Formula Interpr. 1	Output No. 1
3	PID_out	PID Controller 1	Output
4	PID_error	PID Controller 1	Error

Figura2.49.- Sensores del Monitor

Las *Figura2.44* y *Figura2.45* presentadas en apartados anteriores son las resultantes de lo que genera este elemento de control, el monitor.

En la *Figura2.50* se pueden ver todos los elementos colocados en el modelo y conectados tal y como se ha descrito:

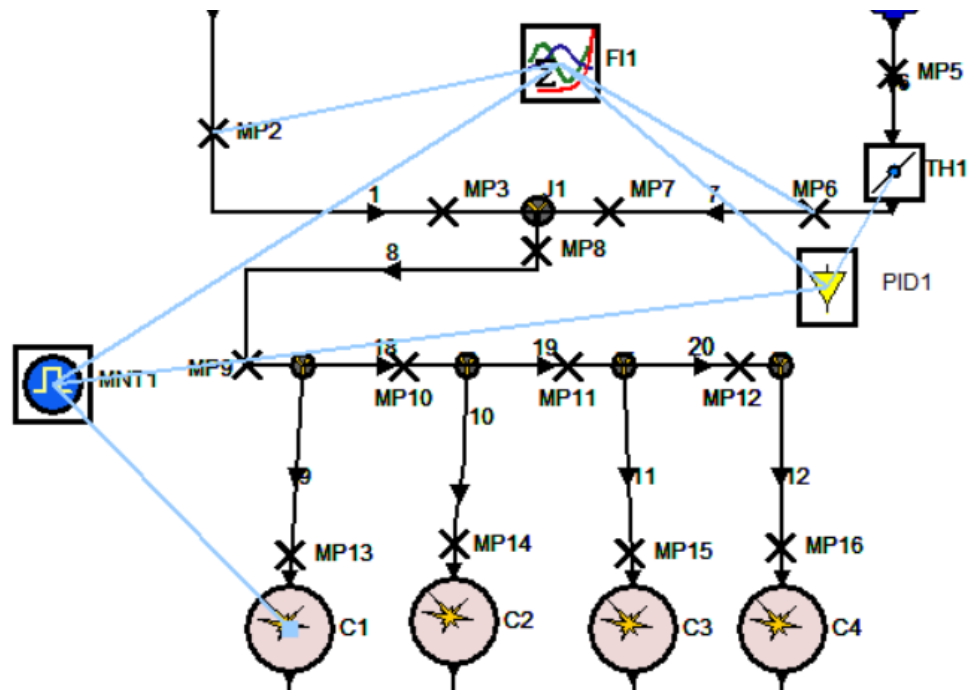


Figura2.50.- Elementos de control

Resumen:

- El PID se conecta a la mariposa para regularla, al elemento “Formula Interpreter” para obtener el valor de la ecuación formulada y al monitor para conseguir representar las variables.
- “Formula Interpreter” está conectado a los puntos de medidas que permiten conseguir el flujo de aire (MP6) y el de combustible (MP2), al PID para entregarle el valor y al monitor para que pueda representarse la respuesta de este elemento-
- El monitor está conectado a los otros dos elementos y a mayores al cilindro 1 para medir la relación aire-combustible en su interior.

CAPÍTULO 3

RESULTADOS

3. RESULTADOS

3.1 INTRODUCCION

En este capítulo se mostrarán los resultados obtenidos de la simulación del modelo de motor.

En un primer momento se analizarán los resultados obtenidos de una primera simulación en la cual el régimen de giro no varía de lo impuesto en el modelo inicial.

Se estudiará parámetros como el dosado en los cilindros, las presiones máximas en el interior de ellos o la temperatura de los gases de escape en el momento de apertura de las válvulas.

Se realizarán comparativas de variables como los rendimientos indicados y mecánicos, entre las curvas generadas en la simulación y las curvas teóricas, típicas de un MCIA.

Además de estudiar las variables se validará la potencia generada en la simulación con la generada en el motor real implantado en la planta de gasificación.

Posteriormente, se realizará un estudio paramétrico en el cual se varían variables del sistema como son el régimen de giro o el coeficiente de flujo al inicio del conducto de combustible.

En el estudio paramétrico se describirán una serie de operaciones a tener en cuenta a la hora de realizar un estudio de este tipo con la herramienta de simulación “AVL BOOST”

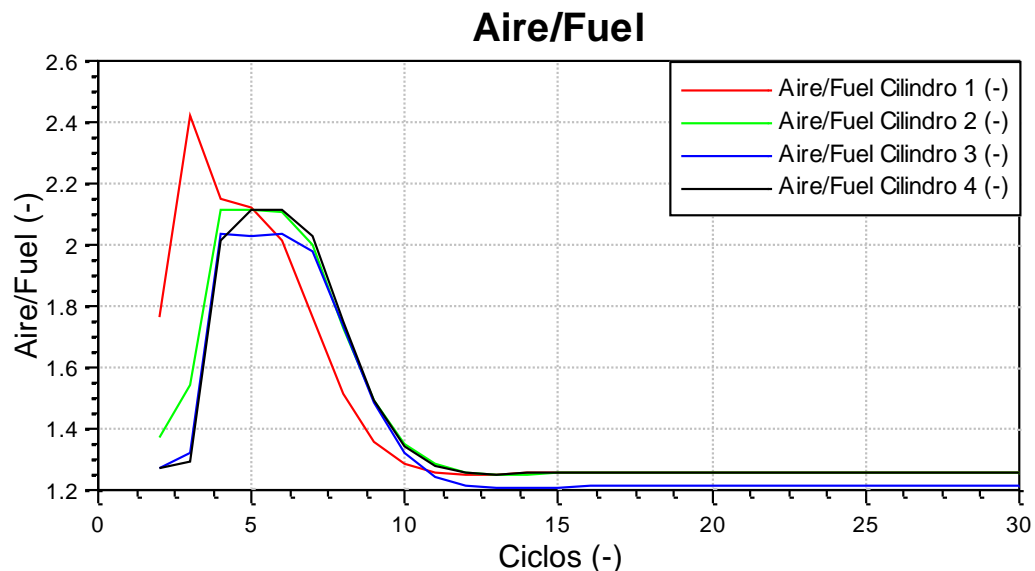
3.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS EN EL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO

En un primer momento se harán las comparativas de los resultados con el motor funcionando en un mismo régimen de giro $n=3000\text{rpm}$.

3.2.1 RELACIÓN AIRE FUEL EN CADA UNO DE LOS CILINDROS

Cuando se plantea el modelo para la simulación se realiza mucho incapie en el hecho de controlar la relación aire fuel en el punto de unión de ambos conductos pero se plantea la duda de si esta relación se va a mantener en cada uno de los cilindros y, es en este apartado en el cual se tratará este tema.

Los resultados de la simulación demuestran que la relación aire combustible en el interior de los cuatro cilindros no mantiene el valor establecido en el punto de unión. En la *Gráfica 3.1* y la tabla adjunta a ella, se comprueba este hecho.



Gráfica 3.1.- A/F ratio en los cuatro cilindros

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN
UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

		Relación aire-fuel
Cilindros	C1	1,2552
	C2	1,2555
	C3	1,2119
	C4	1,2567

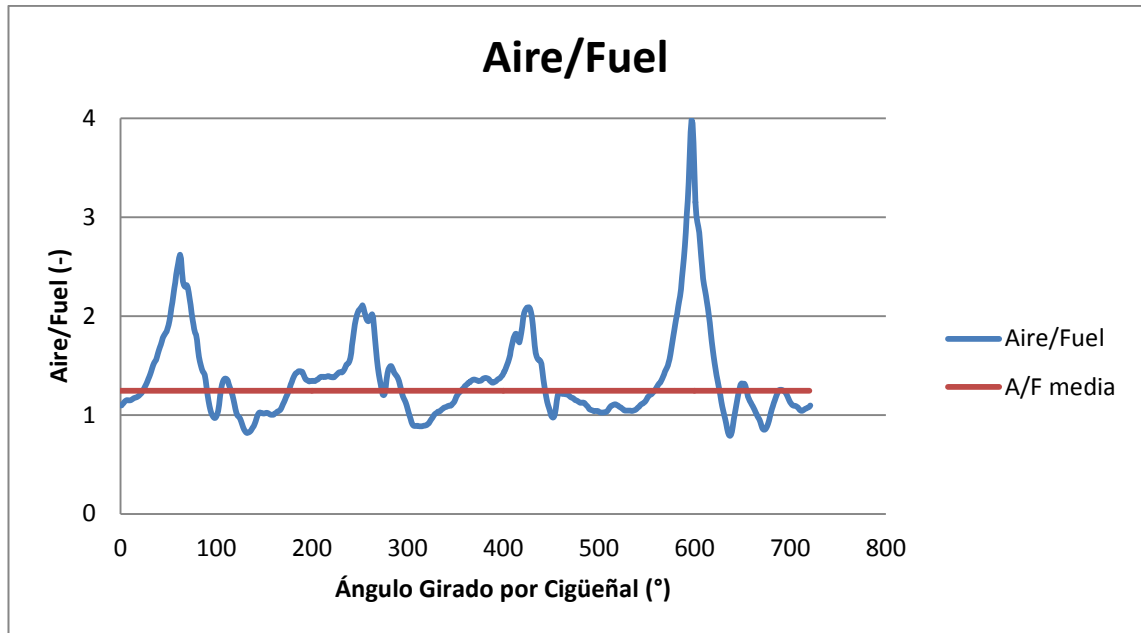
Ninguno de los valores medidos en el interior del cilindro es igual que la relación fijada en el punto de unión, sin embargo, hay uno que varía más que los otros tres. A continuación se muestran las diferencias entre estos valores y el establecido en el modelo ($A/F=1.2447$):

		Diferencia (%)
Cilindros	C1	0.84%
	C2	0.86%
	C3	2.63%
	C4	0.96%

El valor que más se aleja del establecido en la unión es el del tercer cilindro. Para observar lo que sucede en este cilindro se graficará la relación aire fuel en función del ángulo girado por el cigüeñal o lo que es lo mismo, cómo varía la relación en el último ciclo simulado.

Dado que el programa no permite medir esta relación en el interior de los cilindros pero en función del ángulo del cigüeñal, se opta por medir los flujos de aire y combustible en el punto de unión para así realizar el cociente de ambos valores.

En esta misma gráfica, se representa a mayores la media de este cociente de flujos. (Gráfica 3.2.)



Gráfica 3.2.-A/F ratio medido en conducto de aire y combustible

En la Gráfica 3.2. se observa como la curva de relación aire fuel va alcanzando picos a lo largo del giro del cigüeñal. Estos valores corresponden con el instante de máximo levantamiento de las válvulas de admisión.

Las fluctuaciones en la relación aire combustible a lo largo de un ciclo se deben a los fenómenos de ondas que se producen en el interior de los conductos. Este fenómeno es más acusado cerca de los 600° grados, que corresponde con el tercer cilindro, ya que este inicia la apertura de la válvula de admisión a los 540°. Por esta razón, el A/F ratio difiere más en el tercer cilindro de lo establecido en el modelo.

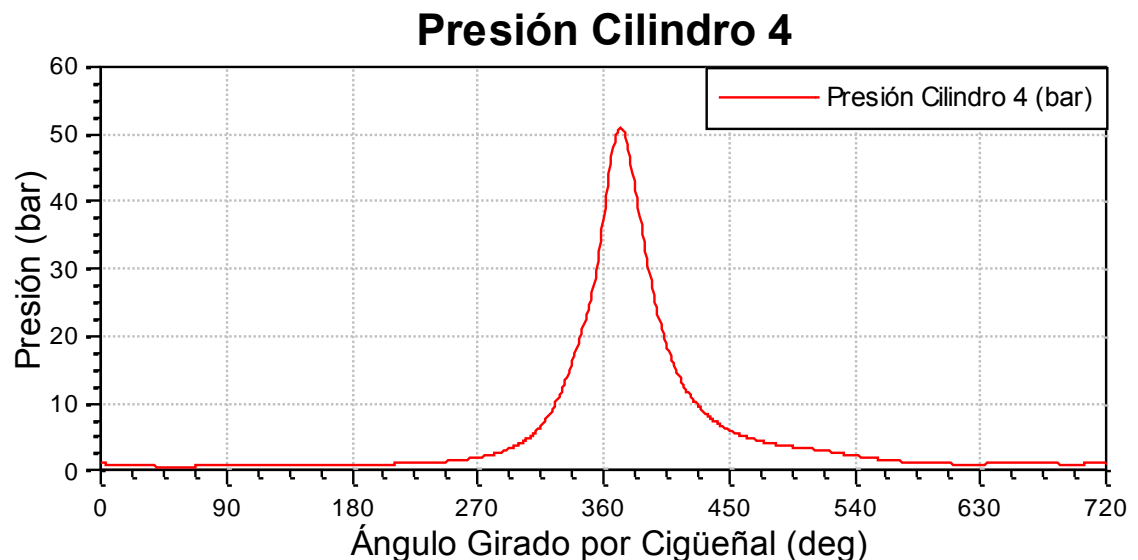
A mayores, el pico más elevado después del comentado anteriormente corresponde con el cilindro 4, que abre su válvula de admisión en 0°. Este hecho era de esperar ya que este cilindro es el segundo que difiere de lo establecido, con una diferencia de 0.96%.

En conclusión, en el tercer cilindro se da una mezcla más rica que en los otros tres, cuyo hecho se ha de observar en otras variables como la temperatura de los gases de escape o la presión máxima en el interior de los cilindros, estudiada en el apartado siguiente.

3.2.2 PRESIONES MÁXIMAS

La presión máxima corresponde al valor límite que se alcanza en el interior del cilindro en el proceso de combustión. Esta combustión no se produce en un instante si no que dura cierto tiempo, en el cual se reparte en tres fases el proceso de quemado del combustible.

La presión comienza a crecer en el momento en el cual las válvulas de admisión se cierran ya que es ahí cuando comienza la compresión de la mezcla. Antes de llegar al PMS comienza la combustión, alcanzándose la presión máxima en ese punto. Sin embargo, esto no ocurre en nuestra simulación ya que el inicio de combustión se ha iniciado 15° antes de lo que debería ser. Por esta razón, el pico de la curva representada en la *Gráfica 3.3* no se produce exactamente en 360° sino que lo hace cerca de los 370°.

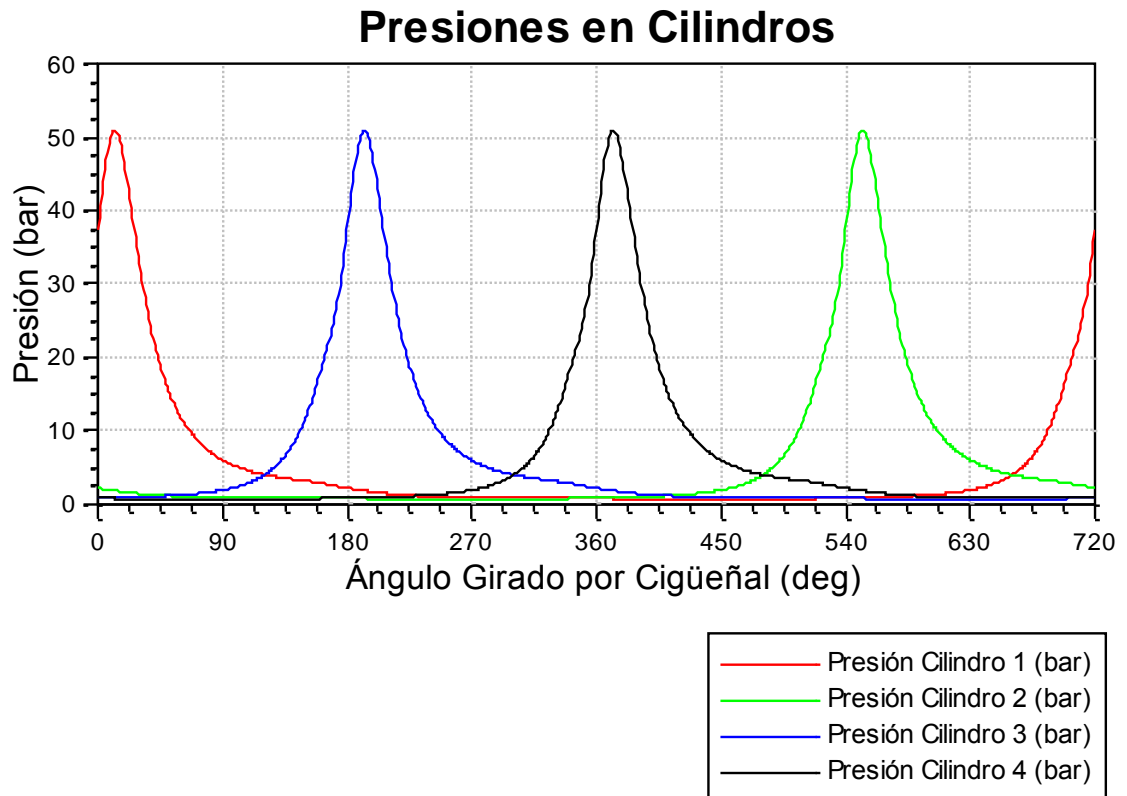


Gráfica 3.3.- Curva de presión en cilindro 4

Esta curva representa el crecimiento de la presión en el interior del cuarto cilindro (PMS = 360°) que, tal y como se había dicho, alcanza su presión máxima en 370°. Se debe a que la duración de la combustión es de 50° y el adelanto del inicio 15° por lo tanto, alcanza la máxima presión 10° después de su PMS. (Ver tabla adjunta a *Gráfica 3.4.*)

Si representamos las presiones máximas de los cuatro cilindros (*Gráfica 3.5*) se verá como todos ellos retrasan este valor límite 10° de lo asignado en el motor pero, que siguen manteniendo en todo momento el orden de encendido. A su vez, se comprueba como las presiones alcanzadas en los cuatro son del mismo orden de magnitud (Ver tabla adjunta a *Gráfica 3.5.*).

CILINDRO 1		CILINDRO 2		CILINDRO 3		CILINDRO 4	
Grados girados(°)	Presión (bar)	Grados girados(°)	Presión (bar)	Grados girados(°)	Presión (bar)	Grados girados(°)	Presión (bar)
<u>10,00</u>	<u>51,00</u>	<u>550,00</u>	<u>50,90</u>	<u>190,00</u>	<u>50,80</u>	<u>370,00</u>	<u>50,90</u>



Gráfica 3.4.- Curvas de presiones de los cuatro cilindros

En el apartado 3.2.1. se ha señalado que la mezcla más pobre en el tercer cilindro se iba a ver reflejada en la presión máxima alcanzada en el interior de su cámara de combustión. Como se observa en la tabla y en la *Gráfica 3.4.*, la presión en este cilindro es la más baja de todas. Esto ocurre debido a que la mezcla en ese cilindro es más rica por lo que el aire que hay en ella es menor para sustentar la combustión completa. Esto conlleva a unas presiones máximas menores.

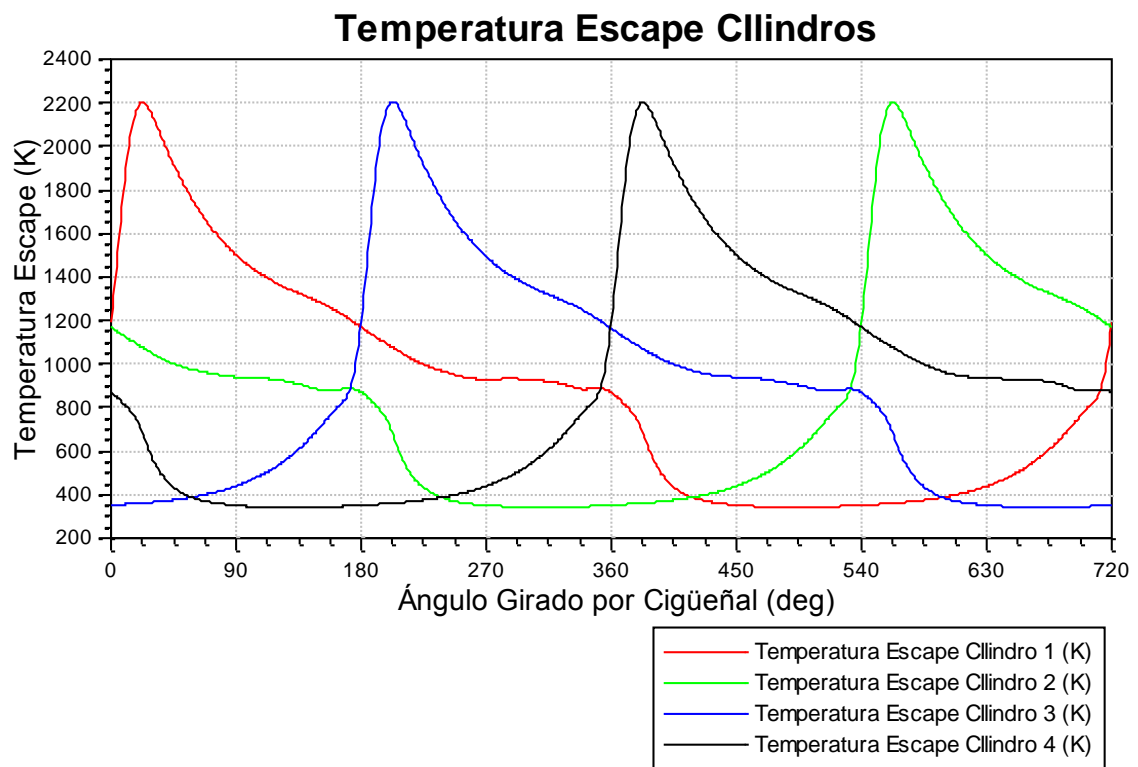
3.2.3 TEMPERATURA DE LOS GASES DE ESCAPE

En los dos apartados anteriores se ha estudiado el hecho de que en uno de los cuatro cilindros la relación aire combustible sea ligeramente menor que en los otros tres. Es en este subcapítulo en el cual se comprobará, al igual que se ha hecho con la presión máxima, cómo cambia la temperatura de los gases de escape en el momento de apertura de las válvulas entre los cuatro cilindros del motor.

Antes de nada, se indicarán que grado de apertura de válvulas de escape corresponde a cada uno de los cilindros:

- Cilindro 1 ($PMS=0^\circ$) \rightarrow Apertura escape= 135°
- Cilindro 1 ($PMS=540^\circ$) \rightarrow Apertura escape= 675°
- Cilindro 1 ($PMS=180^\circ$) \rightarrow Apertura escape= 315°
- Cilindro 1 ($PMS=360^\circ$) \rightarrow Apertura escape= 495°

Estos valores serán empleados para obtener las temperaturas de escape. Para ello, se presenta una gráfica (Gráfica 3.5.) en la cual están representadas las curvas de la temperatura del interior de cada cilindro a lo largo de un ciclo completo.



Gráfica 3.5.- Temperaturas interior de cilindros

Los resultados de las temperaturas de cada cilindro en el momento de la apertura de las válvulas de escape son los siguientes:

Temperatura C1 (K) (135)	Temperatura C2(K) (675)	Temperatura C3(K) (315)	Temperatura C4(K) (495)
1325,92	1326,11	1319,19	1325,33

Al igual que acontecía con la presión ,máxima alcanzada en el interior del cilindro 3, la temperatura al escape de este mismo cilindro es ligeramente menor que la de los otros tres. Esto es debido a lo estudiado en el apartado 3.2.1., es decir, a que la mezcla en este cilindro es más pobre en aire con lo cual habrá menos aire para completar la combustión lo que conllevará a que se alcancen menores temperaturas en la combustión y con ello menores temperaturas en los gases de escape.

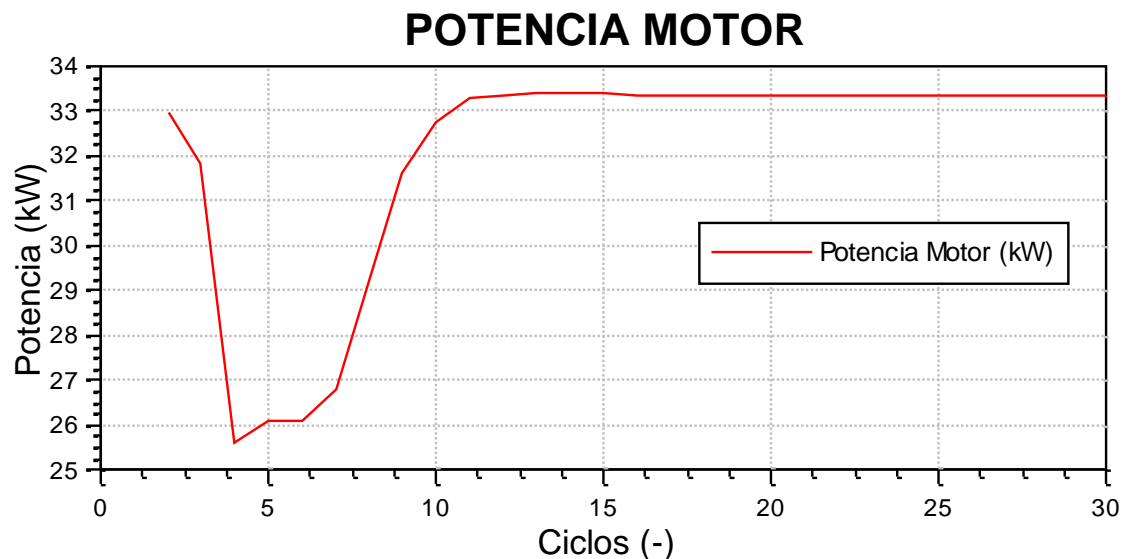
3.2.4 VALIDACIÓN DE LA POTENCIA GENERADA

El motor TOYOTA 4Y, funcionando con gases de gasificación, ofrece una potencia máxima de:

$$Pot.máx = 33.34kW$$

Este valor de la potencia viene de aplicar el rendimiento del alternador existente después del motor, es decir, después de este la potencia que se tiene es de 30kW pero como el elemento tiene un rendimiento del 90%, el motor estará produciendo 33.34kW. de potencia.

De la simulación del motor se obtienen los siguientes resultados de potencia a lo largo de los ciclos (Gráfica 3.6):



Gráfica 3.6.- Potencia generada

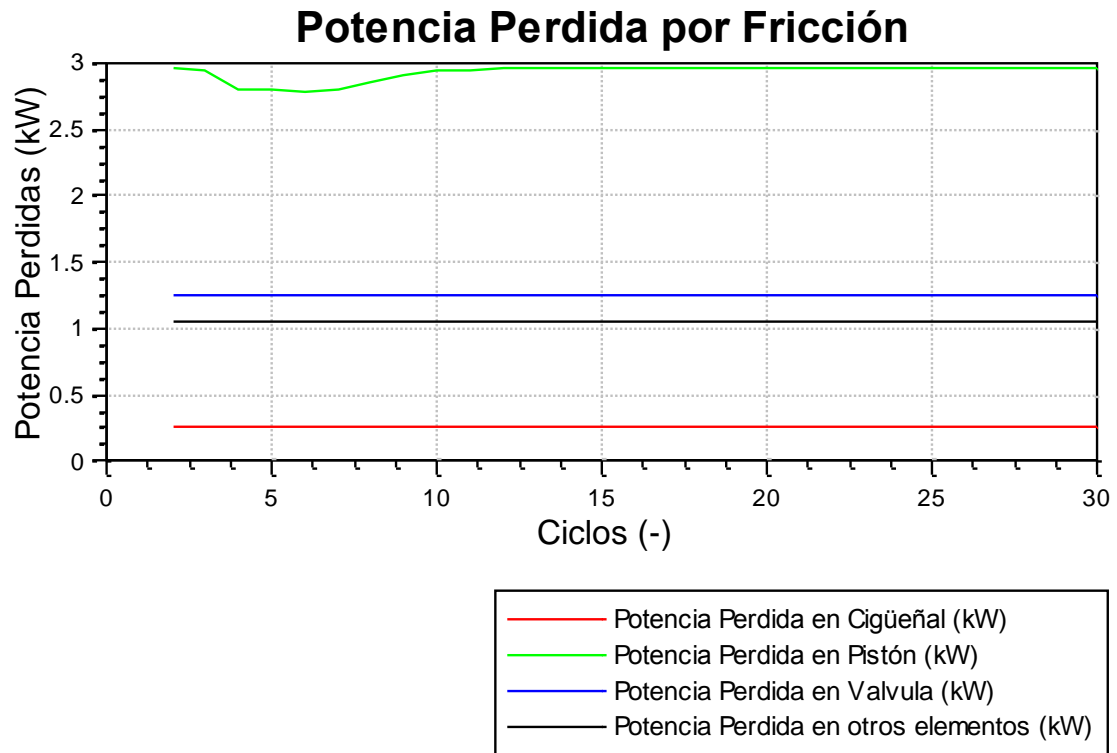
Como se ve: $Potencia = 33.37kW$

El valor del modelo real comparado con la simulación difiere en un 0.09% lo que significa que la simulación ha sido correcta.

La potencia de la que se está hablando es la efectiva es decir, la potencia que el motor proporciona a la salida del cigüeñal o lo que es lo mismo, la potencia disponible para mover una máquina si se acoplase directamente al cigüeñal.

Esta potencia es menor que la indicada ya que en ésta no se tienen en cuenta las pérdidas, las cuales son de tipo fricción o, lo que es mismo, originadas por el rozamiento entre piezas móviles.

En esta simulación la potencia perdida por fricción proviene de diferentes elementos, tal y como se puede ver en la siguiente *Gráfica 3.7.*



Gráfica 3.7.- Potencia perdida por fricción en diversos elementos

En esta gráfica se muestra el total de las pérdidas en el motor subdivididas en cada uno de los elementos o partes donde se generan es decir:

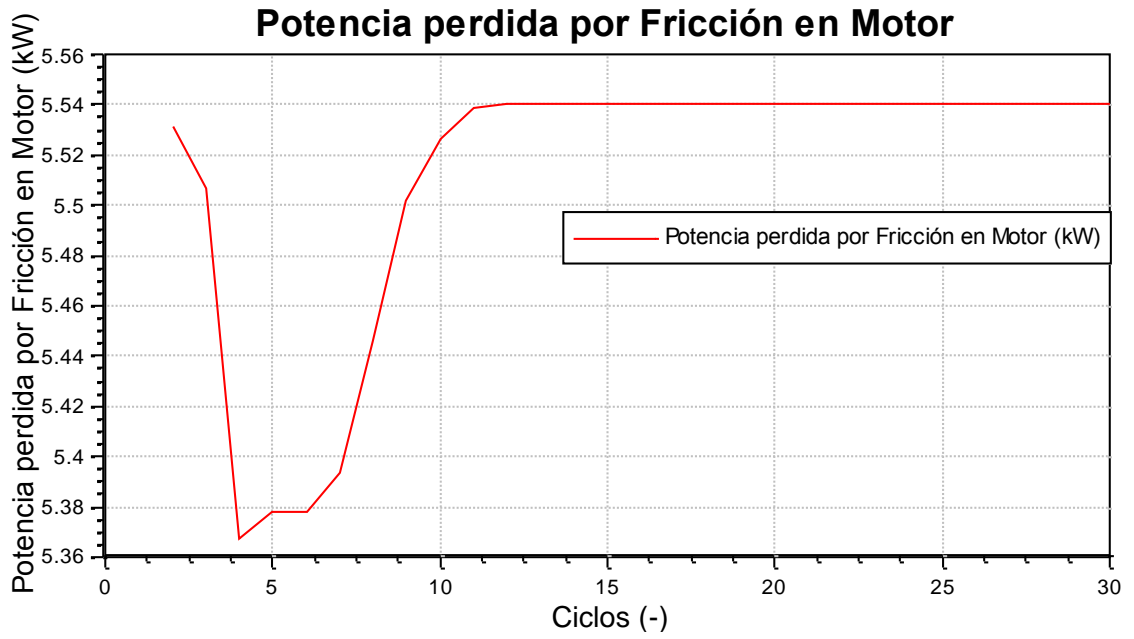
$$Potencia_{perdidaPISTON} = 2.95kW$$

$$Potencia_{perdidaSISTEMADISTRIBUCION} = 1.26kW$$

$$Potencia_{perdidaOTROS} = 1.06kW$$

$$Potencia_{perdidaCIGÜEÑAL} = 0.267kW$$

A su vez, también se grafican (*Gráfica 3.8.*) todas estas pérdidas agrupadas en una única curva, la cual tiene que coincidir con el valor de la suma de las otras:



Gráfica 3.8.- Potencia perdida por fricción

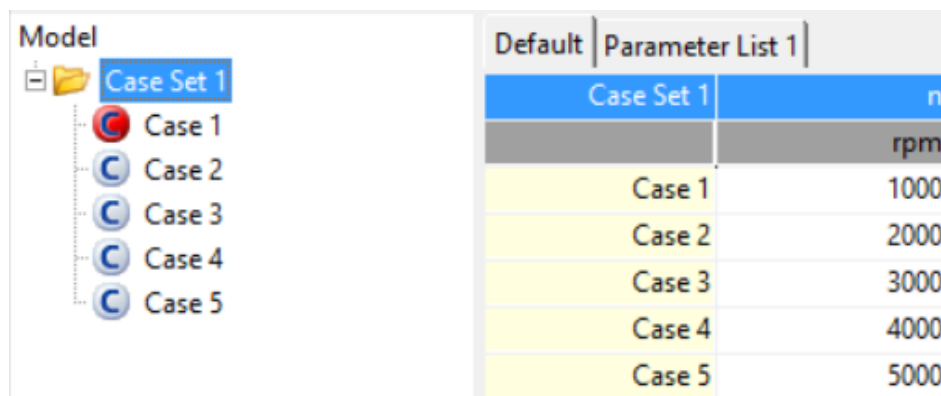
Se comprueba que el valor dado es el mismo: $Potencia_{perdidas} = 5.54 \text{ kW}$

3.3 ESTUDIO PARAMÉTRICO

En este apartado se realizará una comparación de los resultados obtenidos de la simulación del modelo variando el régimen de giro.

3.3.1 REALIZACIÓN DEL ESTUDIO PARAMÉTRICO EN “BOOST”

Para obtener estas curvas del modelo en el software se realizaron una serie de simulaciones cambiando el régimen de giro del motor. Esto se realizó con la ayuda del comando “Case Explorer”. Este comando permite asociar una serie de parámetros, elegidos al gusto y necesidades, a los que se asociará una variable diferente para cada uno de ellos en función de lo que se desee. El ejemplo más señalado en esta simulación es el del régimen de giro que, como se aprecia en la *Figura3.1.*, se le asocian cinco diferentes valores del parámetro “n”:



Default	Parameter List 1
Case Set 1	n
	rpm
Case 1	1000
Case 2	2000
Case 3	3000
Case 4	4000
Case 5	5000

Figura3.1.- “Case Explorer” variando el régimen de giro

Con este parámetro lo que se pretende es variar la velocidad de giro del motor por lo que habrá que señalarlo en el propio elemento “Engine” es decir, asociar el parámetro “n” a la velocidad del motor (*Figura3.2.*).

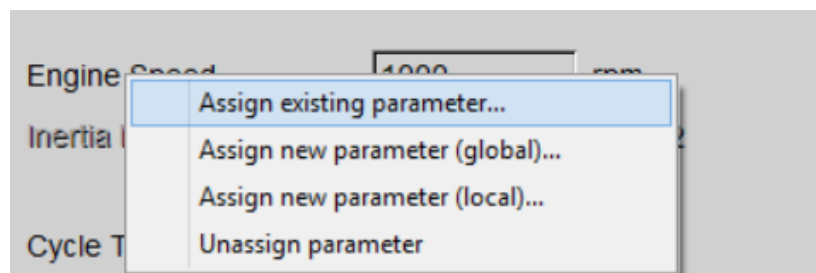


Figura3.2.- Asignación de parámetros variables

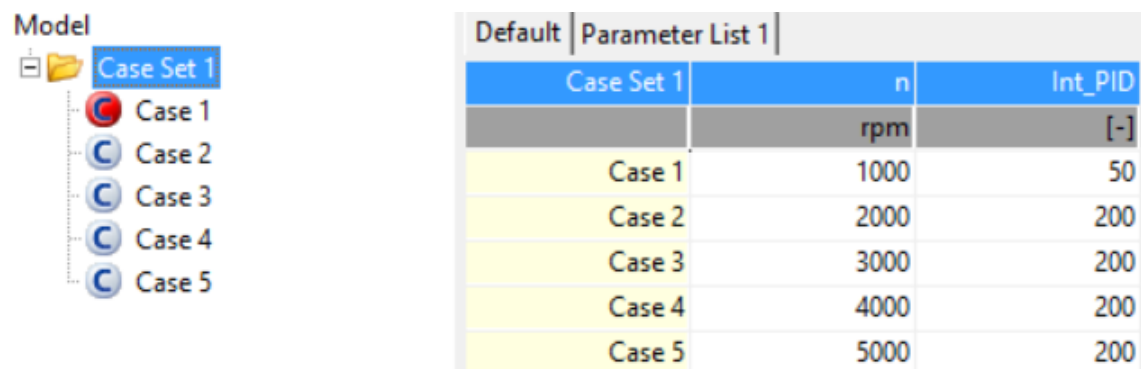
Sin embargo, esta no fue la única variable que necesitó ser cambiada ya que el PID no se ajustaba a todos los valores de régimen.

Cuando se realizó la simulación a $n=1000\text{rpm}$ se comprobó que ninguna de las curvas resultantes lograba estabilizarse por lo que indicaba que las constantes del elemento de control no se ajustaban a esta velocidad. Es por ello por lo que se tuvo que realizar una particularización de las constantes del PID para cuando el motor estuviese funcionando a 1000 revoluciones. Los valores que consiguieron estabilizar el sistema fueron:

- Constante proporcional: $K_p = 1$
- Constante integral: $K_I = 50$
- Constante derivativa: $K_D = 0$

Como se observa la única variable que sufrió cambio con respecto al modelo original fue la integral, la cual disminuyó 150 unidades.

El comando “Case Explorer” toma la siguiente forma (*Figura3.3.*):



Default		Parameter List 1	
Case Set 1	n	Int_PID	
	rpm		[-]
Case 1	1000	50	
Case 2	2000	200	
Case 3	3000	200	
Case 4	4000	200	
Case 5	5000	200	

Figura3.3.- “Case Explorer” variando constante PID

La comprobación de las constantes correctas se realizó, al igual que lo descrito en los elementos de control, con la ayuda de las gráficas proporcionadas, a tiempo real, por el monitor. En la *Figura3.4* se puede ver como la relación aire combustible, antes de los 20 ciclos, tiende al resultado correcto:

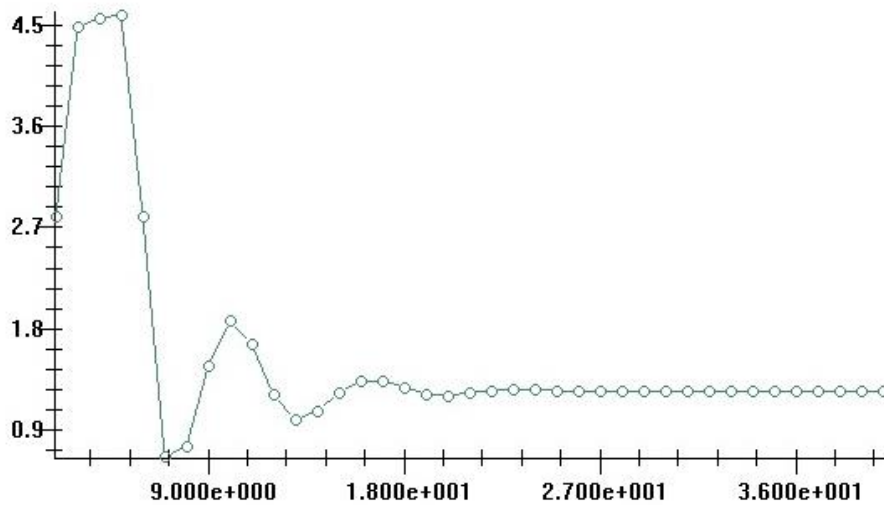


Figura3.4.- Gráfica de A/F ratio generado por monitor para $n=1000rpm$

A mayores se confirma la eficacia del PID con la gráfica del error donde, al igual que en la anterior gráfica, el error se hace cero antes de los 20 ciclos.

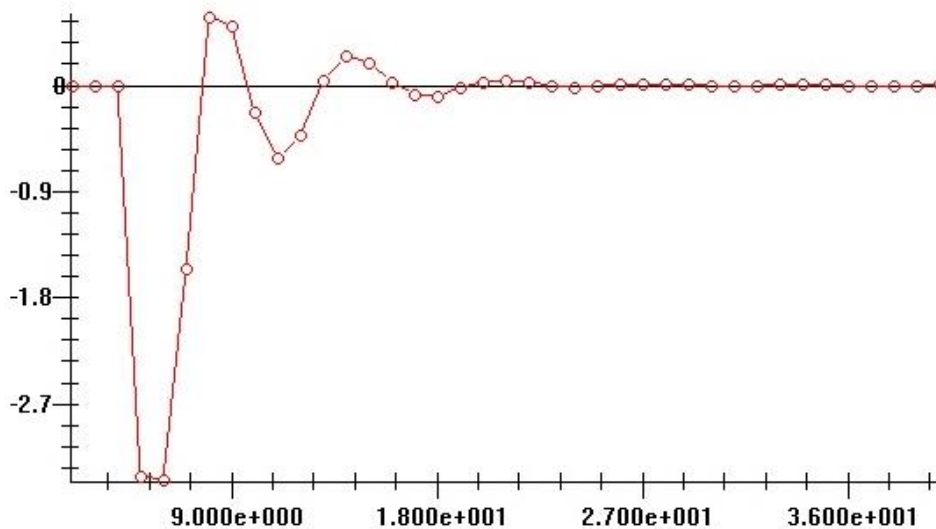
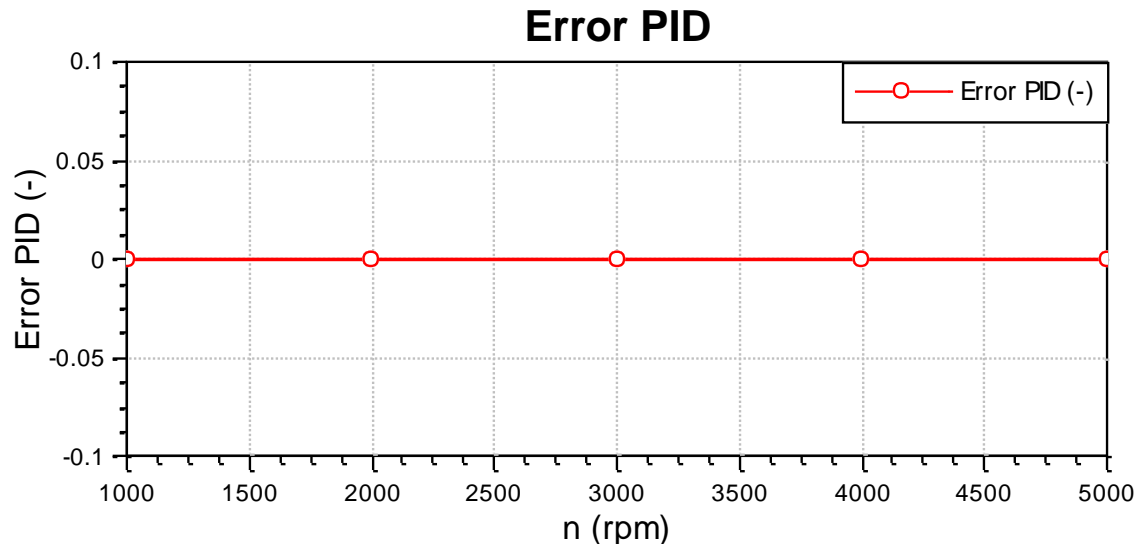


Figura3.5.- Gráfica de error generado por monitor para $n=1000rpm$

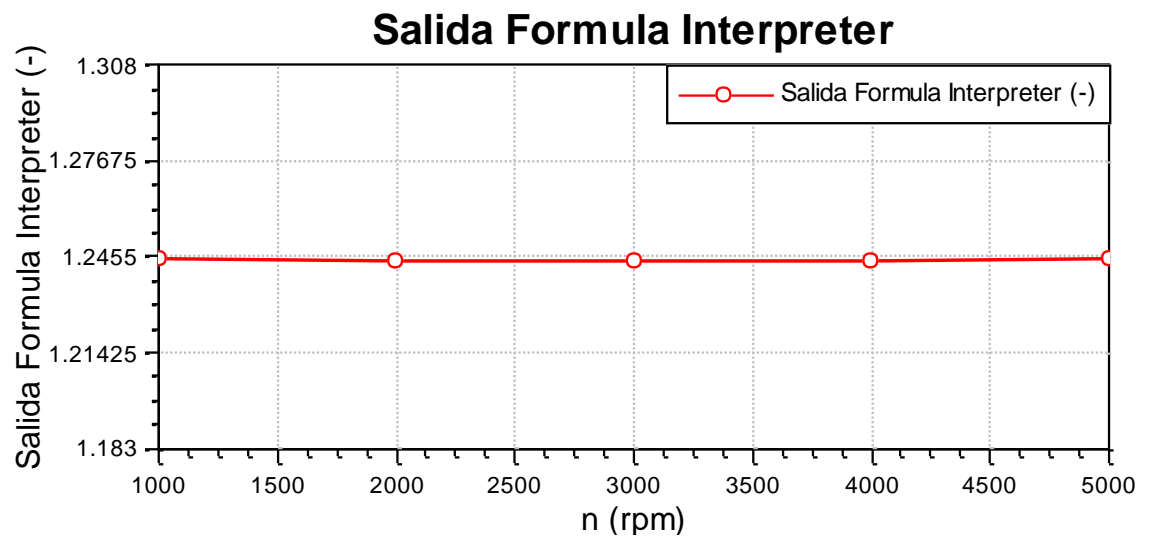
Una vez ajustado el valor integral para 1000 revoluciones se vuelve a comprobar la estabilidad del sistema a todos los regímenes de giro. Esta estabilidad se comprueba, al igual que antes, en los resultados obtenidos con el elemento de control monitor, el cual nos muestra el error existente en el PID y la relación aire combustible en el punto de unión. Ambos valores deben mantenerse constantes a todas las velocidades:

- Error: no debe existir error entre el valor fijado y el medido. La *Gráfica 3.9* muestra que, efectivamente, el error es nulo



Gráfica 3.9.- Error en PID variando régimen de giro

- Relación aire-combustible: el valor de esta variable debe mantenerse en 1.2447, (*Gráfica 3.10*)



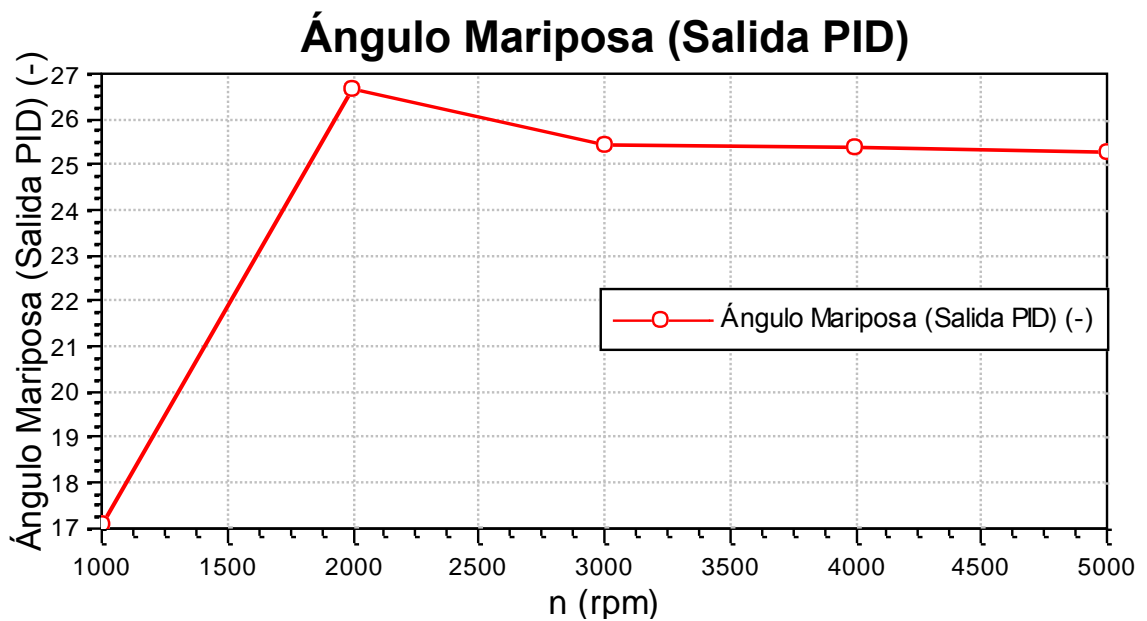
Gráfica 3.10.- Salida generada por "Formula Interpreter" variando régimen de giro

Ambas variables cumplen lo estipulado, con lo cual el modelo se ajusta perfectamente a las especificaciones.

3.3.2 ANGULO DE MARIPOSA DE AIRE

Cuando se describían las propiedades de la simulación funcionando a 3000 rpm se habló del ángulo final de apertura de la mariposa de aire y es en este apartado donde se comprobará si varía su valor en función del régimen de giro.

El ángulo de la mariposa de aire sí que cambia su valor en función de las revoluciones del motor pero no lo hace de manera lineal si no que toma la siguiente forma:



Gráfica 3.11.- Ángulo Mariposa variando régimen de giro

Y los valores:

n (rpm)	Ángulo Mariposa (°)
1000	17,07
2000	26,67
3000	25,45
4000	25,42
5000	25,30

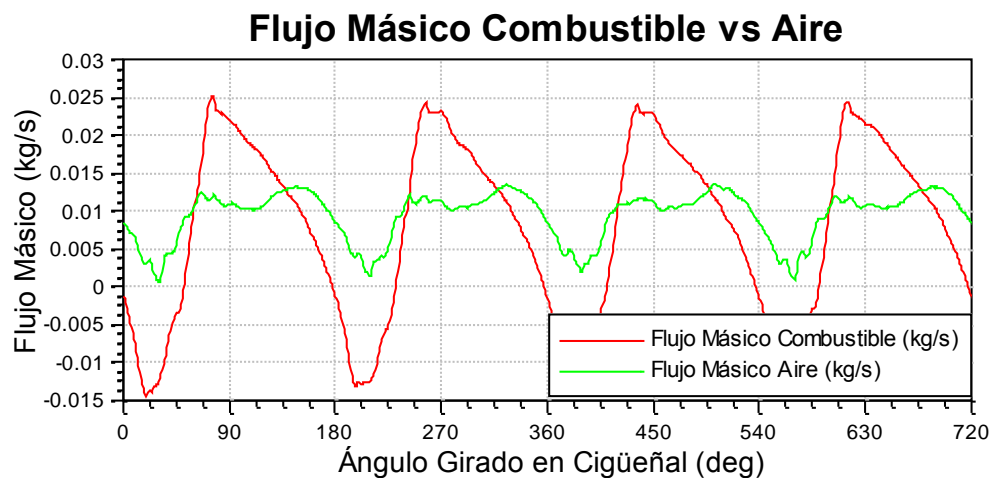
Este ángulo no debería cambiar en ningún momento pero, debido a una serie de fenómenos de ondas producidos en el interior de los conductos de aire y combustible se produce un cambio en el ángulo de la mariposa.

Estos fenómenos se reflejan en la forma que toman los flujos de aire y combustible a lo largo de un ciclo, mostrados en las *Gráfica 3.12* y *Gráfica*

3.13. En estas gráficas se representan por separado cada uno de los flujos, en verde el flujo de aire y en rojo el de combustible.

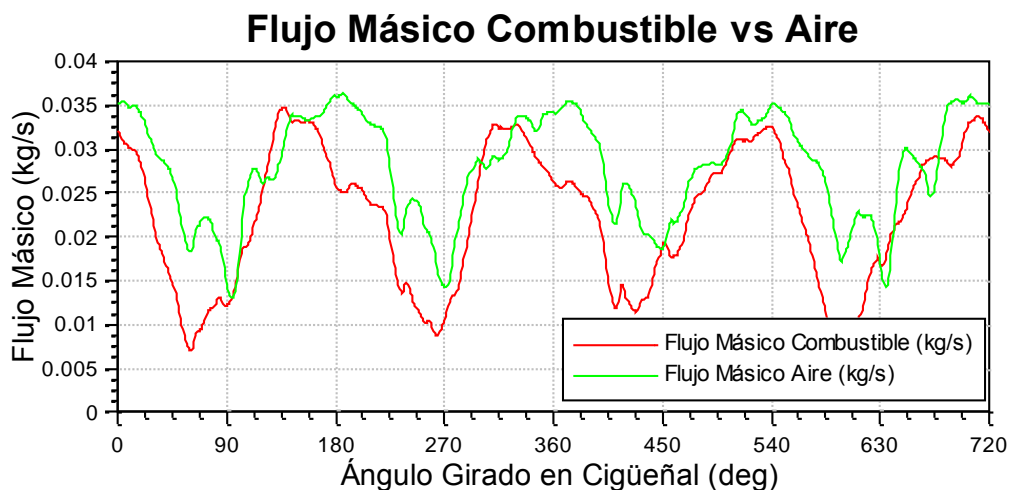
Se representan únicamente dos gráficas a diferentes revoluciones, a 1000 y a 3000 rpm, para mostrar como la forma que toman ambos flujos en cada una de ellas es completamente diferente. Con esto se refleja como los flujos no siguen ningún patrón, por lo cual es lógico que el ángulo de la mariposa de aire varíe en función de las revoluciones del motor, para conseguir que no haya cambios en la relación aire combustible del punto de unión.

- n=1000rpm



Gráfica 3.12.- Flujo másico de combustible y aire para n=1000rpm

- n=3000 rpm

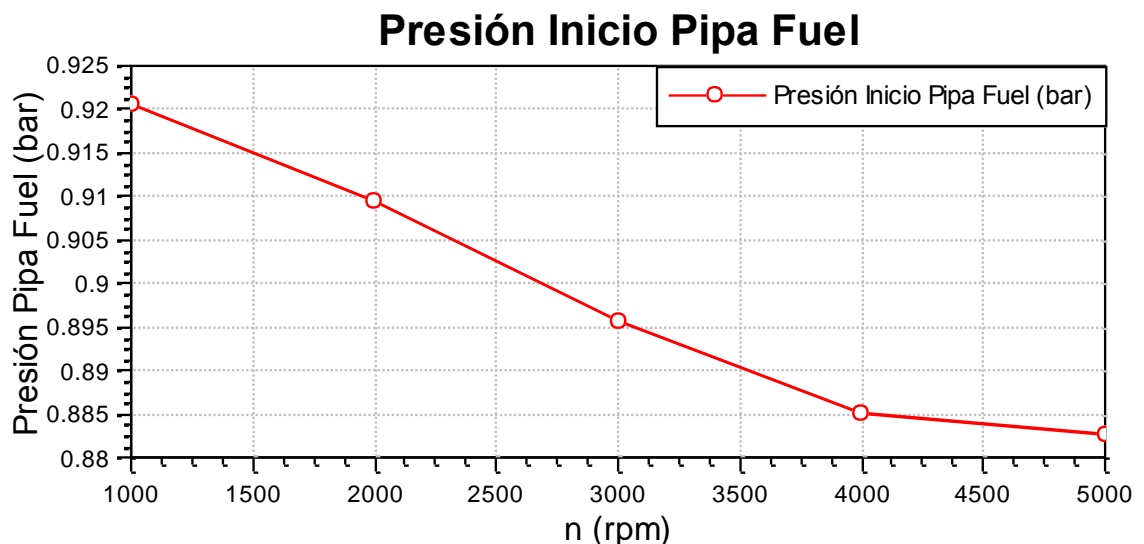


Gráfica 3.13.- Flujo másico de combustible y aire para n=3000rpm

3.3.3 PRESIÓN AL COMIENZO DEL CONDUCTO DE COMBUSTIBLE

Cuando se introdujo la restricción en la simulación, se hizo con la condición de que la presión descendiese alrededor de los 0.4 bar en ella. Este descenso se llevó a cabo con el motor funcionando a 3000 rpm pero en este apartado se comprobará como varía el valor de esta presión en función del régimen de giro.

Cuanto más revoluciona el motor consigo que pase más flujo, lo que conllevará una mayor caída de presión ya que el caudal que pasa por un conducto es proporcional a la diferencia de presiones ocasionada entre la entrada y la salida de éste mismo. Por tanto, la gráfica que debe salir al representar la presión en el punto 1 (entrada del conducto de fuel) debe ser una curva descendente, la cual se puede ver en la *Gráfica 3.14.*:



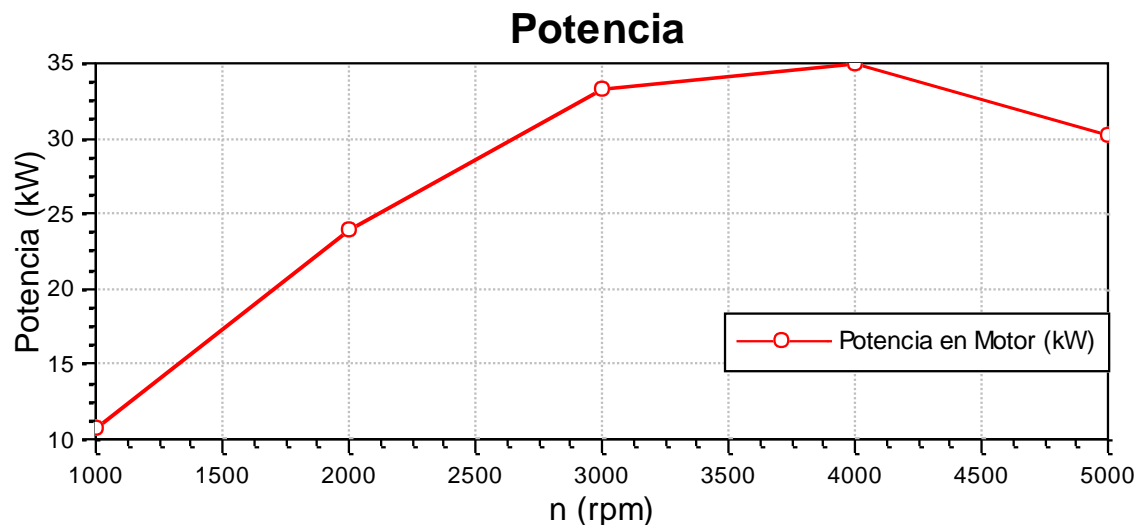
Gráfica 3.14.- Presión inicial al comienzo de la pipa de combustible variando el régimen de giro

3.3.4 PAR, POTENCIA Y CONSUMO ESPECÍFICO

A continuación se realizará un estudio del par, la potencia y el consumo específico generado en la simulación del modelo motor.

La potencia aumenta con el régimen de giro. Esto se debe a que cuando las revoluciones aumentan la cantidad de combustible que entra es mayor por lo tanto la potencia aumentará. Sin embargo, la potencia alcanza un máximo para el cual por más que aumente las revoluciones el motor no es capaz de aumentar y, esta comienza a disminuir.

Los resultados de la simulación del modelo se reflejan en la *Gráfica 3.15*:

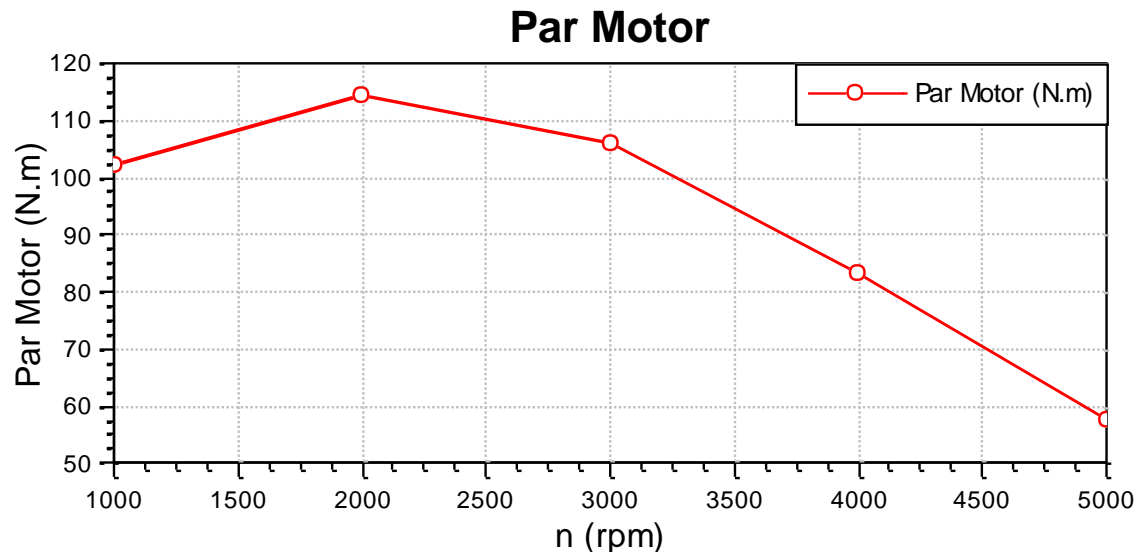


Gráfica 3.15.- Curva de potencia variando el régimen de giro

Como se observa, la curva de potencia alcanza su valor máximo en 4000rpm para luego disminuir, es decir, cumple lo descrito al comienzo del apartado.

La curva de par toma también un valor máximo al igual que lo hacía la de la potencia. El principal motivo por lo que se da esa forma en la curva de par es el llenado del cilindro, es decir, el llenado no se llega a completar ya que el gas no posee el tiempo suficiente para realizar esta acción al completo debido a que la válvula de admisión está abierta menos tiempo. Esto implica una menor explosión lo que conlleva un par menor.

Todo esto descrito sucede en el modelo simulado ya que, como se puede apreciar en la *Gráfica 3.16*, se da un valor máximo de par a un cierto régimen y luego éste comienza a disminuir.



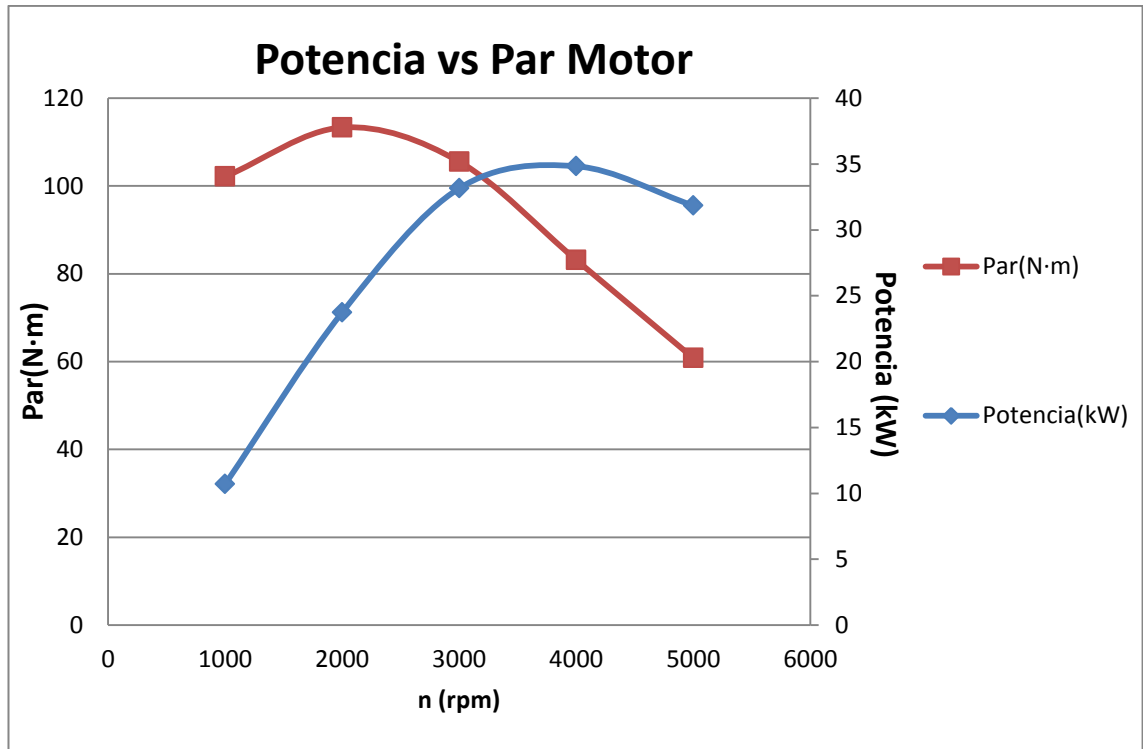
Gráfica 3.16.- Curva par motor variando el régimen de giro

Es importante recalcar que los puntos máximos de las curvas de par y potencia no coinciden es decir, aquel régimen que me da una potencia máxima no es el mismo que me da el par más elevado.

En nuestro caso, las revoluciones que generan los máximos son:

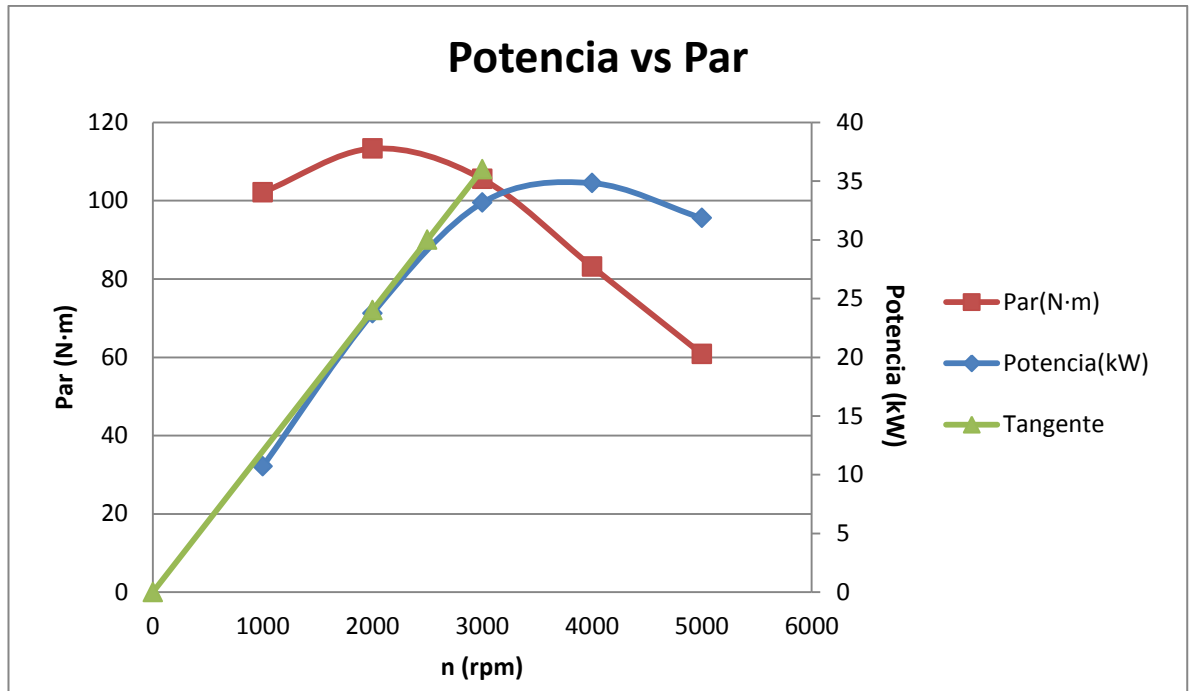
- Máxima Potencia → $n=4000\text{rpm}$
- Máximo Par → $n=2000\text{rpm}$

Se representan en la siguiente gráfica ambas variables en una misma imagen:



Gráfica 3.17.- Curvas de par y potencia

El máximo de la curva de potencia se presenta a regímenes de giro mayores que el máximo de la curva de par, ubicado en el punto de tangencia de la curva de potencia con una recta trazada desde el origen de coordenadas [2] (Gráfica 3.18.)

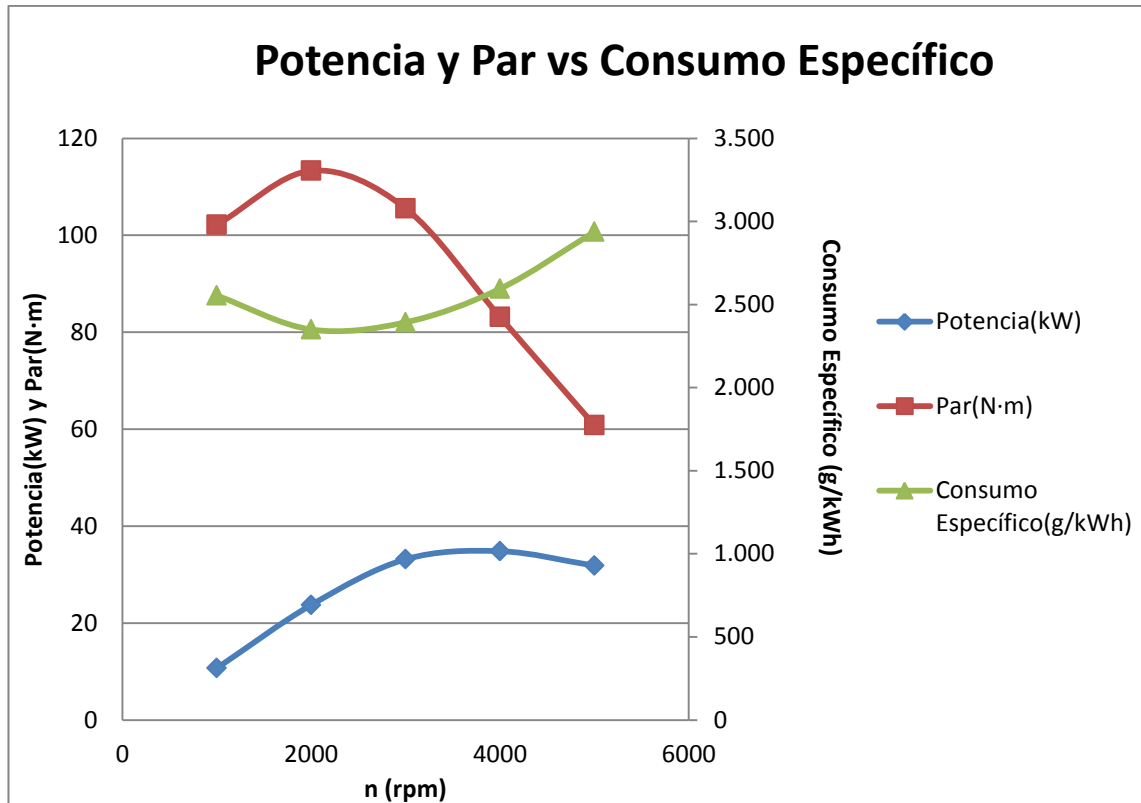


Gráfica 3.18.- Curvas par, potencia y tangente

Una vez descrito todo esto de las curvas de par y potencia, se graficarán ambas junto con la curva del consumo específico.

Cuando se habla de consumo específico se hace referencia a la relación que existe entre la masa de combustible consumida y la potencia entregada. Suele medirse en (g/kW h).

El consumo específico tendrá un mínimo en aquel punto en el cual el aprovechamiento de energía sea máximo. Este punto de mínimo consumo coincide, por esa razón, con el de máximo par. En la Gráfica 3.19. se puede observar como ocurre este hecho descrito.



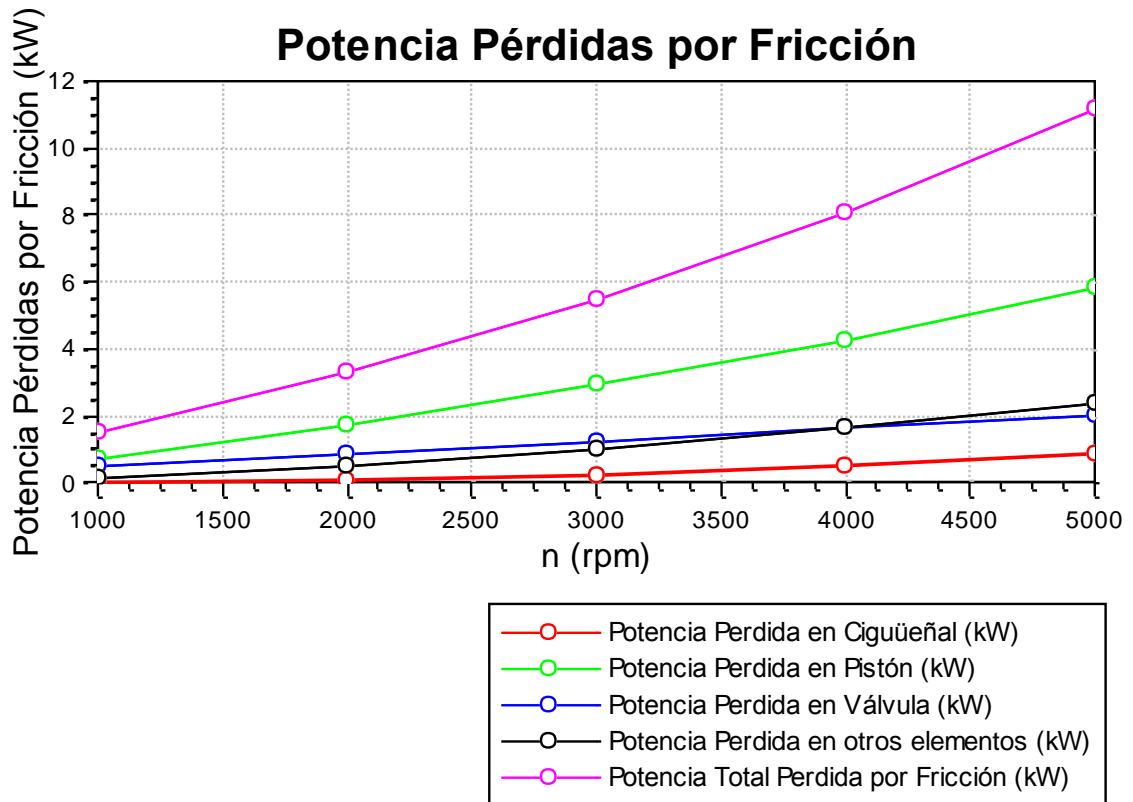
Gráfica 3.19.- Curvas par, potencia y consumo específico

En esta gráfica se representan en el eje horizontal las revoluciones a las que está girando el motor mientras que, en los ejes verticales tenemos distribuidas tres propiedades. En el vertical izquierdo se representan tanto el par como la potencia y, hay que señalar, que la potencia tiene valores más bajos que el par debido a que está graficada en kW pero la forma sigue coincidiendo con las curvas típicas de par y potencia. En el otro eje vertical se ha representado el consumo específico que se da en el motor y, tal y como se quería apreciar, el mínimo consumo se da aproximadamente a las mismas revoluciones que el máximo par.

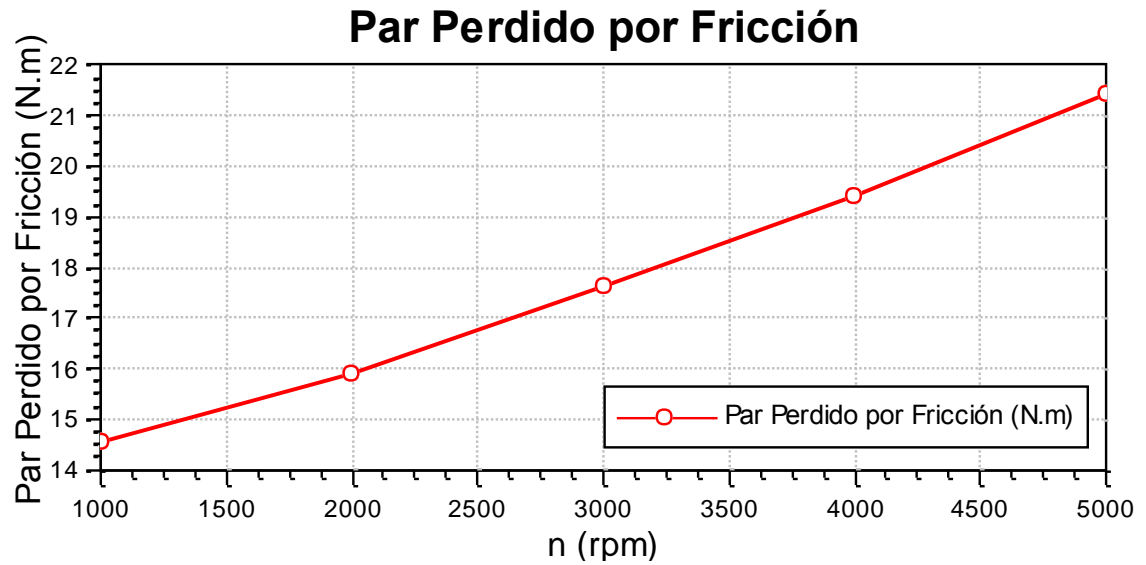
Un aspecto a señalar del consumo específico es su orden de magnitud. En este caso, ya que se trata de un combustible con menor potencia calorífica, estos consumos serán mayores que, por ejemplo, los consumos de gasolina.

Por último, en lo que a potencia y par se refiere, se tratará el tema de las pérdidas. A pesar de que ambas gráficas, par y potencia, crecían hasta un límite para luego disminuir, esto no ocurre con sus pérdidas ya que, como es lógico pensar, cuanto más se revolucione el motor más pérdidas se ocasionarán. El aumento de pérdidas por fricción en función del régimen de giro se debe a que el rozamiento entre piezas móviles se ve incrementado por la velocidad por tanto, la fricción se producirá en más ocasiones cuando el motor va a 5000 revoluciones que cuando funciona a 1000.

Este aumento se comprueba en la *Gráfica 3.20.* y *Gráfica 3.21.*, en las cuales se representan las potencias (*Gráfica 3.20.*) y el par (*Gráfica 3.21.*) perdidas por fricción frente a las revoluciones del motor. En todas ellas la forma de la gráfica es ascendente. Es lógico que esto suceda ya que cuando el motor aumenta sus revoluciones, las acciones que se están realizando en el interior de él se producen a una mayor velocidad lo que implicará un mayor rozamiento entre elementos mecánicos y con ello mayores pérdidas por fricción, tanto para la potencia como para el par.



Gráfica 3.20.- Potencia perdida por fricción en diversos elementos variando el régimen de giro



Gráfica 3.21.- Par perdido por fricción

3.3.5 RENDIMIENTOS

Siguiendo con la validación del modelo, se hablará de tres variables adimensionales imprescindibles en el estudio de un motor de combustión interna, los rendimientos. En este caso se han representado tres de ellos:

- Rendimiento Indicado
- Rendimiento Mecánico
- Rendimiento Efectivo

Antes de hablar de cada uno de ellos se va a presentar una gráfica (Figura 3.6.) teórica en la cual están representados los tres rendimientos. En esta imagen figuran las curvas de los tres rendimientos en función con la velocidad lineal media que, posee una relación directa con las revoluciones del motor. Esta relación viene determinada con la siguiente ecuación:

$$C_m = 2 S n \quad \text{Ecuación 3.1.}$$

Donde “S” es la carrera del cilindro que se mantiene constante y “n” son las revoluciones del motor.

Por lo tanto, para que la comparativa sea más precisa se graficarán las curvas extraídas de la simulación en función de esta velocidad media, en vez de en revoluciones por minuto, de tal forma que los puntos simulados en cuanto a velocidad pasan a ser:

n (rpm)	C_m (m/s)
1000	2,96
2000	5,92
3000	8,88
4000	11,84
5000	14,8

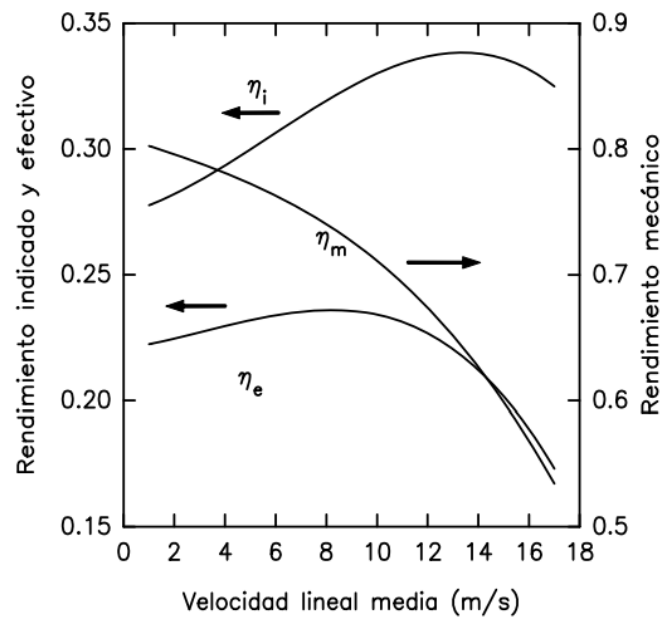


Figura 3.6.- Curvas rendimientos [4]

Una vez presentada esta gráfica se procede al estudio de cada uno de los rendimientos para poder concluir con la comparativa teórico-real.

I. Rendimiento Indicado

Se trata de la relación entre la potencia indicada desarrollada por el motor y la potencia térmica del combustible:

$$\eta_i = \frac{N_i}{\dot{m}_f PCI}$$

Ecuación 3.2.

Donde:

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

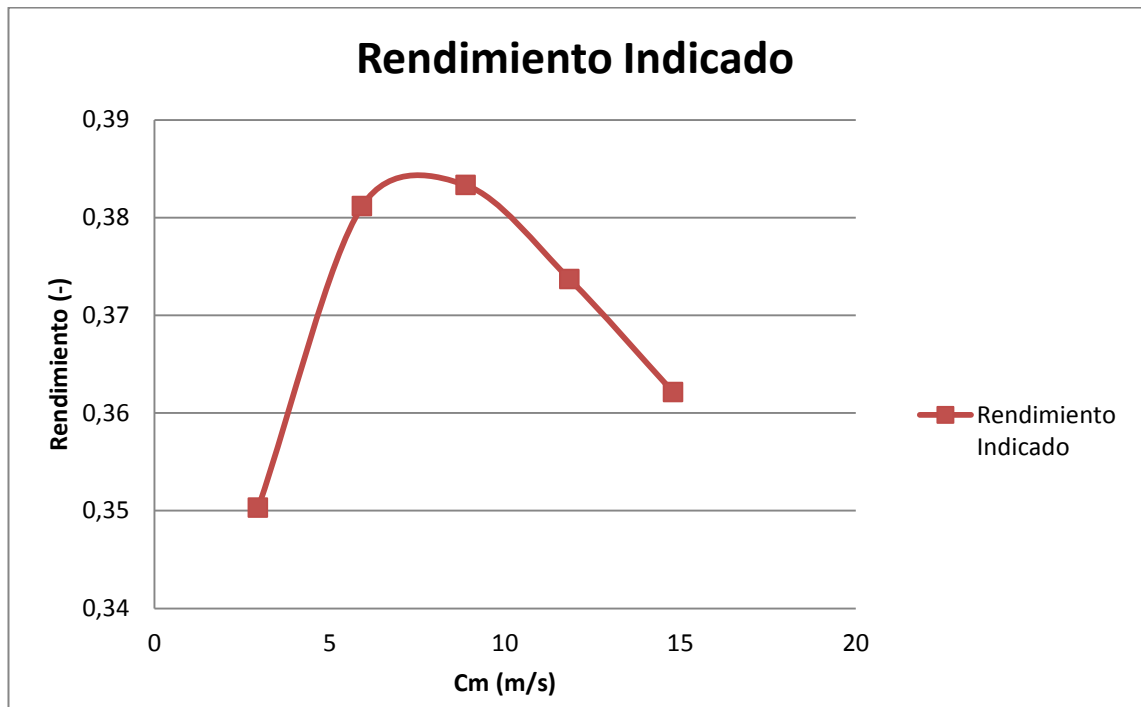
- N_i = Potencia indicada del motor
- \dot{m}_f = Flujo de combustible
- PCI = Poder calorífico inferior del combustible

Tanto la potencia como el flujo dependerán del régimen de giro pero, el poder calorífico es constante ya que sólo depende del tipo de combustible. En este caso: $PCI = 4582.94 \text{ kJ/kg}$

Se presentan los resultados en función de la velocidad lineal media en la siguiente tabla:

C_m (m/s)	N_i (kW)	\dot{m}_f (kg/seg)	$\dot{m}_f * H_c$	η_i
2,96	12,221	0,00761255	34,888	0,351
5,92	27,058	0,0154905	70,992	0,381
8,88	38,693	0,0220254	100,941	0,383
11,84	42,963	0,0250859	114,967	0,374
14,8	43,092	0,0259656	118,999	0,362

Se obtiene la siguiente Gráfica 3.22.:



Gráfica 3.22.- Curva de rendimiento indicado

Las variaciones que se producen en el rendimiento indicado en función del régimen de giro son muy bajas. Entre el máximo y el mínimo tan sólo existe una diferencia de 0.03. Sin embargo, si nos fijamos en la *Figura 3.6.* se aprecia como esta oscilación es de la misma magnitud. A pesar de esta similitud, en este caso el crecimiento de la curva tiene lugar a cabo a velocidades más bajas de tal forma que el descenso se produce antes que en el caso teórico.

II. Rendimiento mecánico

El rendimiento mecánico se encarga de cuantificar las pérdidas del motor ya que es la variable encargada de relacionar la potencia indicada con la efectiva, o lo que es lo mismo:

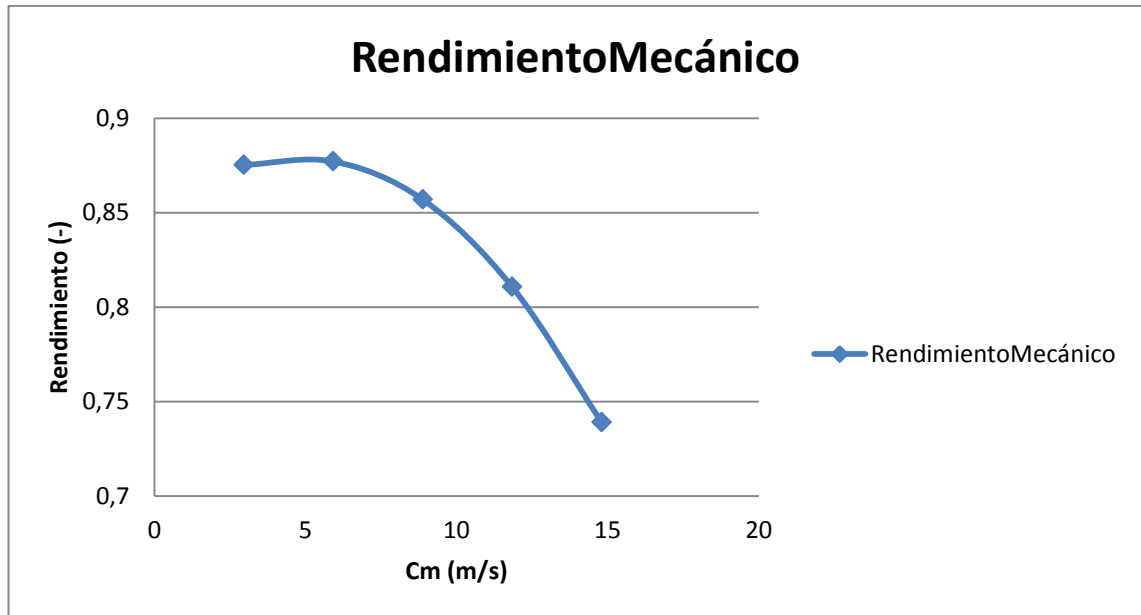
$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}}$$

Ecuación 3.3.

Para graficar la variación de esta variable en función del régimen de giro se realiza la siguiente tabla:

C_m (m/s)	p_{mi} (bar)	p_{me} (bar)	η_m
2,96	5,835	6,666	0,875
5,92	6,473	7,380	0,877
8,88	6,030	7,035	0,857
11,84	4,750	5,860	0,811
14,8	3,475	4,701	0,739

Representamos el rendimiento indicado en función del régimen de giro en la *Gráfica 3.23.*



Gráfica 3.23.- Curva de rendimiento indicado

Tal y como se observa, el rendimiento mecánico decrece con el régimen de giro. Que esto sea así es debido a que, a pesar de que cuando aumentan las revoluciones el combustible es mayor, el llenado del cilindro no es completo debido a las altas velocidades o lo que es lo mismo, el tiempo disponible para el llenado es menor. Esto se ha explicado con el par del motor y, es que la presión media efectiva no es nada más que un parámetro que depende, de manera proporcional, del par efectivo:

$$p_{me} = \frac{2\pi N_e}{V_T i}$$

Ecuación 3.4.

Por tanto, el rendimiento mecánico alcanza un máximo en el mismo régimen que el par máximo, para luego descender.

III. Rendimiento Efectivo

El rendimiento efectivo está íntimamente relacionado con los otros dos ya que éste es el producto de ambos:

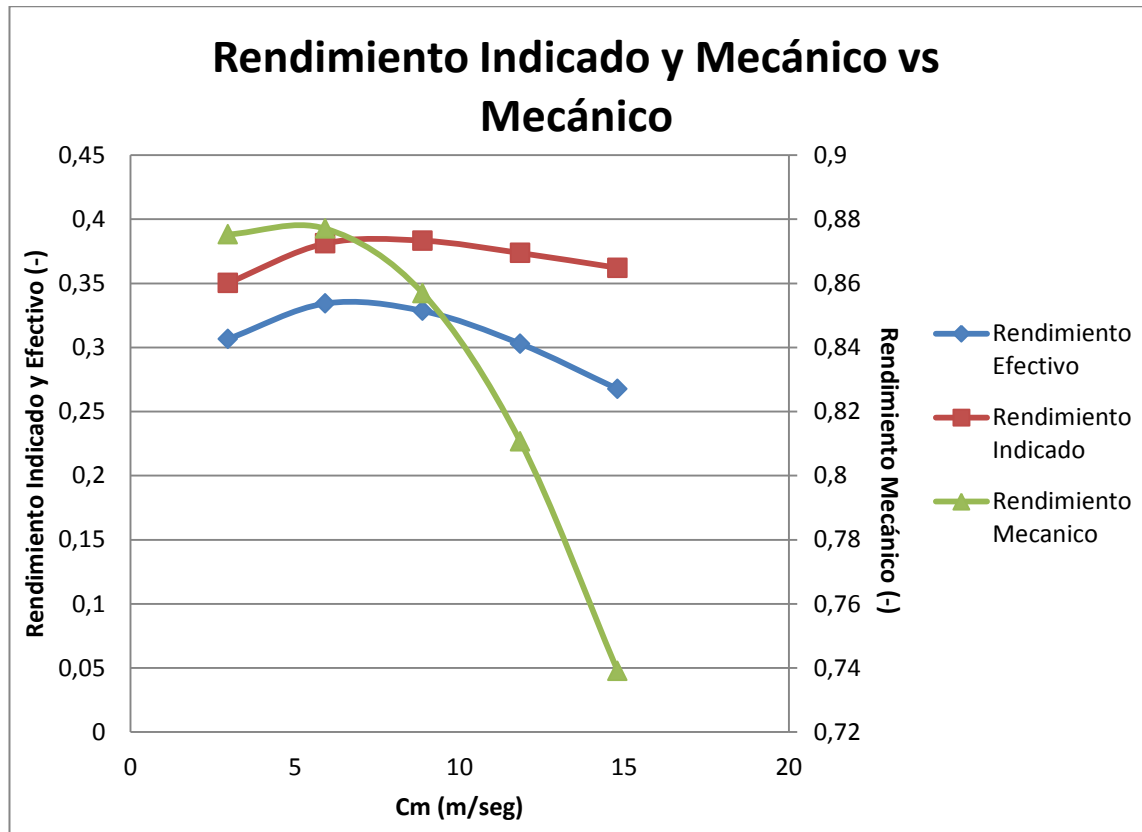
$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m$$

Ecuación 3.5.

A la hora de optimizar este rendimiento efectivo se tendrán que mejorar aspectos de diferentes “orígenes”, es decir, se mejorará el rendimiento indicado o lo que es lo mismo, el trabajo indicado. Esto se consigue

mejorando los procesos termodinámicos del ciclo de trabajo. Por otra parte se deberá incrementar el rendimiento mecánico es decir, reducir pérdidas entre el trabajo que transfieren los gases al pistón (W_i) y el trabajo mecánico disponible en el cigüeñal (W_i).

Para representar los tres rendimientos en una misma gráfica se situarán en un eje el rendimiento indicado y el efectivo y, en el otro eje vertical, el rendimiento mecánico. Se muestra en la *Gráfica 3.24*.



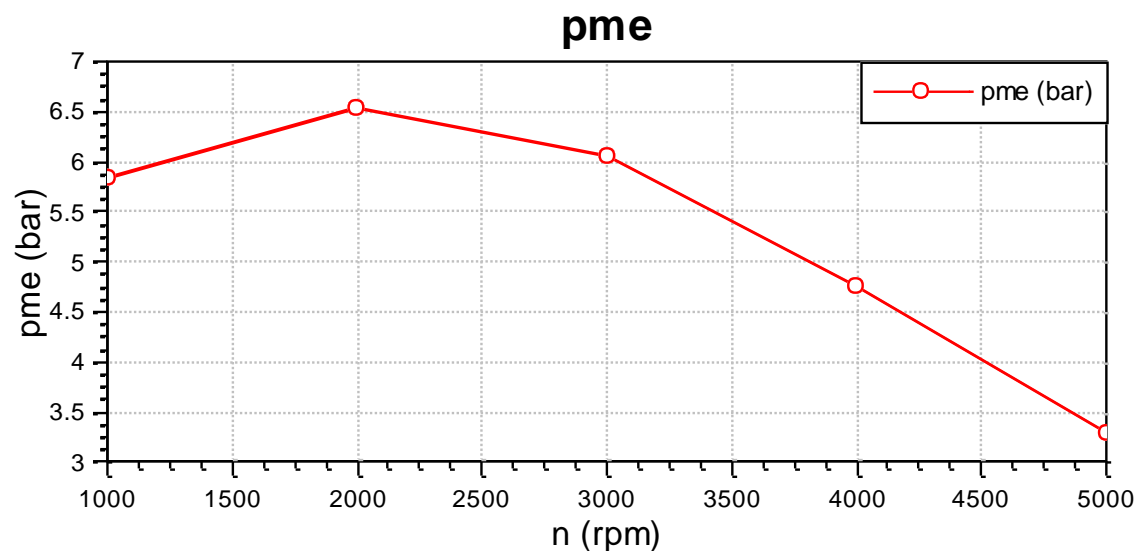
Gráfica 3.24.- Curva de rendimiento indicado

La forma de curva que tiene el rendimiento mecánico limita mucho a la del rendimiento efectivo. Si comparamos la variación de valores entre el rendimiento indicado y el mecánico, se observa claramente como el que más cambia es el mecánico, manteniéndose prácticamente constante el indicado (en un rango de 12m/s tan sólo cambia entre 0.35 y 0.4). El comportamiento de rápido descenso a altas velocidades del rendimiento mecánico limita la forma de la curva del rendimiento efectivo.

3.3.6 PRESIONES MEDIAS

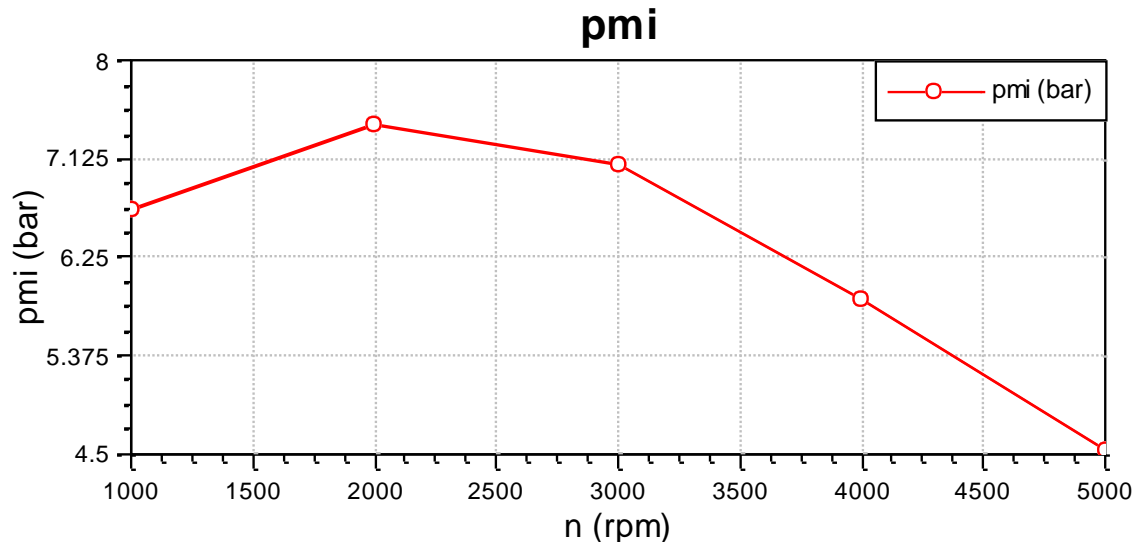
Anteriormente, cuando se ha hablado del rendimiento mecánico, se ha tratado la variable “Presión Media Indicada (pme)” pero, no se han graficado los resultados en ningún momento.

Tal y como se había descrito, esta presión generará una curva creciente hasta un máximo para luego descender en función del régimen de giro que, se puede ver en la *Gráfica 3.25*. Toma esta forma debido a que esta presión no es nada más que el propio par motor generado.



Gráfica 3.25.- Presión media efectiva variando el régimen de giro

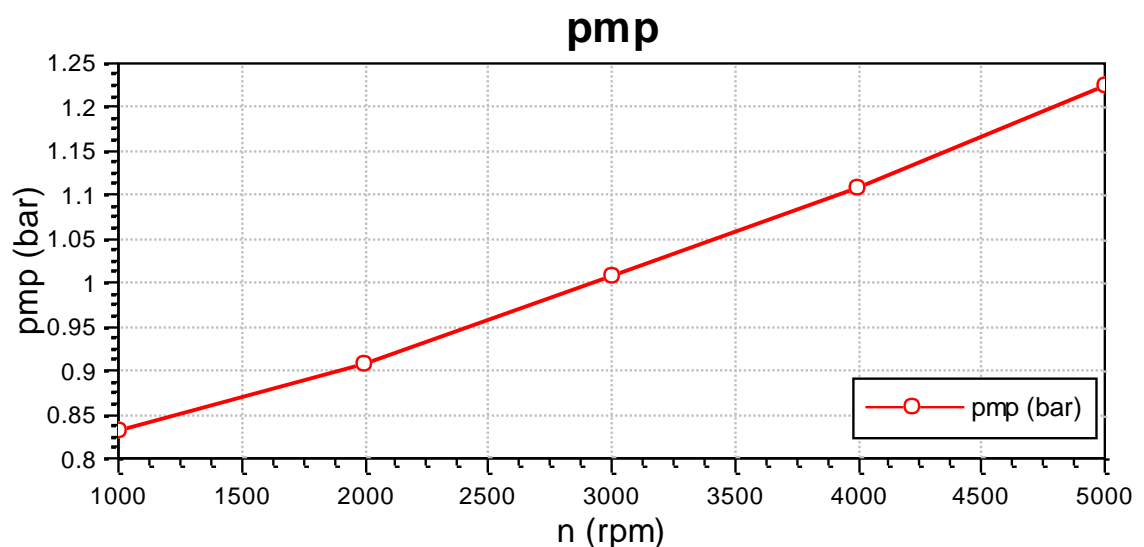
Esto mismo ocurre con la “Presión Media Indicada” ya que ésta representa aquella presión que durante una carrera realiza un trabajo igual al producido en las carreras de expansión y escape. Por tanto, si el cilindro, después de un máximo, no llega a llenarse del todo, hará menos trabajo, lo que implica que la presión media indicada también sea menor. La *Gráfica 3.26*. muestra como esta variable toma la misma forma que la anterior:



Gráfica 3.26.- Presión media indicada variando el régimen de giro

Hasta este punto se ha comprobado como las dos gráficas de presión toman la misma forma pero se desconoce la forma que toma la gráfica de presión media de pérdidas.

Cuando se estaba hablando de las pérdidas de par se ha mostrado una gráfica en la cual se veían estas pérdidas y la curva que las representaban era ascendente en función de las revoluciones del motor. Esto mismo ocurre con la presión media de pérdidas (pmp) ya que, al igual que la presión media efectiva estaba ligada con el par efectivo, estas presiones lo están con las pérdidas del par. En la siguiente Gráfica 3.27. se puede comprobar:



Gráfica 3.27.- Presión media de pérdidas variando el régimen de giro

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN
UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

Para verificarr que estos resultados son correctos, se expresa en una tabla la diferencia entre “p_{mi}” y “p_{me}”, comprobando que resultan los mismos valores que lo generados por la *Gráfica 3.27.*:

n(rpm)	p _{mi} (bar)	p _{me} (bar)	p _{mp} =p _{mi} -p _{mp} (bar)	p _{mp_grafica} (bar)	diferencia
1000	6,67	5,84	0,83	0,83	0
2000	7,45	6,54	0,91	0,91	0
3000	7,07	6,07	1	1	0
4000	5,88	4,77	1,11	1,1	0
5000	4,53	3,3	1,23	1,22	0,01

Como se observa está todo correcto y es que, las pérdidas aumentan siempre en función del régimen de giro, ya sea para la potencia, para el par o para la presión media.

3.4 COMENTARIOS A CERCA DE LOS RESULTADOS

A pesar de haber encontrado problemas a lo largo del proceso de modelado y de la simulación, se ha conseguido reproducir correctamente el motor físico objeto de estudio.

Por una parte se ha validado que la potencia que estaba generando el motor simulado era la misma que la potencia real, con menos de un 0.1% de diferencia entre ambos valores.

A mayores se ha comprobado como las curvas de rendimiento indicado, mecánico y efectivo se adaptaban a aquellas típicas de un motor de estas características.

En cuanto a la relación aire combustible que se genera en cada uno de los cilindros se ha observado como existen pequeñas variaciones entre ellos, con una diferencia de 2.63% entre los valores más distantes. Sin embargo, como se ha podido verificar, esta diferencia no genera ningún problema en las prestaciones del motor.

Con esto y con otros parámetros queda comprobado que el motor modelado se adapta al modelo real implantado en la planta de gasificación.

En el siguiente capítulo se realizarán una serie de estudios que permiten obtener soluciones para conseguir una mayor potencia generada por el motor.

CAPÍTULO 4

OPTIMIZACIÓN DE LA POTENCIA

4. OPTIMIZACIÓN DE LA POTENCIA

4.1 INTRODUCCIÓN

Una vez se ha validado la potencia generada en el motor simulado, se pretende aprovechar su valor. Para ello, se muestran en el presente capítulo una serie de soluciones que permiten obtener mejores potencias.

En concreto, se estudiará que sucede con esta variable cuando se adelanta o retrasa la apertura y cierre de válvulas. Esta solución se plantea debido a que implica un mejor llenado de los cilindros o, lo que es lo mismo, un mejor rendimiento volumétrico.

A pesar de ser un objetivo el mejorar el rendimiento volumétrico para conseguir una mejora de la potencia, existen otras soluciones que conllevan a esa mejora como son la de un cambio en el régimen de giro o disminuir la diferencia de presiones que se genera en la instalación.

Para terminar, se mostrarán los resultados de las soluciones, hallando así la solución más óptima.

4.2 ANTECEDENTES

En el capítulo 1 se ha señalado la relación que existía entre la potencia y el rendimiento volumétrico por tanto, a continuación se detallarán una serie de medidas típicas a la hora de optimizar el rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico influye notablemente en las prestaciones de cualquier motor ya que, cuanto más flujo de aire entre en los cilindros, más cantidad de combustible entrará, lo que implica una mayor potencia ya que se quemará más mezcla.

Es obvio que la masa que entre en los cilindros será menor que la teórica pero, ¿por qué no llegan a llenarse al completo de sus posibilidades?

- a) Contrapresión en el escape. Se debe a que al final de la fase de escape los gases residuales se hallan a una presión superior a la del ambiente por lo que se expanden durante la primera parte de la fase de admisión, obstaculizando con ello la introducción de la carga fresca.
- b) Resistencia al flujo, ya sea por los conductos que haya a su paso, por un carburador, por las válvulas...
- c) Disminuye la densidad de la carga. Esto se debe a un aumento de la temperatura en la mezcla fresca debido a que las paredes, los conductos, el cilindro y los gases residuales ceden calor.

Estas serían las tres razones principales, que no únicas, que hacen que la masa real de los cilindros no sea la teórica de un ciclo. Sin embargo, el valor del rendimiento volumétrico se puede aumentar “tocando” más de un parámetro del motor [4]:

- Aumentar las secciones de los conductos y los diámetros de las válvulas, con el fin de reducir la velocidad de los gases (menos pérdidas)
- Adelantar la apertura de las válvulas de admisión, lo cual mejorará el vaciado de gases quemados del cilindro. Cuando el pistón está al final de la carrera de escape existe un efecto de succión por parte del colector de escape y, es en ese momento, en el cual se aprovecha para abrir la admisión y que entren los gases frescos y salgan los quemados.
- Retrasar el cierre de la válvula de admisión para aprovechar la inercia del fluido en el conducto de admisión. Con esto se aumentará la cantidad introducida en el cilindro.

- Adelantar la apertura del escape. Con este adelantamiento se consigue una disminución de la contrapresión con lo que la expansión de los gases quemados en la primera fase de la admisión será menor es decir, entrará más mezcla fresca.
- Retrasar el cierre de la válvula de escape disminuye los residuales en el cilindro.
- La geometría del colector de admisión es un aspecto importante para el rendimiento volumétrico. Cuanto más estrechos y largos sean los colectores mayores serán los efectos dinámicos en ellos, es decir, más velocidad llevará el gas. Esto conlleva unas pérdidas de carga en el colector es decir, el llenado real será menor y con ello el rendimiento volumétrico.
- El rendimiento varía con el régimen de giro del motor debido a que el fluido encuentra más resistencia al atravesar los conductos cuanto esta velocidad es mayor. Por tanto no se debe exceder aumentan el régimen de giro ya que disminuye el rendimiento volumétrico.
- El aumento de la temperatura de referencia provoca una ambigüedad en el rendimiento volumétrico es decir, su aumento implica un incremento en el rendimiento debido a que disminuye la transmisión de calor durante la admisión. Sin embargo, la masa de aire real que entra en el cilindro es menor ya que como el aire está más caliente ocupa mayor espacio. A pesar de esto, la influencia de la temperatura en el llenado es pequeña.

4.3 VARIACIÓN EN EL ADELANTO/RETRASO APERTURA DE VÁLVULAS

El adelanto y retraso de la apertura y cierre de válvulas es un factor muy importante ya que afecta al llenado del cilindro. Como se ha señalado anteriormente lo que se pretende conseguir es un mejor llenado ya que con ello el rendimiento volumétrico se ve incrementado.

Una manera de obtener este incremento es la de variando el adelanto o retrasando la apertura y el cierre de válvulas pero, antes de estudiar cómo hacerlo se ha de presentar los elementos del motor que están involucrados en este cambio. Por esa razón, a continuación se define lo que es un sistema de distribución de un motor.

El sistema de distribución de un motor de combustión interna alternativo agrupa todos los elementos mecánicos que permiten la apertura y el cierre de las válvulas. Este sistema debe estar sincronizado a su vez con el movimiento del cigüeñal, o lo que es lo mismo, con el movimiento vertical del pistón pero, el sistema de distribución completa un giro cada dos vueltas del motor ya que el árbol de levas gira a la mitad de revoluciones que el cigüeñal.[4] A continuación se muestra una imagen del sistema de distribución en el cual se aprecia los elementos que lo conforman (*Figura 4.1*):

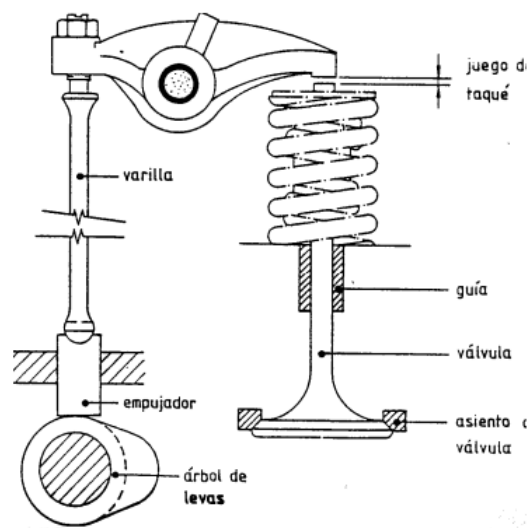


Figura 4.1.- Sistema de distribución [4]

Con esta presentación de esta parte del motor lo que se pretende destacar es el árbol de levas. En el caso de del motor que se está modelando tan sólo

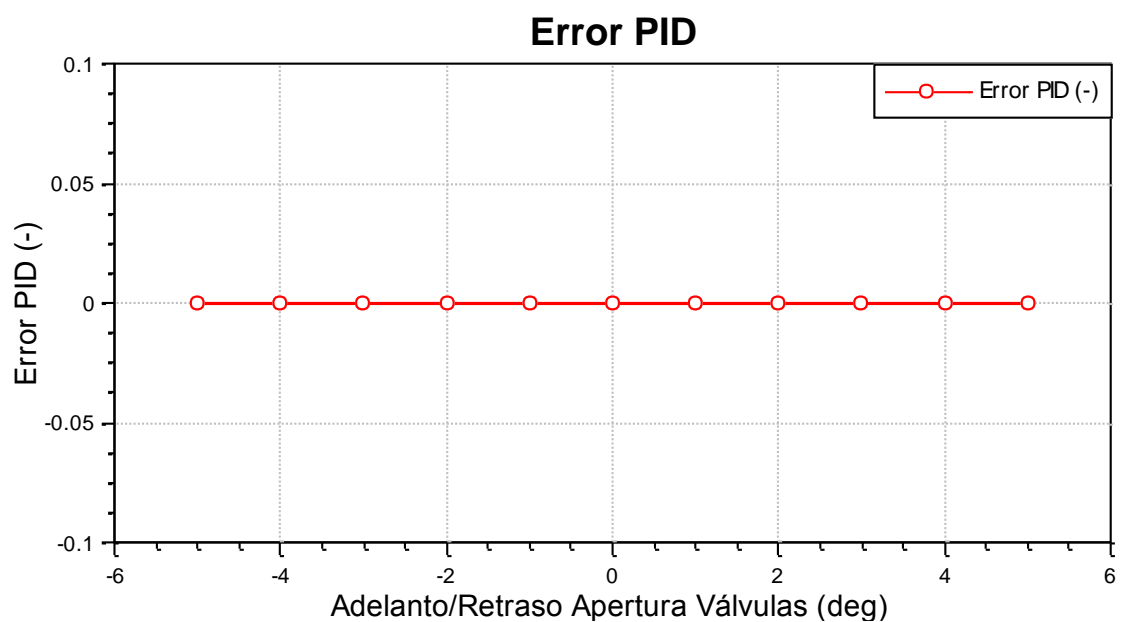
posee un árbol el cual, se encarga tanto de las válvulas de admisión como de las válvulas de escape. Este hecho es de gran importancia para el estudio de la apertura y cierre de válvulas ya que el ángulo asignado para la apertura de una válvula debe ser el mismo que para el cierre de esta misma.

Cuando sólo existe un árbol de levas la limitación en cuanto a la variación del grado de adelanto y retraso de las válvulas es mayor ya que no se puede combinar el que exista un adelanto en la apertura de la válvula de admisión con un retraso en el cierre de esta misma válvula.

Por lo tanto, para mejorar el llenado del cilindro, o lo que es lo mismo, optimizar el rendimiento volumétrico, se realizará un experimento en la simulación en el cual se variará el ángulo de apertura y cierre de las válvulas desde valores negativos (adelanto) a valores positivos (retraso). El rango estudiado es de [-5, 5] grados.

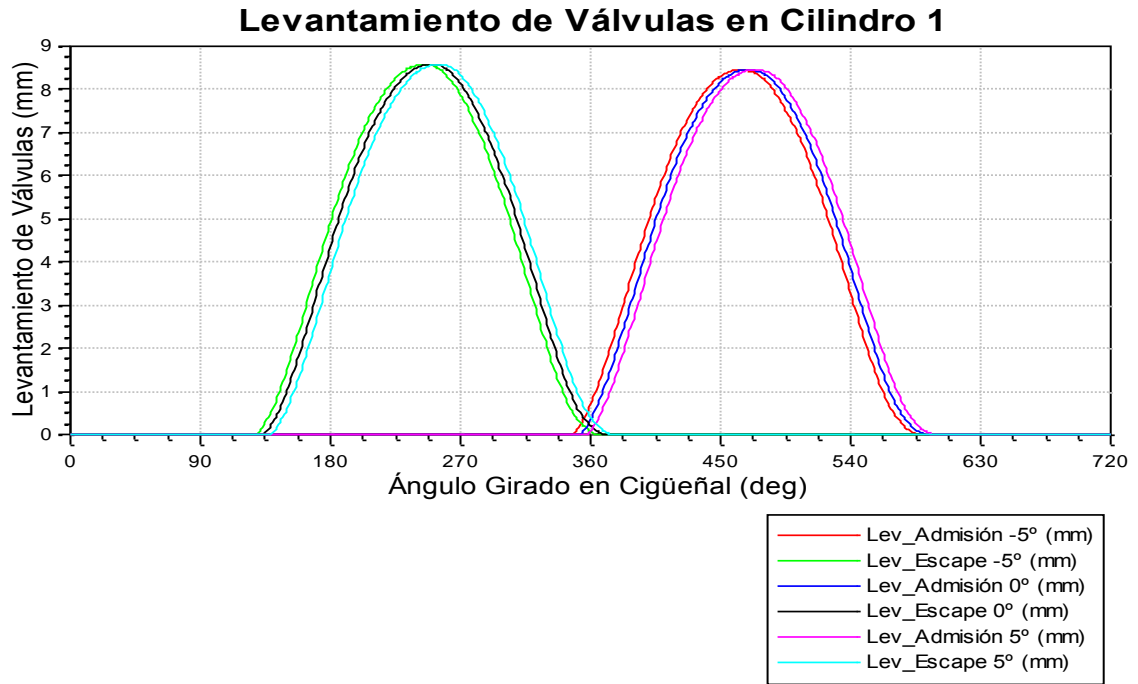
Después de la simulación se presentarán los resultados estudiando cual es la mejor solución, si adelantar tanto la apertura como el cierre de las válvulas o retrasar estas mismas.

Para comprobar que la simulación se ha realizado correctamente, lo primero que obtendremos son los resultados del error ocasionado en el PID ya que puede darse, al igual que ocurría con bajos regímenes de giro, que alguno de los valores que va tomando el programa no consiga estabilizarse a lo largo de los ciclos. Realizada esta comprobación se llegó a que el PID no producía ningún error en ninguno de los grados asignados (*Gráfica 4.1*):



Gráfica 4.1.- Error generado en PID al cambiar la apertura y cierre de las válvulas

Se realiza una comprobación a mayores que la del error en el PID y es la de presentar en una gráfica los levantamientos de las válvulas para comprobar así como se produce el adelanto y retraso con respecto a la situación inicial. Se han graficado tres situaciones de las once simuladas: 5 grados de adelanto y retraso y situación inicial (0°)



Gráfica 4.2.- Levantamiento de válvulas variando el ángulo de apertura y cierre en cilindro 1 (PMS=0°)

Una vez realizadas estas comprobaciones se procede al estudio de los resultados.

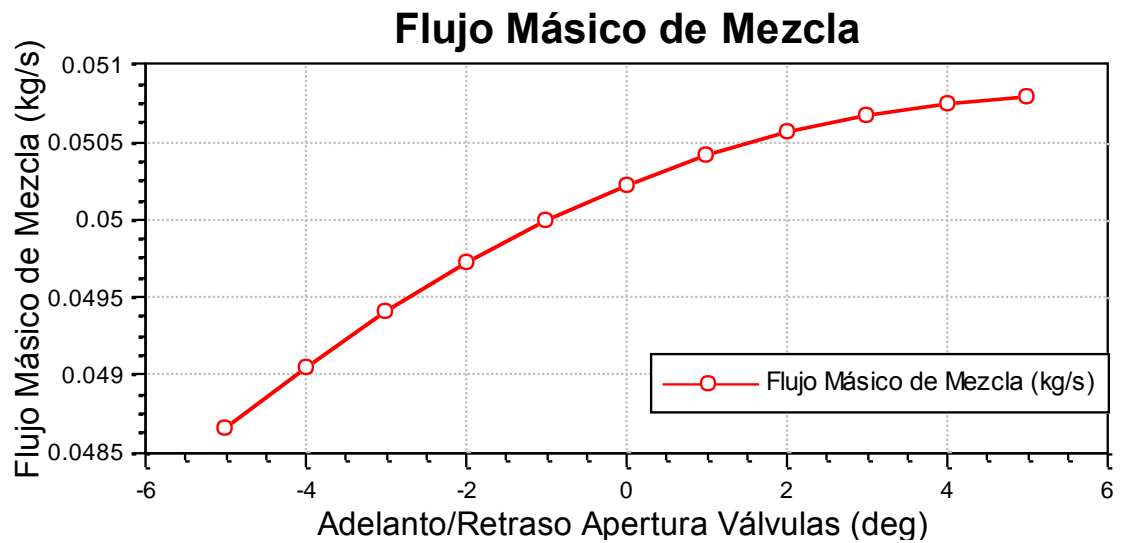
La variable que se quiere representar en función del ángulo de adelanto y retraso es el rendimiento volumétrico pero, éste no es un dato que se obtenga directamente de los resultados de la simulación. Sin embargo, de estos resultados sí que se obtiene tanto el flujo que pasa por el punto de referencia elegido para el cálculo del rendimiento volumétrico como la densidad de éste mismo. Estas dos variables son necesarias debido a que:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{mezcla}}{\rho_{im} V_T n i}$$

Ecuación 4.1.

Por tanto, se representan en gráficas:

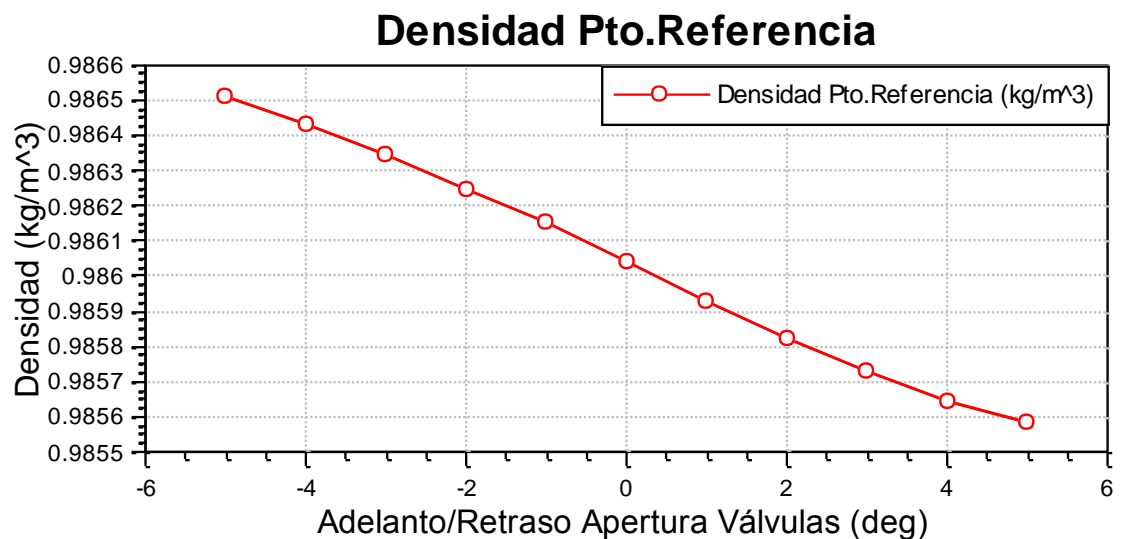
- Flujo Másico



Gráfica 4.3.- Flujo másico en el punto de referencia del rendimiento volumétrico variando el adelanto/retraso de la apertura/cierre de las válvulas de admisión y escape

El flujo másico de la mezcla que se está midiendo en el punto de referencia del rendimiento volumétrico aumenta en función del ángulo de adelanto y retraso impuesto en el modelo.

- Densidad



Gráfica 4.4.- Densidad del flujo en el punto de referencia del rendimiento volumétrico variando el adelanto/retraso de la apertura/cierre de las válvulas de admisión y escape

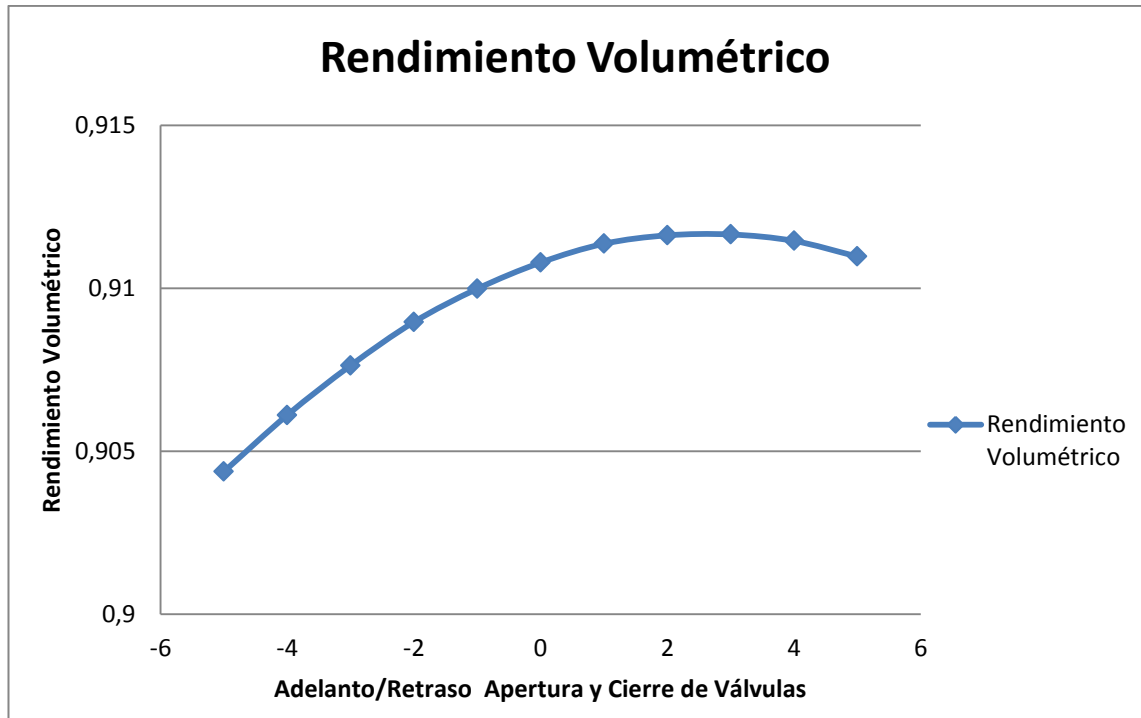
En este caso la curva toma una forma contraria a la del flujo másico ya que desciende según aumenta el ángulo. Esto sucede así debido a que tanto la presión como la temperatura en ese punto descienden.

Si se comparan las diferencias en valores del flujo másico y densidad se observa como la densidad apenas varía entre su máximo y mínimo, diferencia del 1×10^3 , pero el flujo másico cambia notablemente su valor. Esto indica que el rendimiento volumétrico cambiará debido al flujo ya que los otros parámetros que no son la densidad permanecen constantes.

Vt (m ³)	0,002237
n (rev/s)	50
i (-)	0,5

Grado Adelanto/Retraso (°)	Densidad (kg/m ³)	Flujo másico (kg/s)	Rendimiento Volumétrico $\eta_v(-)$
-5	0,986509	0,0486644	0,882072594
-4	0,986433	0,0490507	0,889143021
-3	0,986347	0,0494048	0,895639883
-2	0,98625	0,0497206	0,901453547
-1	0,986155	0,0499925	0,906470513
0	0,986044	0,0502251	0,910790564
1	0,985931	0,0504158	0,914353535
2	0,985824	0,0505632	0,917126351
3	0,985732	0,050673	0,91920371
4	0,985649	0,0507458	0,920601811
5	0,985584	0,0507878	0,921424516

Estos datos generan la siguiente gráfica de rendimiento volumétrico (*Gráfica 4.5.*):



Gráfica 4.5.- Rendimiento volumétrico variando el adelanto/retraso de la apertura/cierre de las válvulas de admisión y escape

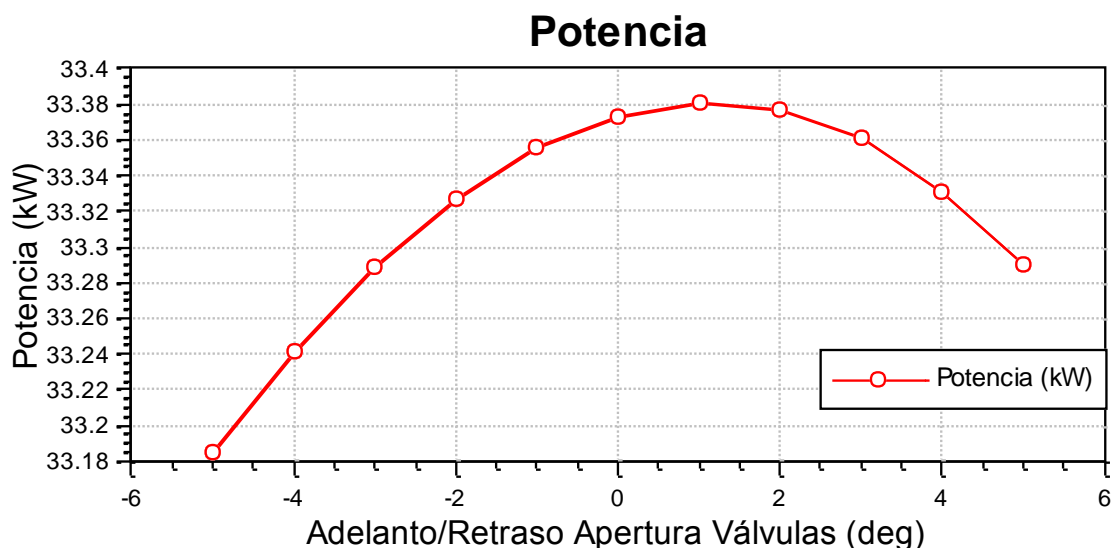
El rendimiento volumétrico toma una forma ascendente de tal forma que se produce el máximo en 3 grados de retraso en la apertura de las válvulas de admisión y escape y otros 3 en el cierre de estas mismas.

De la forma que toma esta curva se sacan las siguientes conclusiones:

- El retraso en el cierre de admisión tiene más influencia que el adelanto de la apertura de escape. Esto indica que se consigue mejor rendimiento por parte del aprovechamiento de la inercia del fluido en el conducto de admisión que por parte de la disminución de la contrapresión, o lo que es lo mismo, que la expansión de los gases quemados en la primera fase de la admisión sea menor. A pesar de que esta disminución de expansión de gases quemados produzca un mejor llenado, el efecto de inercia es mayor que esta expansión.
- El retraso del cierre de las válvulas de escape disminuye los residuales en el interior del cilindro. Esta disminución aporta al hecho de que el rendimiento mejore con el retraso, a pesar de que el adelanto de la apertura de las válvulas de admisión mejoren el llenado del cilindro con mezcla fresca.

En conclusión, a pesar de que con el adelanto de la apertura de las válvulas de admisión y escape se consigan mejorar el llenado de los cilindros, tiene más influencia en el modelo el retraso en los cierres de estas mismas debido a que los valores más elevados se producen cuando, tanto la apertura como el cierre retrasan su valor. Sin embargo, no existe un límite en el retraso para el cual si se continúa aumentando su valor el rendimiento comienza a disminuir. Esto es debido a que en esos casos el retraso de las aperturas y cierres pasan a ser perjudiciales para el proceso de llenado en vez de beneficiosas.

El objetivo de aumentar el rendimiento volumétrico no es otro que el de aumentar la potencia por eso, a pesar de que el máximo valor del rendimiento se dé a 3 grados de retraso de la apertura y el cierre de las válvulas, no tiene por qué ser así para el caso de la potencia. En la *Gráfica 4.6.* se muestran los valores que va tomando la potencia en función del ángulo de adelanto/retraso.



Gráfica 4.6.- Potencia variando el adelanto/retraso de la apertura/cierre de las válvulas de admisión y escape

Como se observa, el máximo valor se da cuando las válvulas retrasan su apertura tan sólo 1 grado. A pesar de darse el punto óptimo del rendimiento volumétrico a 3 grados de retraso, el valor del ángulo que da la potencia óptima es un grado por tanto este será el resultado final del estudio.

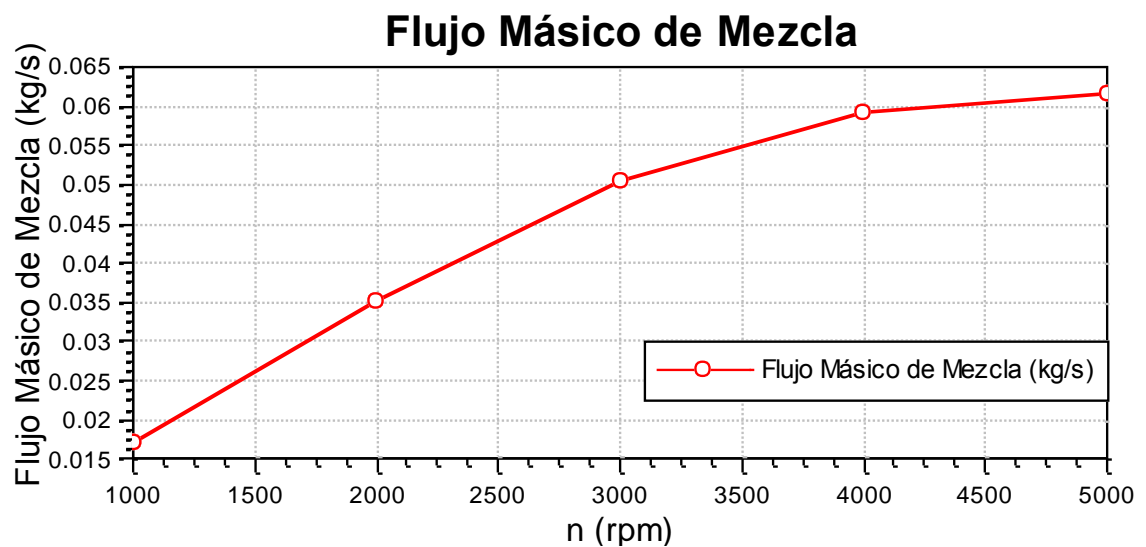
En conclusión, variar este ángulo del árbol de levas no supone una notable mejora en la potencia ya que tan sólo se consigue incrementar su valor un 0.03%.

4.4 VARIACIÓN EN EL REGIMEN DE GIRO

En el anterior capítulo se han descrito varios parámetros que varían con el régimen de giro del motor pero, en ningún momento se ha abordado el tema del rendimiento volumétrico. Es en este capítulo en el cual se observa cómo cambia la variable en función de las revoluciones del motor.

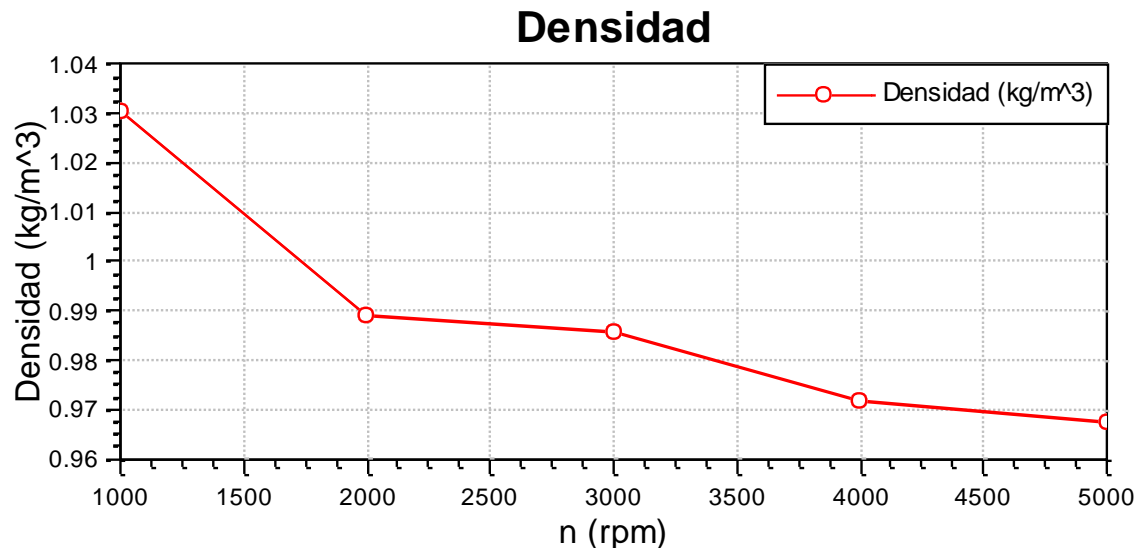
Se han de realizar los mismos cálculos que el punto 4.2 para obtener la gráfica del rendimiento volumétrico frente a las revoluciones.

- Flujo másico



Gráfica 4.7.- Flujo másico en el punto de referencia del rendimiento volumétrico variando el régimen de giro

- Densidad



Gráfica 4.8.- Densidad del flujo en el punto de referencia del rendimiento volumétrico variando el régimen de giro

Al igual que sucedía en el anterior apartado, el flujo de mezcla aumenta según o hacen las revoluciones pero la densidad disminuye en función de éstas.

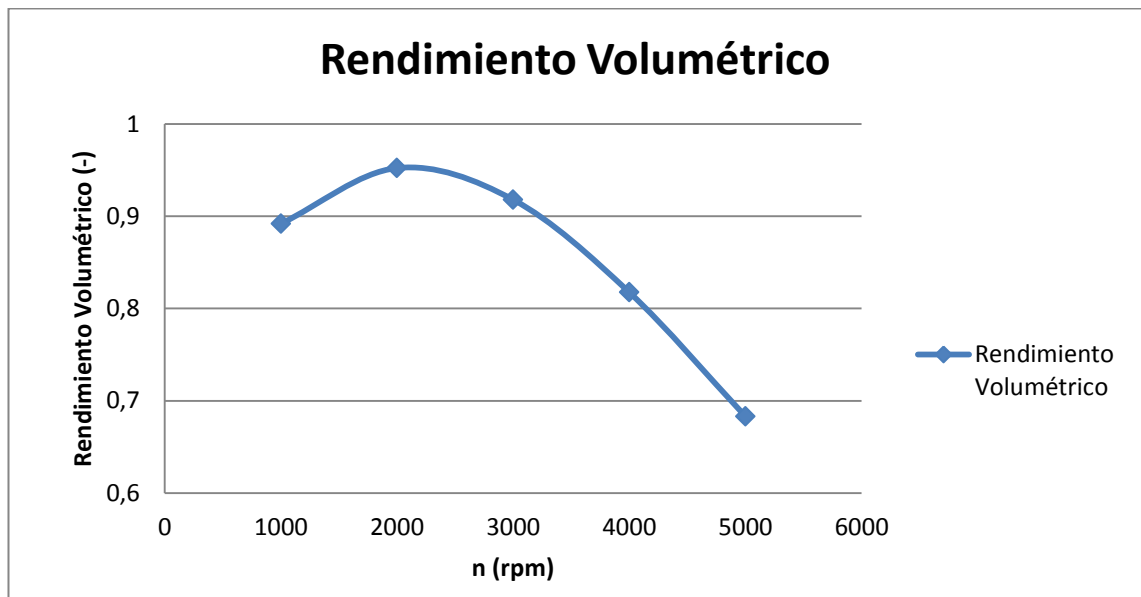
El flujo de mezcla que está pasando por los conductos cuando el motor está funcionando a 1000 revoluciones es bajo comparado con los siguientes valores pero, la densidad en este punto es elevada si se compara con los siguientes que varían entre ellos muy poco. Lo que se pretende decir con esto es que el primer punto puede que a la hora de representar el rendimiento volumétrico no se adapte a lo previsto.

El rendimiento volumétrico se ve influenciado por el régimen de manera inversa, es decir, cuanto más aumentan las revoluciones el rendimiento va tomando valores más bajos, desciende. Es lógico que esto suceda ya que cuando el régimen de giro aumenta el tiempo para el llenado disminuye y para desplazar el mismo volumen es necesario mayor velocidad de paso o mayor sección.

Los resultados de la simulación en lo que a rendimiento volumétrico se refiere son los siguientes mostrados en la Gráfica 4.9. y en la tabla adjunta

Vt (m³)	0,002237
i (-)	0,5

n (rpm)	n (rev/seg)	Densidad (kg/m ³)	Flujo másico (kg/s)	Rendimiento Volumétrico $\eta_v(-)$
1000	16,6666667	1,03063	0,0171376	0,89199513
2000	33,3333333	0,989089	0,0351165	0,95227223
3000	50	0,985837	0,0506093	0,91795042
4000	66,6666667	0,971784	0,0592425	0,81755862
5000	83,3333333	0,967343	0,0615877	0,68305984

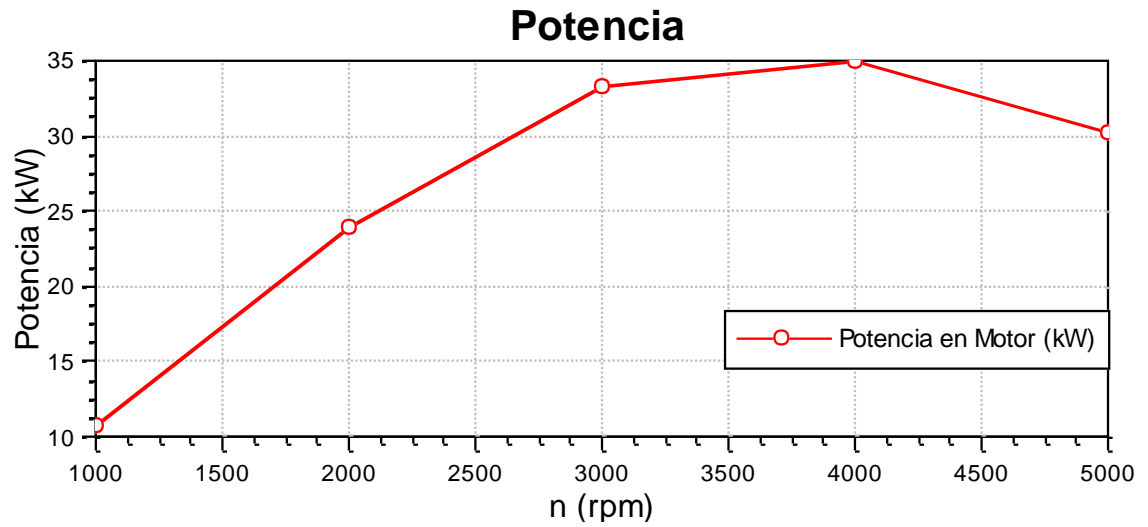


Gráfica 4.9.- Rendimiento volumétrico variando el régimen de giro

Tal y como se había supuesto, el punto de las 1000 revoluciones no se adapta a lo teórico. Esto es debido a que el flujo ahí es demasiado bajo y la densidad muy alta comparada con los demás puntos.

El punto más óptimo según el rendimiento volumétrico será por tanto cuando el motor funciona a 2000 revoluciones, sin embargo, habrá que contrarrestar este hecho con la potencia generada, comprobando así si los óptimos coinciden.

La potencia cambia con las revoluciones del motor tal y como se había visto en el apartado 3.3.4. de la siguiente manera:



Gráfica 4.10.- Potencia variando el régimen de giro

A pesar que el mejor rendimiento volumétrico se da en $n=2000$ rpm, la máxima potencia generada por el motor se da en $n=4000$ rpm, por tanto, este será el punto óptimo.

La mejora que se produce al trabajar a 4000 revoluciones en vez de a 3000 es de un 5%.

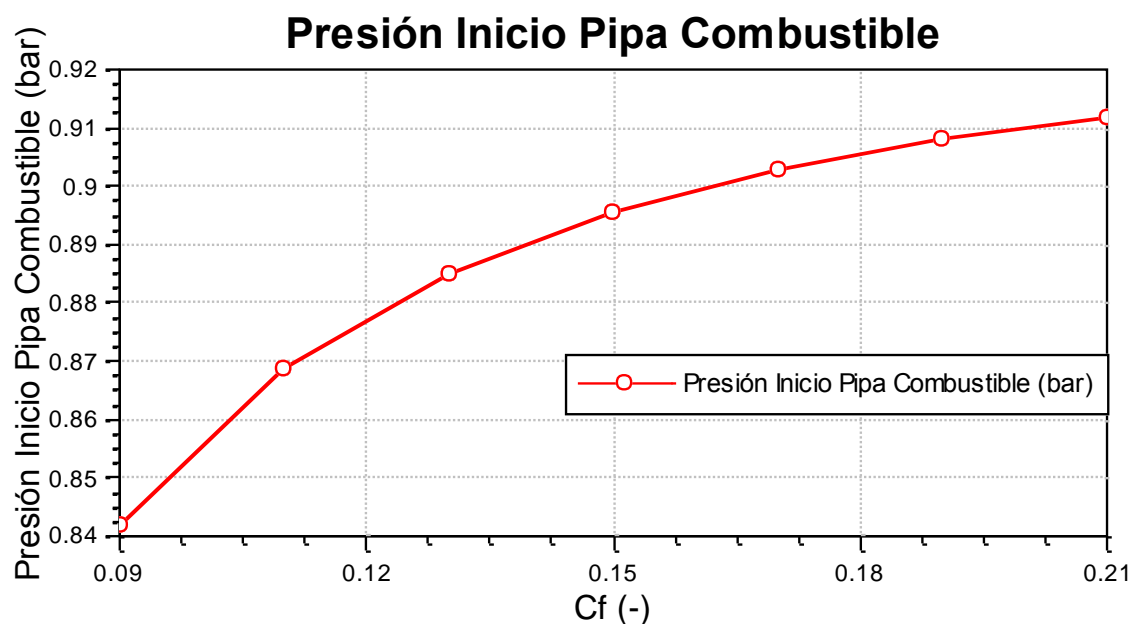
4.5 VARIACIÓN DEL COEFICIENTE DE FLUJO EN EL COMIENZO DEL CONDUCTO DE COMBUSTIBLE

La principal solución para el aumento de la potencia es el incremento del rendimiento volumétrico. Sin embargo, se plantea una alternativa a esta solución en la cual se mejora la caída de presión existente en la instalación.

Esta caída de presión se ha simulado con el coeficiente de flujo en las condiciones de contorno del conducto de combustible, por ello, para realizar el estudio, se darán diferentes valores a este coeficiente. Se asignan valores

En este experimento el coeficiente de flujo tomará valores en un rango de [0.9, 2.1]

Cuando el coeficiente de flujo toma valores mayores a lo impuesto en nuestro modelo ($C_f = 0.15$) la caída de presión disminuye con lo cual la presión al comienzo de la tubería es mayor. Esto mismo ocurre pero al contrario si hablamos de coeficientes de flujo menores a los impuestos. En la *Gráfica 4.11*. se puede ver cómo según el coeficiente se va haciendo más elevado la presión también lo hace.

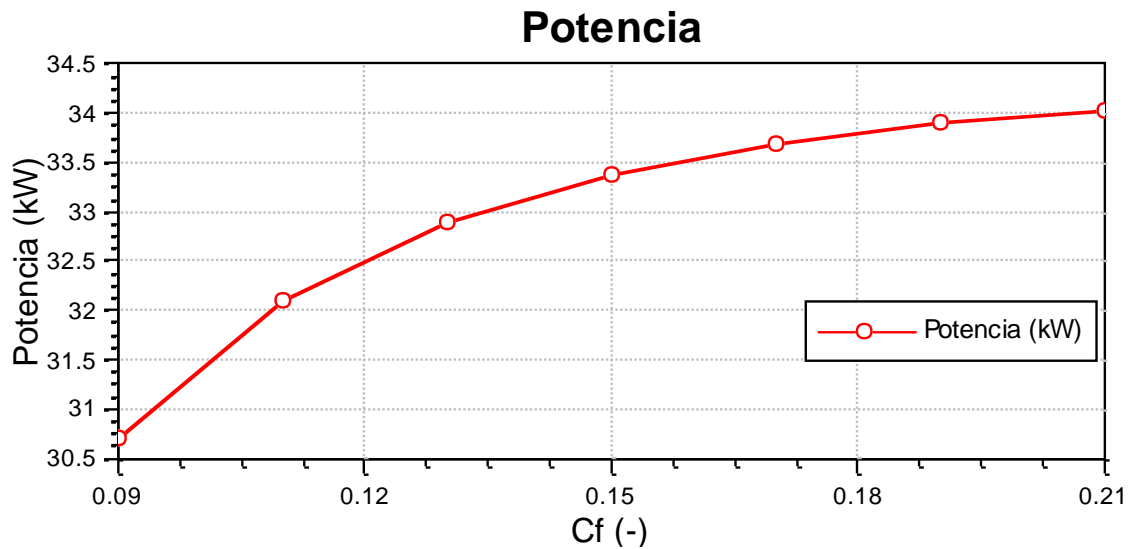


Gráfica 4.11.- Presión inicial al comienzo de la pipa de combustible variando el coeficiente de flujo

Lo que se pretende demostrar con este aumento de flujo y con ello de presión es cómo cambian las prestaciones del motor con las condiciones de contorno.

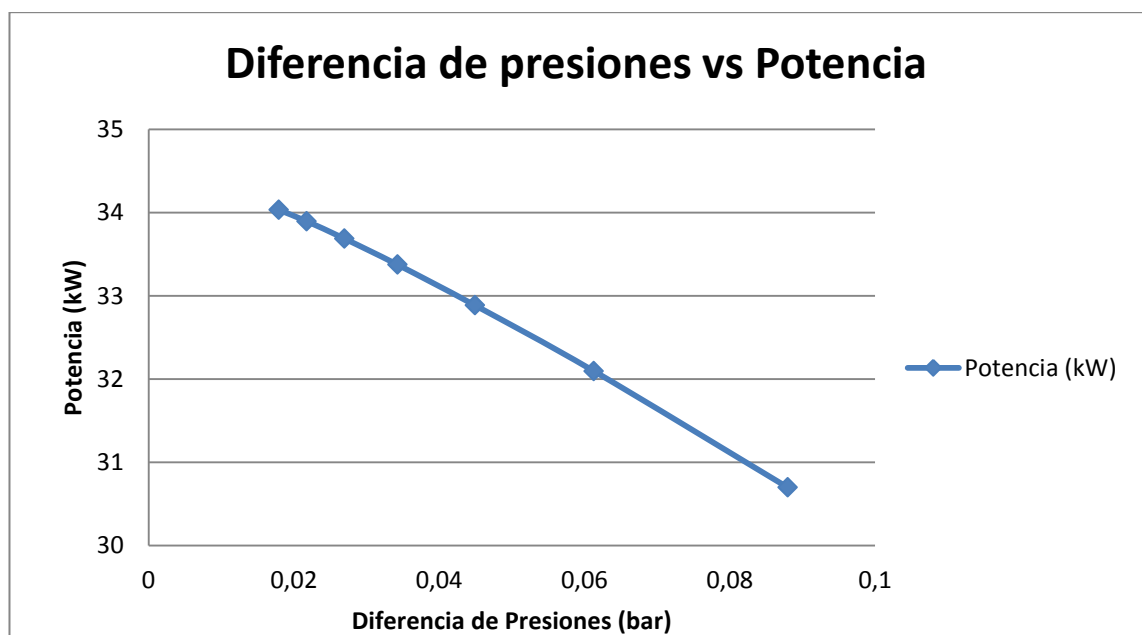
La potencia del motor se ve incrementada cuando la presión al comienzo de la pipa de combustible es mayor, es decir, la potencia es directamente proporcional a la presión de las condiciones de contorno.

En la siguiente gráfica (*Gráfica 4.12*) se confirma lo dicho:



Gráfica 4.12.- Potencia generada variando el coeficiente de flujo

Si se representa en una gráfica la potencia generada en el motor frente a la diferencia de presiones se observa, tal y como se ha explicado, que cuanto menor sea la diferencia que exista entre la entrada de la instalación y el comienzo del conducto de combustible mayor será la potencia. (*Gráfica 4.13.*)



Gráfica 4.13.- Par motor generado variando el coeficiente de flujo

La mejora que se produce al aumentar a presión al comienzo del conducto de combustible es decir, disminuir la caída de presión la instalación, es tan sólo de un 2%.

En el caso de que quisiésemos aumentar la potencia esta sería una de las posibles soluciones. En la realidad no es tan fácil como cambiar el coeficiente de flujo en la simulación ya que para conseguir un mayor coeficiente de flujo se debería disminuir la caída de presión en la instalación. Este hecho no se consigue tan fácil ya que para llegar a este resultado no debería haber ningún tipo de pérdidas de presión en el interior de la instalación.

4.6 CONCLUSIONES

El objetivo descrito en el capítulo 1 era el de conseguir optimizar la potencia del motor simulado y es por esta razón por la que se decidió realizar una serie de estudios paramétricos que permitiesen obtener una solución óptima para el modelo.

Tras el estudio de las posibles soluciones, se llegó a la conclusión de que las opciones para conseguir mejorar la potencia eran:

- Retrasar 1 grado la apertura y cierre de válvulas de admisión y escape
- Hacer funcionar el motor a 4000 rpm
- Conseguir una caída de presión en el interior de la instalación lo más próxima al valor nulo

Para cada una de estas opciones existe un valor óptimo y, dichas soluciones se han presentado, tanto en valor de potencia como en porcentaje de mejora, en la siguiente tabla:

	Retraso 1° en apertura y cierre de válvulas	n = 4000 rpm	$\Delta P = 0 \text{ bar}$
Potencia (kW)	33,38	35,01	34,032
Mejora (%)	0.03	5	2

La opción que más potencia genera es la de que el motor esté funcionando a 4000 revoluciones. Este resultado nos indica que el motor en su estado de funcionamiento en la planta, no trabaja generando su máxima potencia ya que está revolucionado a 3000 rpm.

Sin embargo y, pese a ser la opción más óptima, las prestaciones del motor no mejoran notablemente ya que el aumento de la potencia se incrementaría tan sólo un 5%.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES

5. CONCLUSIONES

En el primer capítulo se fijaron una serie de objetivos para el presente proyecto que, una vez finalizado, se puede decir que estos han sido alcanzados.

En cuanto a lo que el modelado se refiere, se ha conseguido llevar a cabo la implementación del modelo real en el programa “AVL BOOST” de una manera satisfactoria.

A pesar de haberse logrado el modelado del motor, durante este proceso de modelaje se han encontrado una serie de problemas. Por ejemplo, entre estos problemas se encuentra la adaptación del coeficiente de flujo en las condiciones de contorno del conducto de combustible o, el ajuste de las constantes características del elemento de control PID. Sin embargo, pese a la existencia de trabas a lo largo del modelado, se ha conseguido adaptar lo real a lo simulado.

La validación del correcto modelado del motor se ha llevado a cabo mediante la potencia generada en el motor. Esta validación ha permitido comprobar como el resultado de la simulación realizada en “BOOST” coincidía en más de un 99.9% con el valor del motor real. Este alto grado de coincidencia permite afirmar que el modelo se adapta a lo real.

La potencia generada en el motor no ha sido la única variable a estudiar ya que se han analizado los resultados de otros parámetros como: relación aire combustible y presiones máximas en el interior de los cuatro cilindros, temperatura de los gases en el instante de apertura de válvulas...

Todos estos estudios se han realizado con el motor en su régimen de funcionamiento, sin embargo, se han llevado a cabo otros en los cuales este régimen varía.

En estas simulaciones se han estudiado las prestaciones del motor con los resultados obtenidos de potencia, par, consumo específico y rendimientos (indicado, mecánico y efectivo).

Otro de los objetivos del proyecto era el de optimizar la potencia generada en el motor. Para conseguir tal fin, como se indica en el capítulo 1, se optimiza el rendimiento volumétrico. El optimizar esta variable se debe a que con un mejor rendimiento lo que se consigue es un mejor llenado de los cilindros y con ello más potencia.

Se realizaron una serie de estudios paramétricos mediante los cuales se llevó a cabo la optimización del rendimiento volumétrico. Con ellos se llegó a la conclusión que las mejores alternativas eran:

- Retrasar la apertura y el cierre de las válvulas de admisión y escape 1 grado, ya que, a pesar de conseguirse el mejor rendimiento volumétrico a 3 grados de retraso, la mejor potencia se conseguía tan sólo con 1.
- Hacer funcionar el motor a 4000 revoluciones (rpm), ya que este es el punto de máximo en la curva característica de potencia.

Sin embargo, y a pesar de haber encontrado dos soluciones empleando el objetivo de optimizar el rendimiento volumétrico, se optó por realizar un tercer estudio.

En este estudio se comprobaba la influencia que tenía la presión inicial en el conducto de combustible. Cuanta más alta sea esta presión más potencia generará el motor. Esta comprobación se llevó a cabo con el coeficiente de flujo asignado en las condiciones de contorno de dicha tubería de combustible ya que, es este el parámetro que permite la simulación de la caída de presión en la instalación. Por tanto, cuanto menos caída de presión se dé en la instalación más potencia es capaz de generar el motor.

Después de realizar los estudios para encontrar una solución a un incremento de potencia, se llegó a la conclusión que la opción óptima no mejoraba de forma notable esta propiedad ya que tan sólo se aumentaba en un 5% con respecto a lo simulado inicialmente.

Por último y, a pesar de no ser un objetivo del proyecto, se espera que este trabajo sirva de ayuda en posteriores estudios en los que se emplee la herramienta de simulación "AVL BOOST" para realizar el modelado de cualquier otro motor o, mismamente de uno de estas características.

CAPÍTULO 6

BIBLIOGRAFÍA

6. BIBLIOGRAFÍA

[1] IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. *Biomasa. Gasificación*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Madrid, Octubre 2007.

[2] F. Payri y J.M. Desantes. *Motores de combustión interna alternativos*. Ed. Reverté, 2011.

[3] <http://www.toyota-industries.com/component/products/y4.html>. Toyota. Industrial Engine, 2008

[4] Andrés Melgar Bachiller. *Motores térmicos. Motores de Combustión Interna Alternativos*. Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Septiembre 2013

[5] K, Patton. R, Nitschke. J, Heywood. *Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines*. Sae, (89.836), 1989

[6] AVL BOOST. *User Guide*. AV BOOST, Diciembre 2011

[7] Ricardo Ranera Díaz. *Modelado predictivo de dos zonas para motores de encendido provocado*. Proyecto Fin de Carrera, Escuela de Ingenierías, Valladolid, Marzo 2013

[8] Jesús Encinas Hernández. *Estudio paramétrico de la velocidad inicial de combustión en MEP mediante modelo predictivo*. Proyecto Fin de Carrera, Escuela de Ingenierías Industriales, Valladolid, Mayo 2014.

[9] G. Woschni. *A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine*. SAE, (670931), 1967.

[10] Frank M.White. *Fluid Mechanics*. McGraw-Hill. February, 2010

ANEXO I

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA WOSCHNI

I ANEXO I

I.1 INTRODUCCIÓN

El anexo que se detalla a continuación tiene como objetivo describir el cálculo de coeficiente de película necesario para calcular el flujo de calor intercambiado a través de las paredes del interior del cilindro.

El cálculo de este coeficiente se lleva a cabo, tal y como se ha citado anteriormente, con el coeficiente Woschni [9].

Este coeficiente de película lo ofrece el propio software de simulación por lo que tan sólo será necesario detallar las ecuaciones que rigen el cálculo ya que el propio programa es el encargado de realizar las operaciones pertinentes.

I.2 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE PELÍCULA

Ya se ha indicado que el cálculo de este coeficiente viene de mano del propio simulador “BOOST” empleando el método “Woschini”.

El coeficiente de película vendrá determinado por la siguiente ecuación:

$$h = 0.013 \cdot K_w \cdot D_{pistón}^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T_{zona}^{-0.53} \cdot \left(2.28 \cdot C_m + \frac{0.00324 \cdot V_{total} T_{ca}}{P_{ca} \cdot V_{ca}} \cdot (P - P_{P0}) \right)^{0.8}$$

Ecuación I.1.

Donde:

- h : Coeficiente de película [W/m²K]
- K_w : Coeficiente de Woschni
- $D_{pistón}$: Diámetro del pistón [m]
- P : Presión [Pa]
- T_{zona} : Temperatura calculada de la zona para que se determina el coeficiente de película [K]
- C_m : Velocidad media del pistón [m/s]
- V_{total} : Volumen total del cilindro en el instante de tiempo del cálculo [m³]
- T_{ca} : Es la temperatura de cierre de la admisión [K]
- P_{ca} : Presión de cierre de la admisión [Pa]
- V_{ca} : Volumen de cierre de la admisión [m³]
- P_{P0} : Presión arrastrada [Pa]

Donde a su vez la presión y temperatura de cierre de la admisión se definen como:

$$T_{ca} = T_{inicial} \left(\frac{V_{inicial}}{V_{ca}} \right)^{\gamma-1}$$

Ecuación I.2

$$P_{ca} = P_{inicial} \left(\frac{V_{inicial}}{V_{ca}} \right)^{\gamma}$$

Ecuación I.3

Y la presión arrastrada:

$$P_{P0} = P_{ca} \left(\frac{V_{ca}}{V_{total}} \right)^{\gamma}$$

Ecuación 1.4

ANEXO II

CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE FRICCIÓN

II ANEXO II

II.1 INTRODUCCIÓN

En el presente anexo se detallará el proceso de obtención de los coeficientes de fricción de cada una de las pipas existentes en el modelo realizado en la simulación.

Se explicarán cada uno de los parámetros necesarios para su cálculo así como las ecuaciones y diagramas empleados para su obtención.

Por último, se mostrarán los resultados finales que han sido introducidos en el modelo, asignando cada uno de ellos a diferentes materiales de los que estaban compuestas las pipas.

II.2 CÁLCULO DE LOS COEFICIENTES DE FRICCIÓN

Las pérdidas producidas por el rozamiento del fluido al pasar por las tuberías de la instalación son un importante factor a tener en cuenta en la simulación del modelo. Para hacer un cálculo de estas pérdidas, el software “BOOST” necesita de unos coeficientes de fricción calculados a partir de la rugosidad relativa de cada pipa y el número de Reynolds (*Ecuación II.2*).

Tanto la rugosidad relativa como el número de Reynolds son necesarios para poder emplear el diagrama de Moody (*Figura II.1*), que es aquel elemento que nos permite el cálculo de estos coeficientes buscados.

Cada coeficiente tomará un valor diferente en función del tipo de material del que esté compuesta la pipa ya que la rugosidad relativa depende de esto mismo. A mayores también influye en el proceso el diámetro de la propia pipa así como las propiedades del flujo que esté pasando por ella.

En cuanto al flujo, en alguna de las pipas será sólo combustible, en otras sólo aire o la mezcla de ambas..

Este cálculo se realizará para cuatro materiales que se dan en las pipas:

- Fundición de aluminio: colector de admisión
- Fundición: colector de escape
- Plástico: pipa que conecta el punto donde se juntan el aire y el combustible y la entrada del colector de admisión
- Acero inoxidable: resto de pipas

Para explicar cómo ha sido el procedimiento de este cálculo del factor de fricción, se hará la descripción con el colector de escape. Se necesitan conocer 5 aspectos:

- a) Material: FUNDICIÓN
- b) Diámetro de la pipa: $D=35.45\text{mm}$
- c) Flujo de mezcla: $\dot{m} \approx 0.05 \text{ kg/seg}$
- d) Viscosidad cinemática: $\nu = 1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- e) Rugosidad absoluta de las fundiciones: $\varepsilon = 0.36\text{mm}$

Y se calcularán:

$$\text{Velocidad del flujo} \rightarrow V = \frac{\dot{m}}{A} = \frac{0.05}{\pi \frac{0.03545^2}{4}} = 50.66 \text{ m/seg}$$

Ecuación II.1.

ANÁLISIS DEL FUNCIONAMIENTO MCIA FUNCIONANDO CON GAS DE GASIFICACIÓN UTILIZANDO LA HERRAMIENTA “AVL BOOST”

$$Reynolds \rightarrow Re = \frac{V D}{\vartheta} = \frac{50.66 * 0.03545}{1 \times 10^{-5}} = 1.7 \times 10^5 \approx 2 \times 10^5$$

Ecuación II.2.

$$Rugosidad\ relativa \rightarrow \varepsilon/D = \frac{0.36}{35.45} = 0.010$$

Ecuación II.3.

Una vez se tienen estos datos habrá que introducirse en el diagrama de Moody con el valor de “Re” en el eje de las abscisas y con el valor de la rugosidad relativa en las curvas, es decir (Figura II.1.):

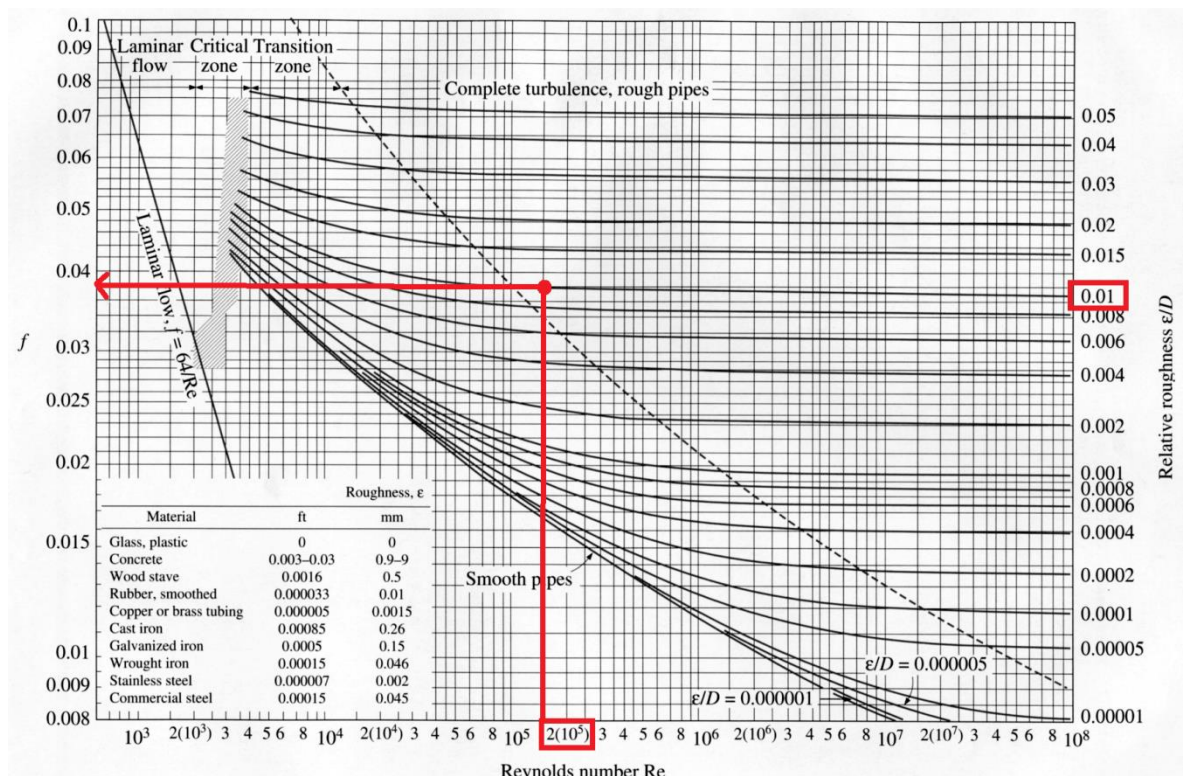


Figura II.1.- Diagrama de Moody [10]

Por tanto, el coeficiente de fricción para el colector de escape es:

$$f = 0.038$$

Para los demás materiales:

- Fundición de aluminio: $f = 0.0215$
- Plástico: $f = 0.018$
- Acero inoxidable: $f = 0.033$